



**ESPE**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN  
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS CON  
FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN EN UNA VIVIENDA  
TIPO RURAL DE 54 m<sup>2</sup>**

**AUTORES:**

**VILAÑA TOPÓN, DEISY ANGELA  
MAILA BENÍTEZ, VÍCTOR HUGO**

**DIRECTOR: ING. CARRIÓN, LUIS**

**SANGOLQUÍ**

**2016**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS CON FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN EN UNA VIVIENDA TIPO RURAL DE 54 m<sup>2</sup>”*** realizado por los señores **VILAÑA DEISY** y **MAILA VICTOR**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **DEISY VILAÑA** y **VICTOR MAILA** para que lo sustente públicamente.

**Sangolquí, 02 de Febrero del 2016**

**Ing. Luis Carrión**

**DIRECTOR**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, **DEISY VILAÑA**, con cédula de identidad N°1722295191 y **VICTOR MAILA**, con cédula de identidad N°1717917098, declaramos que este trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS CON FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN EN UNA VIVIENDA TIPO RURAL DE 54 m<sup>2</sup>**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

**Sangolquí, 02 de Febrero del 2016**

**DEISY ANGELA VILAÑA TOPÓN**  
C.C: 1722295191

**VÍCTOR HUGO MAILA BENITEZ**  
C.C: 1717917098



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORIZACIÓN**

Nosotros, **DEISY VILAÑA** y **VICTOR MAILA**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de *titulación* **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS CON FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN EN UNA VIVIENDA TIPO RURAL DE 54 m<sup>2</sup>”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

**Sangolquí, 02 de Febrero del 2016**

**DEISY ANGELA VILAÑA TOPÓN**  
C.C: 1722295191

**VÍCTOR HUGO MAILA BENITEZ**  
C.C: 1717917098

## DEDICATORIA

*Después del esfuerzo viene la recompensa, y eso se ve plasmado en este proyecto dedicado a ti Dios y a ti mamita Virgen por haberme dado sabiduría y salud para culminar esta gran etapa de mi vida.*

*A mis padres, por su amor, entrega y sacrificio total durante todos estos años, porque gracias a ellos he logrado llegar a la meta final, quiero que sepan que los amo mucho.*

*A mi Alejito, que día a día me llena de momentos de alegría y de mucho amor, quién se ha convertido en la Luz que alumbra mi vida y por quién daría todo por verlo feliz.*

*A ti mi ne, por acompañarme durante este largo camino y ser un ejemplo de que todo es posible mediante esfuerzo y dedicación.*

*A mi hermano, David, por llenarme de cariño y formar parte de mi vida.*

**Deisy Vilaña**

*Este proyecto está dedicado en primer lugar a mi Dios y a mi Virgen del Cisne, quienes me bendijeron, me guiaron por el buen camino para llegar a cumplir uno de mis objetivos, me dieron la fuerza de no desvanecer y seguir en pie de lucha a pesar de los grandes obstáculos que se me presentaron en toda mi carrera. Gracias por escuchar mis oraciones y darme señales para seguir adelante.*

*En segundo lugar a mi madre Carmita que me apoyo en toda mi carrera, la que estuvo en todo momento a mi lado, la que me escucho y me aconsejo para cumplir mis objetivos. Mi padre que de alguna manera me apoyo.*

*Mi sobrina Nicole y mi hermana Erika a quienes quiero mucho y espero servirle de ejemplo.*

*A todos ellos les dedico todo mi esfuerzo que nada fácil lo fue pero imposible de lograrlo.*

*“Lo difícil lo hago de inmediato; lo imposible me tardo un poquito más”*

**Victor Maila**

## AGRADECIMIENTO

*A Dios, por haberme brindado la fortaleza y la oportunidad de estudiar para convertirme así en un profesional.*

*A mis padres, Reinaldo Vilaña y Rosa Topón, por haberme apoyado incondicionalmente, por enseñarme que las cosas con esfuerzo son las que verdaderamente valen la pena, por no haberme dado lo suficiente sino lo necesario y por impulsarme a seguir siempre adelante.*

*A ti mi ne, que con tu paciencia , apoyo constante y amor incondicional has sido mi amigo, mi confidente siempre esperando lo mejor de mí, gracias por estar presente no solo en esta etapa de mi vida sino en cada momento.*

*A mis hermanos, Sandry, Jonathán y Paúl por alentarme en los momentos de debilidad en el transcurso de toda mi carrera, por su cariño y confianza.*

*A ti Maila, por haber formado parte de este proyecto, por tu esfuerzo y dedicación constante, por tu amistad incondicional.*

*A mis amigos y amigas, Pauly, Anita, Andre, Kary, Daniel, José, Flavio, Beto, y Juan por haber compartido experiencias inolvidables durante toda esta etapa estudiantil, quiero que sepan que ha sido un honor haber compartido las aulas junto a Uds. y ahora conservar su amistad.*

*Al Ingeniero, Luis Carrión, director de este proyecto de investigación por su tiempo y sus conocimientos impartidos durante su desarrollo.*

*A los Ingenieros del Departamento del DECEM, por sus enseñanzas impartidas en las aulas en mi desarrollo profesional.*

*A toda mi familia, que en cada momento han estado muy pendiente de mí.*

**Deisy Vilaña**

*Agradezco a mi Dios y a mi Virgen del Cisne por bendecirme y guiarme para estudiar en esta prestigiosa universidad, la hermosa e interesante carrera de ingeniería mecánica.*

*A mi madre por poner su esfuerzo, sus consejos, su ejemplo de mujer luchadora, sus deseos de verme superar y cumplir mis objetivos. Aquello me ayudo a terminar mis estudios en esta prestigiosa universidad. Gracias por este obsequio el cual será bien recompensado de mi parte y no te abandonare así como nunca lo hiciste conmigo. Siempre estaré para apoyarte mamita Carmen. Es imposible acabar de agradecerte.*

*A mi padre que me ayudó y encomendó a Dios que me bendiga y me ayude a culminar mi carrera.*

*A Pris por apoyarme, ayudarme cuando más los necesitaba, aconsejarme y estar en todo momento a mi lado a pesar de los problemas que pasamos estuviste a mi lado y sé que de corazón quieres que cumpla éste uno de mis objetivos, el ser ingeniero mecánico.*

*A mi hermana que en algún momento de mi carrera me ayudó cuando más lo necesitaba.*

*A mis profesores quienes me compartieron sus conocimientos, los cuales me servirán en toda mi carrera profesional.*

*Es un orgullo obtener el título de ingeniero mecánico en la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.*

**Victor Maila**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	ii
<b>AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD</b> .....	iii
<b>AUTORIZACIÓN</b> .....	iv
<b>DEDICATORIA</b> .....	v
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	vi
<b>ÍNDICE DE CONTENIDO</b> .....	viii
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	xi
<b>ÍNDICE DE CUADROS</b> .....	xii
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	xiii
<b>NOMENCLATURA</b> .....	xvi
<b>RESUMEN</b> .....	xxi
<b>ABSTRACT</b> .....	xxii

### **CAPÍTULO I**

<b>GENERALIDADES</b> .....	1
----------------------------	---

1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Definición del problema.....	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo general.....	2
1.3.2. Objetivos específicos.....	2
1.4. Alcance del proyecto.....	3
1.5. Justificación e importancia.....	3

### **CAPÍTULO II**

<b>MARCO TEÓRICO</b> .....	4
----------------------------	---

2.1. Calefacción.....	4
2.1.1. Sistemas de producción de calefacción.....	4
2.2. Zona de Confort.....	5
2.3. Psicometría del aire.....	6
2.3.1. Aire húmedo.....	6
2.3.2. Humedad absoluta.....	6
2.3.3. Humedad relativa.....	6
2.4. Conducción de calor.....	9
2.4.1. Paredes planas.....	10
2.4.2. Conductividad a través de una pared curva.....	10
2.5. Convección.....	12
2.6. Radiación.....	22

2.7.	Intercambiadores de calor.....	23
2.7.1.	Clasificación de intercambiadores de calor. ....	24
2.8.	Selección de fluidos de trabajo. ....	34
2.9.	Propiedades de los fluidos .....	35
2.10.	Diseño térmico de intercambiadores de calor. ....	36
2.10.1.	Métodos para el diseño de ITC. ....	36

### **CAPÍTULO III**

#### **DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR..... 43**

3.1.	Matriz de decisión. ....	43
3.2.	Condiciones de diseño para el intercambiador de calor .....	48
3.2.1	Condiciones climáticas. ....	48
3.2.2	Calor necesario.....	51
3.3.	Selección de la Bomba. ....	70
3.4.	Selección del Ventilador.....	74
3.5.	Diseño térmico del Intercambiador de calor de placas y tubos. ....	79
3.5.1.	Determinación del coeficiente Global de transmisión de calor. ..	79
3.5.2.	Determinación de las capacitancias térmicas. ....	80
3.5.3.	Determinación del NUT.....	81
3.5.4.	Eficiencia del intercambiador de calor.....	82
3.5.5.	Transferencia de calor real del intercambiador de calor:.....	82
3.5.6.	Determinación de las temperaturas de salida a partir de los balances globales de energía .....	83
3.6.	Cálculo del número de tubos y placas del intercambiador de calor. ..	83
3.7.	Cálculo del número de placas en el intercambiador de calor.....	87
3.8.	Arreglo de tubos en el intercambiador de calor. ....	88
3.9.	Calor en el haz de tubos. ....	89
3.9.1.	Cálculo del coeficiente de convección para el lado del Aire .....	89
3.9.2	Determinación del coeficiente de convección del lado agua:....	94
3.9.3	Cálculo de la pérdida de calor en el arreglo de tubos del ITC para flujo cruzado .....	97
3.10.	Componentes .....	100
3.10.1.	Tubos.....	100
3.10.2.	Placas.....	101
3.10.3.	Cubierta y tolva.....	102
3.10.4.	Bastidor. ....	103
3.10.5.	Conexiones.....	104

<b>CAPITULO IV</b>	
<b>CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR</b> .....	105
4.1. Construcción intercambiador de calor .....	105
4.1.1 Listado de materiales. ....	105
4.1.2 Equipos utilizados. ....	106
4.1.3 Operaciones realizadas.....	107
<b>CAPÍTULO V</b>	
<b>PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS</b> .....	118
5.1. Introducción. ....	118
5.2. Procedimiento experimental.....	118
5.3. Protocolo de pruebas.....	120
5.4. Registro de datos.....	121
5.4.1 Registro de datos tomados con el caldero.....	121
5.5. Análisis de resultados. ....	127
5.5.1 Determinación de las pérdidas de calor. ....	127
5.5.2. Determinación del error porcentual teórico y experimental.....	129
5.5.3. Determinación de la caída de presión .....	130
5.5.4. Determinación de la eficiencia. ....	135
<b>CAPÍTULO VI</b>	
<b>ANÁLISIS DE COSTOS</b> .....	138
6.1. Análisis económico. ....	138
6.1.1. Costos directos. ....	138
6.1.2. Costos indirectos.....	140
6.2. Costo total.....	141
<b>CAPÍTULO VII</b>	
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	142
7.1. Conclusiones. ....	142
7.2. Recomendaciones. ....	143
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	144

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Humedad relativa .....	7
<b>Tabla 2.</b> Rangos Típicos de Prandtl para fluidos comunes .....	15
<b>Tabla 3.</b> Alternativas para seleccionar - Intercambiadores de calor .....	43
<b>Tabla 4.</b> Rango de presiones. ....	43
<b>Tabla 5.</b> Área de Transmisión de calor. ....	44
<b>Tabla 6.</b> Matriz de selección de doble entrada. ....	43
<b>Tabla 7.</b> Matriz de decisión.....	44
<b>Tabla 8.</b> Potencias generadas de accesorios. ....	62
<b>Tabla 9.</b> Accesorios Líneas de Impulsión. ....	72
<b>Tabla 10.</b> Accesorios Línea de aspiración .....	73
<b>Tabla 11.</b> Características principales del aire en los tres estados.....	76
<b>Tabla 12.</b> Características principales del aire en el estado 4. ....	78
<b>Tabla 13.</b> Parámetros de diseño del intercambiador de calor. ....	79
<b>Tabla 14.</b> Constantes para el banco de tubos en flujo cruzado. ....	91
<b>Tabla 15.</b> Factor de corrección C2 para $NL < 20$ ( $ReD > 10^3$ ) .....	92
<b>Tabla 16.</b> Valores de C y n para baterías de 10 o más tubos. ....	96
<b>Tabla 17.</b> Listado de materiales .....	105
<b>Tabla 18.</b> Especificaciones Técnicas del Caldero - Planta de Vapor .....	119
<b>Tabla 19.</b> Registro de datos - Ensayo #1.....	121
<b>Tabla 20.</b> Registro de datos - Ensayo #2.....	122
<b>Tabla 21.</b> Registro de datos - Ensayo #3.....	122
<b>Tabla 22.</b> Registro de datos - Ensayo #4.....	123
<b>Tabla 23.</b> Registro de datos - Ensayo #5.....	123
<b>Tabla 24.</b> Registro de datos del ITC de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción de la vivienda. ....	125
<b>Tabla 25.</b> Calores y flujos máxicos. ....	127
<b>Tabla 26.</b> Calores .....	127
<b>Tabla 27.</b> Calor ganado y calor cedido .....	129
<b>Tabla 28.</b> Error porcentual.....	130
<b>Tabla 29.</b> Parámetros para determinar la caída de presión. ....	131

<b>Tabla 30.</b> Caída de presión en el interior de los tubos .....	132
<b>Tabla 31.</b> Resultados obtenidos. ....	136
<b>Tabla 32.</b> Costo de accesorios para la instalación.....	138
<b>Tabla 33.</b> Costos de materiales directos del intercambiador de calor (tubos, placas, carcasa, tolva posterior, tolva frontal y bastidor). ....	139
<b>Tabla 34.</b> Costo por máquinas y herramientas. ....	139
<b>Tabla 35.</b> Costos por mano de obra .....	140
<b>Tabla 36.</b> Total costos directos.....	140
<b>Tabla 37.</b> Costos por ingeniería.....	140
<b>Tabla 38.</b> Costos por imprevistos .....	141
<b>Tabla 39.</b> Total costos indirectos .....	141
<b>Tabla 40.</b> Costo total del equipo .....	141

## ÍNDICE DE CUADROS

<b>Cuadro 1.</b> Correlaciones para el número de Nusselt convección natural ..	16
<b>Cuadro 2.</b> Correlaciones empíricas para el número de Nusselt .....	19
<b>Cuadro 3.</b> Características principales de ITC de tubos concéntricos.....	44
<b>Cuadro 4.</b> Características principales del ITC-Tubo y Carcaza .....	45
<b>Cuadro 5.</b> Características principales de ITC- De placas y armazón.....	45
<b>Cuadro 6.</b> Características principales de los calentadores de aire. ....	46
<b>Cuadro 7.</b> Características principales ITC-Tipo espiral.....	46
<b>Cuadro 8.</b> Equipos utilizados.....	106
<b>Cuadro 9.</b> Equipos de medición. ....	120

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b>	Sistema de calefacción por agua caliente .....	4
<b>Figura 2.</b>	Diagrama psicrométrico del aire.....	9
<b>Figura 3.</b>	Placa plana homogénea. ....	10
<b>Figura 4.</b>	Pared Curva.....	12
<b>Figura 5.</b>	Transferencia de calor por convección.....	13
<b>Figura 6.</b>	Flujo turbulento a través de un tubo .....	21
<b>Figura 7.</b>	Número de Reynolds para aire que fluye por un tubo caliente. .	22
<b>Figura 8.</b>	Intercambiador de carcasa y tubos. ....	24
<b>Figura 9.</b>	Funcionamiento del ITC de placas. ....	25
<b>Figura 10.</b>	Intercambiador de calor de espiral industrial .....	26
<b>Figura 11.</b>	ITC tipo- espiral.....	26
<b>Figura 12.</b>	Partes de intercambiador de calor de lamella.....	27
<b>Figura 13.</b>	Partes de intercambiador de calor enfriado por aire. ....	28
<b>Figura 14.</b>	Flujo paralelo .....	29
<b>Figura 15.</b>	Intercambiador de calor en contraflujo. ....	29
<b>Figura 16.</b>	Intercambiador de calor de flujo cruzado.....	30
<b>Figura 17.</b>	ITC de paso simple y de paso múltiple.....	31
<b>Figura 18.</b>	Intercambiadores de calor regenerativo y no-regenerativo.....	32
<b>Figura 19.</b>	ITC tipo gas – sólido .....	33
<b>Figura 20.</b>	ITC de contacto directo con almacenamiento de calor. ....	34
<b>Figura 21.</b>	Intercambiador de Flujo paralelo .....	37
<b>Figura 22.</b>	Intercambiador de flujo cruzado. ....	38
<b>Figura 23.</b>	Disposición de tubos. ....	42
<b>Figura 24.</b>	Datos obtenidos de radiación solar por la Nasa .....	49
<b>Figura 25.</b>	Atlas Solar del Ecuador.....	50
<b>Figura 26.</b>	Estadística de estación climatológica del cantón Rumiñahui...	51
<b>Figura 27.</b>	Velocidad media y frecuencia del viento .....	51
<b>Figura 28.</b>	Dimensiones de la vivienda.....	52
<b>Figura 29.</b>	Resistencias térmicas en paredes.....	54
<b>Figura 30.</b>	Intercambio de calor interno y externo de la vivienda. ....	59

<b>Figura 31.</b>	Dimensiones de las ventanas.....	61
<b>Figura 32.</b>	Selección de bomba de Agua. ....	74
<b>Figura 33.</b>	Etapas-Sistema de impulsión de aire en la vivienda.....	75
<b>Figura 34.</b>	Eficiencia en ITC de flujo cruzado con ambos fluidos.....	82
<b>Figura 35.</b>	Parámetros de diseño del intercambiador de calor.....	84
<b>Figura 36.</b>	Factores de Corrección para intercambiadores de Calor .....	85
<b>Figura 37.</b>	Simulación del flujo en tubos en distribución escalonada. ....	88
<b>Figura 38.</b>	Distancia longitudinal y transversal en arreglo de tubos.....	89
<b>Figura 39.</b>	Arreglo escalonado de tubos.....	95
<b>Figura 40.</b>	Analogía de resistencias en el arreglo de tubos .....	98
<b>Figura 41.</b>	Tubos de Cobre. ....	100
<b>Figura 42.</b>	Propiedades del cobre .....	101
<b>Figura 43.</b>	Propiedades del aluminio.....	102
<b>Figura 44.</b>	Placas de aluminio.....	102
<b>Figura 45.</b>	Carcasa .....	103
<b>Figura 46.</b>	Tolva.....	103
<b>Figura 47.</b>	Bastidor Intercambiador de calor de placas y tubos. ....	104
<b>Figura 48.</b>	Partes del Intercambiador de Calor.....	108
<b>Figura 49.</b>	Flujograma corte de tubos.....	108
<b>Figura 50.</b>	Flujograma construcción de las hileras principales del IT.....	109
<b>Figura 51.</b>	Flujograma construcción de la entrada del fluido al ITC .....	110
<b>Figura 52.</b>	Flujograma construcción de placas para el ITC.....	111
<b>Figura 53.</b>	Flujograma – Armado de tubos y aletas .....	112
<b>Figura 54.</b>	Flujograma de proceso de la construcción del bastidor .....	113
<b>Figura 55.</b>	Flujograma de proceso, construcción de la carcasa del ITC.....	114
<b>Figura 56.</b>	Flujograma de proceso construcción de tolva posterior.....	115
<b>Figura 57.</b>	Flujograma de proceso construcción de tolva frontal .....	116
<b>Figura 58.</b>	Ensamble del ITC.....	117
<b>Figura 59.</b>	Temperaturas en el ITC. ....	119
<b>Figura 60.</b>	Variación de temperaturas del ITC.....	124
<b>Figura 61.</b>	Variación de la temperatura en la vivienda en función .....	126
<b>Figura 62.</b>	Variación de la presión de entrada y salida del .....	126

<b>Figura 63.</b>	Flujo másico del agua .....	128
<b>Figura 64.</b>	Flujo másico del aire .....	128
<b>Figura 65.</b>	Caída de presión del fluido caliente. ....	132
<b>Figura 66.</b>	Factor de fricción y factor de correlación x .....	134
<b>Figura 67.</b>	Arreglo de tubos triangular en el ITC.....	134
<b>Figura 68.</b>	Eficiencia vs Temperatura de entrada del fluido caliente.....	136
<b>Figura 69.</b>	Eficiencia y calor (Q) generado por el intercambiador .....	137

## NOMENCLATURA

<b>SÍMBOLO</b>	<b>VARIABLE</b>
$q_k$	Flujo de calor
$G_r$	Número de Grashof
$Nu$	Número de Nusselt
$g$	Aceleración gravitacional
$L_c$	Longitud característica de la configuración geométrica
$T_s$	Temperatura superficial
$T_\infty$	Temperatura ambiente
$\vartheta$	Viscosidad cinemática del fluido
$Pr$	Número de Prandtl
$\nu_{cm}$	Viscosidad cinemática
$\alpha_t$	Difusividad térmica
$h_c$	Coefficiente de transmisión de calor por convección
$k$	Conductividad térmica del fluido
$R_a$	Número de Rayleigh
$Re_y$	Número de Reynolds
$\rho$	Densidad del fluido
$V$	Velocidad de la corriente del fluido
$D$	Diámetro de la sección circular del tubo
$\mu$	viscosidad dinámica del fluido
$q_r$	Transmisión de calor por radiación
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman
$A$	Área de transferencia de calor
$\Delta T_1$	Diferencia de temperaturas entre el fluido caliente
$\Delta T_2$	Diferencia de temperaturas entre el fluido frío
$T_{hi}$	Temperatura de entrada de fluido caliente al ITC.
$T_{ho}$	Temperatura de salida de fluido caliente del ITC
$T_{co}$	Temperatura de entrada de fluido frío al ITC
$U$	Coefficiente global de transmisión de calor

$T_c$	Temperatura del fluido caliente
$T_f$	Temperatura del fluido frío
$r_o$	Radio externo del tubo
$r_i$	Radio interno del tubo
$U_o$	Coefficiente global de transmisión de calor externo.
$U_i$	Coefficiente global de transmisión de calor interno
$Q$	Transferencia de calor
$\Delta T_{ML}$	Diferencia de temperatura media logarítmica
$S_T$	Separación transversal entre tubos
$S_L$	Separación longitudinal entre tubos
$Q_B$	Caudal de la bomba
$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua
$\rho_{agua}$	Densidad del agua
$H_i$	Altura de impulsión
$L_{tub}$	Longitud de la tubería
$n_{c90^\circ}$	Número de codos de 90°
$n_v$	Número de válvulas
$ITC$	Intercambiador de Calor
$R_{int}$	Radio del tubo por donde ingresa el agua al ITC
$L_{equi}$	Longitud equivalente línea de impulsión
$H_i$	Altura de impulsión
$\phi_{ti}$	Diámetro interno de la tubería
$P_{ai}$	Pérdida de carga en la impulsión
$H_a$	Altura de aspiración
$L_{tub}$	Longitud de la tubería
$n_{univ}$	Número de unión universal.
$L_{equa}$	Longitud equivalente línea de aspiración
$P_{as}$	Pérdida de carga en la aspiración
$H_{man}$	Altura manométrica
$T_{BSi}$	Temperatura de bulbo seco en el interior de la vivienda
$HR_i$	Humedad relativa en el interior de la vivienda,

$HR_e$	Humedad relativa al exterior de la vivienda
$m_2$	Cantidad de aire al exterior de la vivienda
$m_1$	Cantidad de aire al interior de la vivienda
$T_{comfort}$	Temperatura en la vivienda
$T_1$	Temperatura exterior (dato de la NASA)
$T_{BH}$	Temperatura del bulbo húmedo
$HR$	Humedad relativa
$h_e$	Entalpia
$V_L$	Volumen del aire seco
$Q_S$	Calor sensible
$Q_L$	Calor latente
$RCS$	Relación de calor sensible
$C_p$	Poder calorífico del aire
$\dot{Q}_a$	Caudal volumétrico del aire
$A_{1,2,3}$	Área de paredes de la vivienda
$A_{ventana}$	Área ventana
$A_{puerta}$	Área puerta
$R_A$	Resistencia térmica de la pared con espesor a
$R_B$	Resistencia térmica de la pared con espesor b
$R_C$	Resistencia térmica de la pared con espesor c
$R_{ABC}$	Resistencia total de la pared
$f$	Coefficiente de conductancia superficial
$hc$	Coefficiente de convección superficial
$hr$	Coefficiente de radiación superficial
$fi$	Coefficiente de conductancia superficial interior
$fe$	Coefficiente de conductancia superficial exterior
$v_{viento}$	Velocidad media anual del viento según el INAMHI
$RT$	Resistencia térmica total en todas las paredes
$U_p$	Coefficiente global de transferencia en las paredes
$q_p$	Calor de conducción a través de paredes
$A_{pared}$	Área de pared

$T_{confort}$	Temperatura confort en la vivienda
$T_{mín.}$	Temperatura mínima anual
$q_{p1}, q_{p2}, q_{p3}$	Cargas de calor en cada pared de la vivienda
$R_{techo}$	Resistencias térmica total del techo
$U_{techo}$	Coefficiente global de transferencia de calor en el techo
$A_{techo}$	Área del techo
$q_{techo}$	Carga de calor a través del techo
SC	Coefficiente de sombra
SHFG	Factor de ganancia de calor
$q_{shab}$	Calor sensible total generado por los habitantes
#de habitantes	Número de habitantes en la vivienda
$q_{techo}$	Carga de calor a través del techo
SC	Coefficiente de sombra
SHFG	Factor de ganancia de calor
$q_{shab}$	Calor sensible total generado por los habitantes
#de habitantes	Número de habitantes en la vivienda
$Q_{spersona}$	Calor sensible que genera una persona
$q_{shab1}$	Calor sensible que genera dos personas
$q_{shab2}$	Calor sensible que genera tres personas comiendo
$q_{Lhab}$	Calor latente total generado por las personas
$q_{int}$	Carga interna total
$q_{ventilación}$	Calor por ventilación
$V_{en}$	Ventilación
$\Delta t_{aire}$	Diferencia de temperatura interna y externa
$A_{aberturas}$	Área en aberturas en techo ventanas y puerta
$\Delta p_{presión}$	Diferencia de presión para carga de ventilación
$p_w$	Presión dinámica del viento
$Sot$	Presión del aire en sotavento
$Barlv$	Presión del aire en barlovento
$C_w$	Capacitancia térmica del fluido caliente
$C_{p,w}$	Calor específico del lado agua del ITC
$\varepsilon_{ITC}$	Eficiencia del ITC

$Q_{m\acute{a}x.}$	Transferencia de calor máxima que podra entregar el ITC
$q_{int}$	Carga interna total
$q_{ventilaci3n}$	Calor por ventilaci3n
$A_t$	área de transmisi3n de calor del tubo
$N_{Tubos}$	Número de tubos
$A_{placas}$	área estimada de la placa
$A_t$	área de transmisi3n de calor del tubo
$N_{Tubos}$	Número de tubos
$A_{placas}$	área estimada de la placa
$q_{tubos}$	Calor que genera el haz de tubos

## RESUMEN

En este proyecto de investigación se presenta el diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción de una vivienda tipo rural. Se describe el diseño térmico del intercambiador de calor, en base a datos de temperatura del fluido caliente generado por el caldero y en base al análisis energético para calentar la vivienda.

Para su construcción se utilizan materiales con buena conductividad térmica como: el cobre y el aluminio. Las pruebas realizadas permiten evaluar el funcionamiento real del intercambiador de calor, determinando la eficiencia y validando los datos calculados en el diseño térmico, tomando en cuenta presiones, temperaturas de entrada y salida del fluido caliente y del fluido frío. Se toma en cuenta la temperatura y humedad relativa interna en la vivienda para brindar una zona de confort a los habitantes bajo lo establecido por la Sociedad Americana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE-STANDAR 55).

### **PALABRAS CLAVES:**

- **INTERCAMBIADOR DE CALOR**
- **CALEFACCIÓN**
- **BALANCE ENERGÉTICO**
- **EFICIENCIA**
- **CONFORT TÉRMICO**

## **ABSTRACT**

In this research project, the design and construction of a heat exchanger of plates, tubes and cross flow for heating a rural dwelling type is presented. The thermal design of the heat exchanger described, based on temperature data generated by the hot fluid cauldron and analysis based on energy to heat the house. For construction, the materials are used with good thermal conductivity such as copper and aluminum. Tests conducted to assess the actual performance of the heat exchanger, determining the efficiency and by validating the data calculated in the thermal design, taking into account pressures, inlet and outlet temperatures of the hot fluid and the cold fluid. It takes into account the internal temperature and relative humidity in the dwelling to provide a comfort zone for the inhabitants in accordance with the established by the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning (ASHRAE-STANDAR 55).

### **KEYWORDS:**

- **HEAT EXCHANGER.**
- **HEATING.**
- **ENERGY BALANCE.**
- **EFFICIENCY.**
- **THERMAL COMFORT.**

# CAPÍTULO I

## GENERALIDADES

### 1.1. Antecedentes.

Desde su aparición los intercambiadores de calor han tenido un uso extenso en la industria. En nuestro país, en los grandes procesos industriales no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía térmica entre el sistema y el medio ambiente o entre distintas partes de un sistema dado. Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren calor desde un fluido a otro, dichos fluidos pueden ser gases o líquidos, dándose la transferencia de calor desde el fluido más caliente hacia el fluido más frío.

Dentro de las principales aplicaciones de los intercambiadores de calor se tiene:

- Diseño y construcción de un modelo de intercambiador de calor de celdas parabólicas con almacenamiento térmico, para calentamiento de un invernadero de 40  $m^2$ . (Taipe, 2006).
- Utilización de energía solar e intercambiador enterrado como fuente de calor para cámaras de secado. (Delgado Emérita, et. al, 2013).
- En la industria marítima se utilizan intercambiadores de calor de materiales resistentes al desgaste y corrosión que produce el agua de mar, sirven para enfriar el aceite y refrigerar el agua de los motores, adicionalmente son utilizados para generar agua potable apta para el consumo humano, son del mismo tipo pero más pequeños y ligeros debido al poco espacio que tienen las embarcaciones.
- En la industria alimenticia se los utiliza para calentamiento y enfriamiento de productos.

- En la industria petrolera la mezcla crudo y agua necesita del proceso de deshidratación, para ello se utiliza tanques de lavado y dependiendo de la temperatura, la deshidratación se completa con la utilización de intercambiadores de calor de tubos concéntricos, de flujo paralelo o de contraflujo dependiendo de la estación de servicio.

A través del desarrollo del presente proyecto se pretende brindar confort térmico a los habitantes del sector rural.

## **1.2. Definición del problema.**

Los habitantes de las viviendas del área rural ubicadas sobre los 2500 msnm no disponen de calefacción, razón por la cual se realizará el diseño, dimensionamiento, construcción y validación experimental de un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción que será acoplado a un caldero, ubicado en el laboratorio de energías renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas.

## **1.3. Objetivos.**

### **1.3.1. Objetivo general.**

Realizar el diseño y construcción de un intercambiador de calor de placas y tubos con flujo cruzado para calefacción en una vivienda rural de 54 m<sup>2</sup>.

### **1.3.2. Objetivos específicos.**

- Realizar el balance térmico para una vivienda rural de 54 m<sup>2</sup> que brinde confort a sus habitantes.
- Determinar los parámetros característicos del intercambiador de calor.
- Realizar las pruebas de funcionamiento.
- Determinar los costos de fabricación del intercambiador de calor.

#### **1.4. Alcance del proyecto.**

El proyecto a desarrollarse tiene el fin de diseñar y construir un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción de una vivienda tipo rural; teniendo como fuente de servicio la descarga de un caldero operado a temperaturas elevadas en el laboratorio de Energías no Convencionales de la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE); cuyo propósito principal es la obtención de un ahorro de recursos energéticos con un confort térmico para sus ocupantes.

El diseño, construcción y el desarrollo de pruebas experimentales de este equipo estará a cargo de los dos tesistas.

#### **1.5. Justificación e importancia.**

La necesidad de utilizar con una mayor participación las energías renovables conforme avanza el tiempo es de importancia mundial. Con el presente proyecto, se pretende enfocar el fortalecimiento de la investigación a través del desarrollo de equipos, que puedan ser utilizados para la calefacción de viviendas en el sector rural, brindando a sus habitantes la oportunidad de vivir en un ambiente adecuado.

Por otro lado, su desarrollo permitirá a los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE", realizar el análisis, medición y verificación de las diferentes variables del proceso, para que posteriormente se pueda efectuar estudios sociológicos en sectores vulnerables e implementar este tipo de proyecto, contribuyendo al desarrollo tecnológico e innovación, mediante métodos energéticamente limpios, de bajo costo y eficientes.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

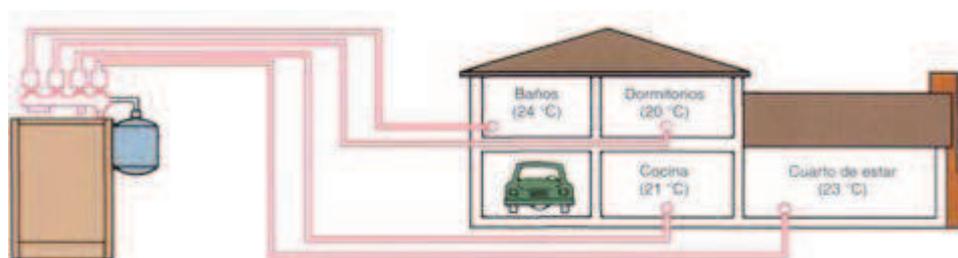
#### 2.1. Calefacción.

##### 2.1.1. Sistemas de producción de calefacción.

La calefacción es una forma de climatizar lugares cerrados habitados, cuando las temperaturas en épocas de invierno son muy bajas, los sistemas de calefacción más utilizados son:

- ***Calefacción por agua caliente.***

Son sistemas en los que se utiliza agua caliente para transportar calor a través de tuberías con circuitos de retorno y antiretorno hacia la zona que se desea calentar (ver figura 1). La caldera de agua puede generar calor a temperaturas máximas de funcionamiento de 80 °C a 90 °C; en este sistema se aprovecha ventajosamente el elevado calor específico del agua.



**Figura 1 Sistema de calefacción por agua caliente**  
(Fuente: William, 2011)

- ***Calefacción por aceite térmico.***

En este sistema la caldera puede generar temperaturas superiores a 100°C, utilizando como fluido de trabajo aceite térmico, puede trabajar a

presiones superiores a la presión atmosférica, su empleo se limita aplicaciones industriales. (Jutglar Luis, 2011)

- ***Calefacción por vapor saturado.***

Los gastos de instalación resultan en general algo más reducidos pues los tubos, válvulas, etc., son de paso más pequeños. Pero el calentamiento no resulta tan suave, ni tan agradable. Los lugares se calientan ciertamente más aprisa, y ello resulta ventajoso en hoteles, donde conviene poder calentar rápidamente cualquier habitación, es adecuado para grandes edificios en donde el calor debe propagarse a grande distancia y que solo deben ser calentado durante periodos determinados.

- ***Calefacción por aire caliente.***

En las pequeñas instalaciones, el aire caliente, a causa de su menor densidad, tiene que ascender hacia el techo de las habitaciones y provoca una circulación. Cuando se trata de grandes locales, es impulsado con auxilio de ventiladores especiales, originándose el sistema de caldeo por ventilación, adecuado para lugares grandes como: viviendas, teatros, iglesias salas de conferencias, etc. (Otto, 1931)

- ***Calefacción eléctrica.***

Se obtiene calefacción por medio de la conversión de energía eléctrica en calor, es muy eficiente debido a la escasa pérdida de calor que produce el calefactor, por lo general estos sistemas utilizan resistencias eléctricas.

## **2.2. Zona de Confort**

Se define el confort térmico como el bienestar físico y psicológico del individuo cuando las condiciones de temperatura, humedad y movimiento del aire son favorables a la actividad que está desarrollando. Según lo

establecido por la Asociación Americana de Aire Acondicionado y Refrigeración (ASHRAE) , el confort térmico no debe ser ni demasiado caliente ni demasiado frío, para una zona de confort en épocas de invierno recomienda temperaturas entre 20 y 23,3 °C con humedad relativa entre 30 y 70 %.

### **2.3. Psicometría del aire.**

La psicometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. El control del aire húmedo se lo realiza a través del uso de las tablas psicométricas que ofrecen una gran precisión, ya que sus valores son de hasta cuatro decimales; y con el uso de las tablas psicométricas se puede ahorrar mucho tiempo y cálculos.

#### **2.3.1. Aire húmedo.**

El aire de la atmósfera contiene una cierta cantidad de humedad proveniente de la evaporización del agua de los océanos, ríos, el vapor de agua exhalado por las personas, animales y plantas.

#### **2.3.2. Humedad absoluta.**

El aire que respira el ser humano contiene una cierta cantidad de vapor de agua que oscila de 0 a 26 gramos de vapor de agua por kg de aire.

#### **2.3.3. Humedad relativa.**

Con respecto a la humedad relativa la la Asociación Americana de Aire Acondicionado y Refrigeración (ASHRAE) determina algunas condiciones de humedad las cuales son ideales para el confort y la salud, en muchos casos, son menos ideales por otras razones. Una humedad relativa interior de 60%, puede cumplir con todos los requisitos para salud y confort, pero puede resultar dañina para paredes, muebles, etc.

El empañamiento de las ventanas es, normalmente, una indicación de humedad relativa demasiado alta, y debe recordarse que esta misma condensación, se lleva a cabo dentro de las paredes y otros lugares vulnerables al daño por exceso de humedad. Por lo tanto, es necesario fijar límites de seguridad para los niveles de humedad relativa en interiores, a fin de obtener los máximos beneficios de la humedad correcta, sin exponer la estructura a algún daño. Se recomienda que se sigan los datos de la tabla 1, para asegurar esos beneficios.

**Tabla 1**  
**Humedad relativa**

Temperatura Exterior °C	Humedad Relativa Recomendada %
- 7 y mayores	35
- 12	30
- 18	25
- 23	20
- 30	15

Fuente: (ASHRAE, 2001)

En general la humedad relativa es el porcentaje de agua que tiene el aire, respecto al valor máximo que puede alcanzar su temperatura.

#### **2.3.4. Volumen específico de aire.**

El volumen específico de aire es la relación entre el volumen de un cuerpo y su masa.

#### **2.3.5. Entalpía del aire húmedo.**

La entalpía es la energía total que tiene el aire, y se expresa en Julios [J] o calorías. Como el aire está húmedo, la energía total será la suma de la energía del aire más la energía del agua o vapor.

### **2.3.6. Punto de rocío.**

El punto de rocío se define como la temperatura abajo de la cual el vapor de agua en el aire comienza a condensarse. También es el punto de 100% de humedad. La humedad relativa es una muestra de aire que puede determinarse con su punto de rocío.

### **2.3.7. Diagrama Psicométrico.**

Este diagrama muestra las propiedades del aire en distintas condiciones.

- **Temperatura seca.**

El confort humano y la salud, depende grandemente de la temperatura del aire. En el acondicionamiento de aire, la temperatura del aire indicada es normalmente la temperatura seca (bulbo seco) En la parte horizontal la escala representa la temperatura seca en [°C], es decir la temperatura que marca el termómetro, (ver figura 2).

- **Humedad absoluta.**

Sus valores se los encuentran en las abscisas del diagrama en unidades de [gr/kg], (ver figura 2).

- **Humedad relativa**

La curva de izquierda a derecha es la que representa la humedad relativa en [%] siendo la última al 100% o saturación, (ver figura 2).

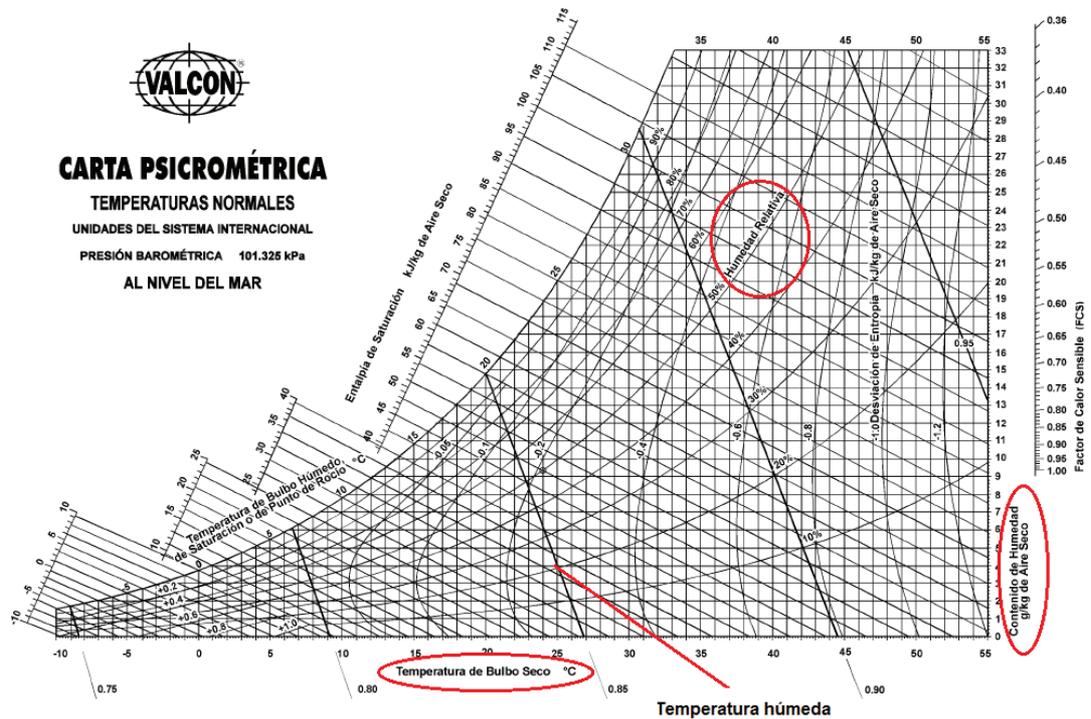


Figura 2 Diagrama psicrométrico del aire.

Fuente: (Cengel, 2004)

#### 2.4. Conducción de calor.

Éste fenómeno de transmisión de calor se da siempre que existe un gradiente de temperatura en un medio sólido, líquido o gaseoso por medio del cual el calor fluirá de la región con mayor temperatura a la región con menor temperatura, en tales circunstancias el flujo de calor por unidad de área  $q_k$ , es directamente proporcional al gradiente de temperatura  $\frac{dT}{dx}$ .

$$q_k = \alpha A \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Donde:

$q_k$  = Flujo de calor, en [W].

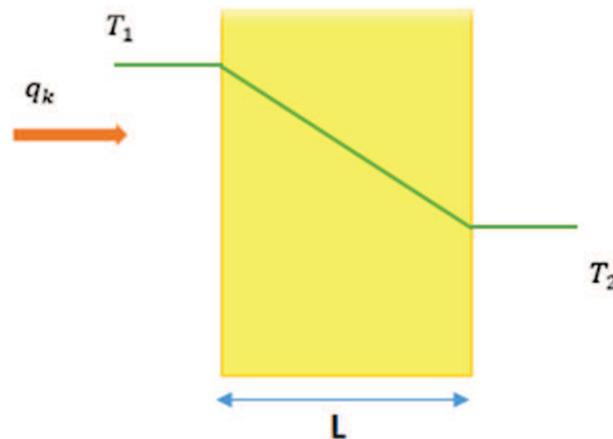
$A$  = Área de transferencia de calor, en [ $m^2$ ].

$\frac{dT}{dx}$  = Gradiente de Temperatura.

### 2.4.1. Paredes planas.

Cuando el flujo de calor y el gradiente de temperatura no varían con el tiempo y el área de transmisión de calor a lo largo de la trayectoria del flujo es uniforme, puede determinarse la transmisión de calor mediante una integración directa de la Ley de Fourier, en la figura 3, se muestra la transmisión de calor a través de una pared plana donde la temperatura superficial interna y externa de la pared son diferentes y el flujo de calor tiene dirección perpendicular a la superficie.

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{caliente}}^{T_{frío}} k dT = \int_{T_1}^{T_2} k dT$$



**Figura 3 Placa plana homogénea.**

Fuente: (Open Course Ware Universidad de Sevilla).

### 2.4.2. Conductividad a través de una pared curva.

La ecuación de Fourier debe reconsiderarse al analizar la conductividad en una pared curva ya que el área a través de la cual fluye el calor no es constante. La figura 4 muestra un cilindro grueso donde la temperatura en la superficie interna es  $T_a$ , la temperatura en la superficie externa es  $T_b$ , y la conductividad térmica es  $k$ . El calor fluye del interior al exterior del cilindro en forma radial, (Faires, 1983, pág. 545).

Al tomar un elemento muy delgado del cilindro con radio  $r$ , de espesor  $dr$  y considerando una longitud de cilindro  $L$  el área de ésta superficie será  $2\pi rL$ , reemplazando éste valor en la ecuación 2.2 se obtendrá como resultado la siguiente ecuación:

$$q_k = -k2\pi rL \frac{dT}{dr}$$

Al separar las variables y al integrar se obtiene la siguiente expresión:

$$q_k \int_{r_i}^{r_0} \frac{dr}{r} = -2\pi Lk \int_{t_b}^{t_a} dt$$

$$q_k \ln \frac{r_0}{r_i} = 2\pi Lk(T_a - T_b)$$

$$q_k = \frac{2\pi Lk(T_a - T_b)}{\ln \frac{r_0}{r_i}} \quad (2.4)$$

En éste caso el valor de la resistencia térmica es:

$$R = \frac{\ln \frac{r_0}{r_i}}{2\pi Lk} \quad (2.5)$$

Donde:

$r_0$ = Radio externo del cilindro, en [ m].

$r_i$ = Radio interno del cilindro, en [ m].

Al considerar un sistema de tres capas, se obtiene la siguiente expresión:

$$q_k = \frac{(T_a - T_b)}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_A L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_B L} + \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi k_C L}} \quad (2.6)$$

Donde:

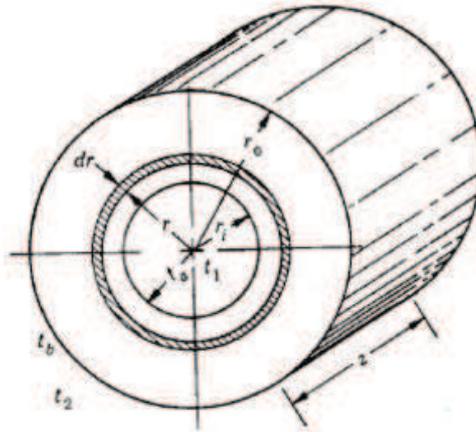
$T_a$ = Temperatura de superficie interna del cilindro, en [ °K].

$T_b$ = Temperatura de superficie externa del cilindro, en [ °K].

$L$  = Longitud del cilindro, en [ m].

$r_1, r_2, r_3, r_4$  = Radios de las capas del cilindro, en [ m].

$k_A, k_B, k_C$  = Coeficiente de conductividad térmica de cada capa, en  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$ .



**Figura 4 Pared Curva**

Fuente: (Faires, 1983)

## 2.5. Convección.

La transmisión de calor por convección se debe al intercambio de energía entre un fluido y una superficie, que implica los efectos combinados de la conducción en la primera capa de fluido y del movimiento del fluido, se calcula a través del modelo matemático de la ley de enfriamiento de Newton, (Kreith/Bohn, 2001, pág. 19).

$$q_c = h_c A \Delta T \quad (2.7)$$

Donde:

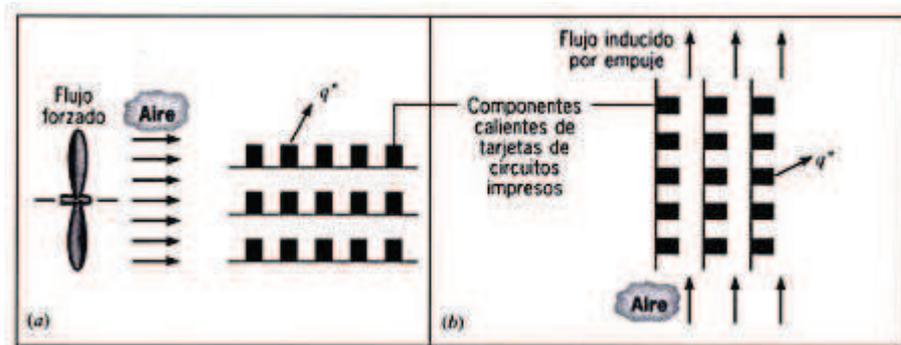
$q_c$  = Tasa de transferencia de calor por convección, en [W].

$A$  = Área de transferencia de calor, en [m<sup>2</sup>].

$h_c$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ .

$\Delta T$  = Diferencia entre la temperatura superficial y la temperatura del fluido, en [°K].

La figura 5 muestra la clasificación de la transmisión de calor por convección según la naturaleza del flujo en convección natural y en convección forzada.



**Figura 5 Transmisión de calor por convección.**

Fuente: (Incropera, 1999)

- **Convección natural.**

La convección natural se produce cuando un fluido se mueve bajo la influencia de fuerzas de empuje que surgen por la variación de la densidad, por el cambio de temperaturas en el fluido, sin la interacción de medios externos como el uso de bombas o ventiladores.

**Aplicaciones:**

- Radiadores de vapor.
- Equipos de calefacción.
- Acondicionamiento de aire.

La transmisión de calor por convección depende de la velocidad, viscosidad, densidad, conductividad térmica y calor específico del fluido.

El coeficiente volumétrico de expansión térmica  $\beta$ , es un parámetro muy importante en el estudio de la convección natural, define la variación del volumen al cambiar la temperatura, si se asume que el fluido se comporta como un gas ideal, se lo define de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.8)$$

Donde:

$T$  = Temperatura termodinámica expresada en escala absoluta, en  $[^{\circ}K]$ .

- **Convección forzada.**

El movimiento del fluido en la superficie se produce por la acción de agentes externos.

- **Coefficiente de convección.**

Para la determinación del coeficiente de convección deben analizarse los siguientes factores:

- La forma geométrica de la pared sea ésta plana, curva, horizontal o vertical.
- Tipo de fluido que está en contacto con la pared sea éste líquido o gas.
- Tipo de flujo si es laminar, turbulento o transitorio.

Las propiedades físicas del fluido dependen de la temperatura y presión, razón por la cual el cálculo del coeficiente de convección se centra en un análisis muy riguroso, que gracias a la utilización de números adimensionales, facilitan una expresión para hallar el coeficiente de transmisión de calor por convección  $h_c$ , que contiene las propiedades físicas y velocidad del fluido junto a constantes y exponentes desconocidos que se determinan experimentalmente, (Mark Zemansky R. D., 1986, pág. 95).

Los números adimensionales utilizados para la determinación del coeficiente de transmisión de calor por convección son:

- **Número de Grashof.**

Relaciona las fuerzas de empuje con las fuerzas viscosas del fluido, para su cálculo se utiliza la ecuación establecida según (Céngel, 2004, pág.509).

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\vartheta^2} \quad (2.9)$$

Donde:

$g$  = Aceleración gravitacional, en  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$\beta$  = Coeficiente volumétrico de expansión térmica, en  $\left[\frac{1}{^\circ K}\right]$ .

$L$  = Longitud característica de la configuración geométrica, en  $[m]$ .

$T_s$  = Temperatura superficial, en  $[^\circ K]$ .

$T_\infty$  = Temperatura absoluta, en  $[^\circ K]$ .

$\vartheta$  = viscosidad cinemática del fluido,  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ .

- **Número de Prandtl.**

Éste parámetro adimensional es directamente proporcional al cociente entre la viscosidad cinemática con la difusividad térmica, se lo determina de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{\nu_{cm}}{\alpha_t} \quad (2.10)$$

Donde:

$\nu_{cm}$  = Viscosidad cinemática, en  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ .

$\alpha_t$  = Difusividad térmica  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ .

**Tabla 2**  
**Rangos Típicos de Prandtl para fluidos comunes**

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004-0.030
Gases	0.7-1.0
Agua	1.7-13.7
Fluidos orgánicos ligeros	5-50
Aceites	50-100000
Glicerina	2000-100000

Fuente: (Céngel, 2004)

- **Número de Rayleigh.**

Es el producto del número de Grashof por el número de Prandtl.

$$Ra = Gr Pr \quad (2.11)$$

- **Número de Nusselt.**

Indica la relación entre la transmisión de calor por convección y la conducción en una capa del fluido.

Mientras mayor sea el número de Nusselt, la transmisión de calor por convección será más eficiente.

$$Nu = \frac{h_c L_c}{k} \quad (2.12)$$

Donde:

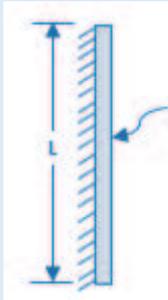
$h_c$  = Coeficiente de transmisión de calor por convección, en  $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right]$

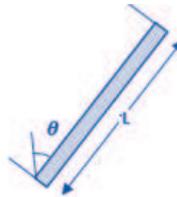
$L_c$  = Longitud característica depende de la geometría del sistema, en  $[m]$ .

$k$  = Conductividad térmica del fluido, en  $\left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ\text{C}}\right]$ .

En el cuadro 1 se dan diferentes configuraciones geométricas para la determinación del número promedio de Nusselt para convección natural.

**Cuadro 1**  
**Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt convección natural sobre las superficies.**

Configuración Geométrica	$L_c$	Intervalo de $Ra$	$Nu$
 <p>Placa vertical</p>		$10^4 - 10^9$	$Nu = 0.59 Ra_L^{1/4}$
		$10^9 - 10^{13}$	$Nu = 0.9 Ra_L^{1/3}$
	el Intervalo	Todo	$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$
			Continúa →

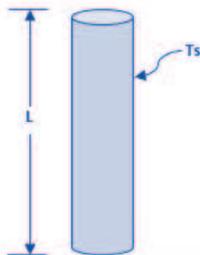


Utilícese las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente

Reemplácese  $g$  por  $g \cos \theta$

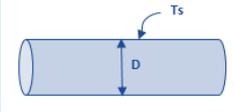
<b>Placa horizontal (área superficial A y perímetro p)</b>		
$A_s/p$	$10^4 - 10^7$	$N_u = 0.54 R_{al}^{1/4}$
Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)	$10^7 - 10^{11}$	$N_u = 0.15 R_{al}^{1/3}$
	$10^5 - 10^{11}$	$N_u = 0.27 R_{al}^{1/4}$

**Cilindro vertical**

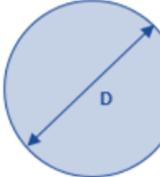


Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando:

$$D \geq 35L/G_{rL}^{1/4}$$

<b>Cilindro horizontal</b>		
	$R_a \leq 10^{12}$	$N_u = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 R_{ad}^{1/6}}{[1 + (0.559/P_r)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$
Continúa →		

**Esfera**



$$R_a \leq 10^{11}$$

$$P_r \geq 0.7$$

$$N_u = 2 + \frac{0.589R_{ad}^{1/4}}{[1 + (0.492/P_r)^{9/16}]^{4/9}}$$

Fuente: (Céngel, 2004, pág. 511)

En convección forzada para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la ecuación establecida por Dittus-Bolter, donde las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media volumétrica  $T_b$ . (Pitss, 1979, pág. 170)

$$N_u = 0.023R_{ey}^{0.8}P_r^n \quad (2.13)$$

Donde:

$N_u$  = Número de Nuselt.

$R_{ey}$  = Número de Reynolds.

$P_r$  = Número de Prandtl.

$n = 0.4$  , Constante para calentamiento.

$n = 0.3$  , Constante para enfriamiento.

Ésta ecuación es válida cuando se cumplen las siguientes condiciones:

$$10000 < R_{ey} < 120000$$

$$0.7 < P_r < 120$$

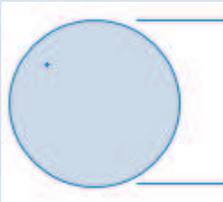
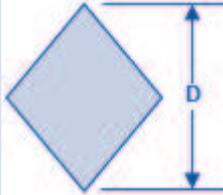
$$\frac{L}{D} > 60$$

“Se limita a los casos en que la diferencia entre la temperatura superficial del tubo y la temperatura media volumétrica no sea mayor de 10 °F para líquidos y 100 °F para gases”. (Pitss, 1979, pág. 170)

En el cuadro 2 se muestra las correlaciones que deben utilizarse en la determinación del número promedio de Nusselt para convección forzada.

## Cuadro 2

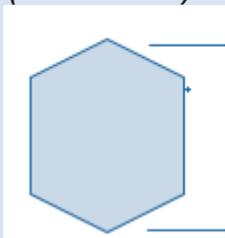
**Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros.**

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de $Re$	Número de Nusselt
<p><b>Círculo</b></p> 	Gas-Líquido	0.4 – 4 4 – 40 40 – 4000 4000 – 40000 40000 – 400000	$Nu = 0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$
<p><b>Cuadrado</b></p> 	Gas	5000 – 100000	$Nu = 0.102Re^{0.675}Pr^{1/3}$
<p><b>Cuadrado (inclinado 45°)</b></p> 	Gas	5000 – 100000	$Nu = 0.246Re^{0.588}Pr^{1/3}$

Continúa →

**Hexágono**

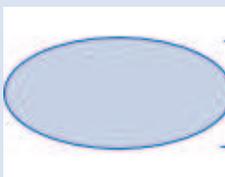
Gas      5000 – 10000       $Nu = 0.153Rey^{0.638}Pr^{1/3}$

**Hexágono  
(inclinado 45°)**

Gas      5000 – 19500       $Nu = 0.160Rey^{0.638}Pr^{1/3}$   
 19500 – 100000       $Nu = 0.0385Rey^{0.782}Pr^{1/3}$

**Placa vertical**

Gas      4000 – 15000       $Nu = 0.228Rey^{0.731}$

**Elipse**

Gas      2500 – 15000       $Nu = 0.248Rey^{0.612}Pr^{1/3}$

- **Número de Reynolds.**

Osborn Reynolds, estableció que el cambio de régimen laminar a turbulento en un fluido depende de la configuración de la superficie, de la velocidad de la corriente libre, del tipo de fluido y de la temperatura de la superficie. (Céngel, 2004, pág. 366)

El número de Reynolds se determina entre el cociente de las fuerzas de inercia con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido.

$$Re_y = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.14)$$

Donde:

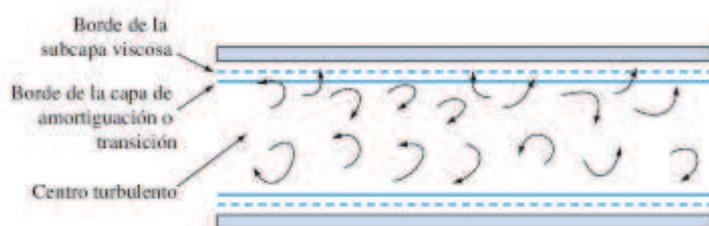
$\rho$  = Densidad del fluido, en  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ ;

$V$  = Velocidad de la corriente del fluido, en  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$D$  = Diámetro de la sección circular del tubo, en  $[m]$ .

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido, en  $\left[\frac{kg}{m*s}\right]$ .

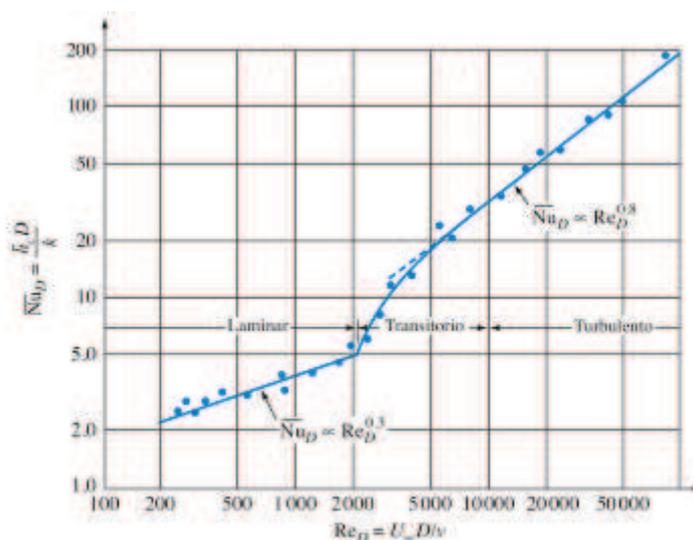
Cuando las partículas del fluido fluyen a lo largo del eje del tubo en líneas paralelas a bajas velocidades y no existe mezcla de partículas de fluido caliente y frío se lo denomina flujo laminar, si el fluido fluye a altas velocidades con un movimiento desordenado se lo denomina flujo turbulento tal como se muestra en la figura 6.



**Figura 6 Flujo turbulento a través de un tubo**

Fuente: (Kreith/Bohn, 2001, pág. 359)

El flujo es laminar cuando el  $Re_y < 2100$ , si Reynolds se encuentra en los intervalos de  $2100 < Re_y < 10000$  el flujo es transitorio debido a la existencia de mezcla que acelera considerablemente la transferencia de calor, ocasionada por el transporte de remolinos del fluido caliente hacia zonas más frías o viceversa, si  $Re_y > 10000$  se considera que el flujo es turbulento tal como se ilustra en la figura 7.



**Figura 7 Número de Reynolds para aire que fluye por un tubo caliente.**

Fuente: (Kreith/Bohn, 2001, pág. 358)

## 2.6. Radiación.

El calor también puede propagarse en el vacío absoluto por medio de la radiación, todos los cuerpos emiten radiación en forma de energía electromagnética con diferentes longitudes de onda a una cierta temperatura, (Manrique, 2002, pág. 11).

Un cuerpo negro emite energía radiante desde su superficie a una razón proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia:

$$q_r = A\sigma T^4 \quad (2.15)$$

Un cuerpo real no satisface las especificaciones de un cuerpo negro, ya que emite menor cantidad de radiación, el flujo de calor por unidad de área emitido por una superficie real está dado por la siguiente ecuación:

$$q_r = \varepsilon A \sigma T^4 \quad (2.16)$$

$$q_r = \varepsilon A \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

$q_r$  = Transmisión de calor por radiación, en  $[W]$ .

$\varepsilon$  = Emisividad (propiedad de la superficie en contacto).

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzman  $5.67 * 10^{-8}$ , en  $\left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$ .

$T$  = Temperatura absoluta, en  $[K]$ .

$A$  = Área de transferencia de calor, en  $[m^2]$ .

## 2.7. Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren calor desde un medio a otro, dichos medios pueden ser fluidos, dándose la transmisión de calor desde el más caliente hacia el más frío. En los intercambiadores simples el fluido caliente se mezcla directamente, y en los intercambiadores más comunes los fluidos están separados por una pared. En este proyecto de titulación se tratará exclusivamente con intercambiadores comunes utilizando como fluidos de trabajo gases y líquidos.

Estos dispositivos tienen una gran variedad de aplicaciones en el campo industrial, doméstico, siendo más comunes en: plantas térmicas, plantas de procesos químicos, calentamiento de edificios, sistemas de aire acondicionado, sistemas de refrigeración, en vehículos terrestres y marinos.

En el diseño de intercambiadores de calor intervienen muchos factores, entre los cuales se incluye el análisis térmico, aplicación, tamaño, peso, caída de presión y costo.

Se empezará haciendo una clasificación de los intercambiadores de calor con su respectiva descripción, luego se tratará sobre los fluidos de trabajo, exponiendo el criterio que lleva a realizar una selección apropiada de tal forma que permita dar un conocimiento óptimo de los fluidos más utilizados.

### **2.7.1. Clasificación de intercambiadores de calor.**

#### **2.7.1.1. De acuerdo a su construcción.**

- **Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.**

Este tipo de intercambiadores están formados por un haz de tubos lisos o aleteados dentro de una carcasa cilíndrica y por deflectores para formar flujo turbulento y soportar los tubos como se muestra en la figura 8, son utilizados en refinerías y en plantas químicas proporcionando altos flujos de calor en relación a su peso y volumen.



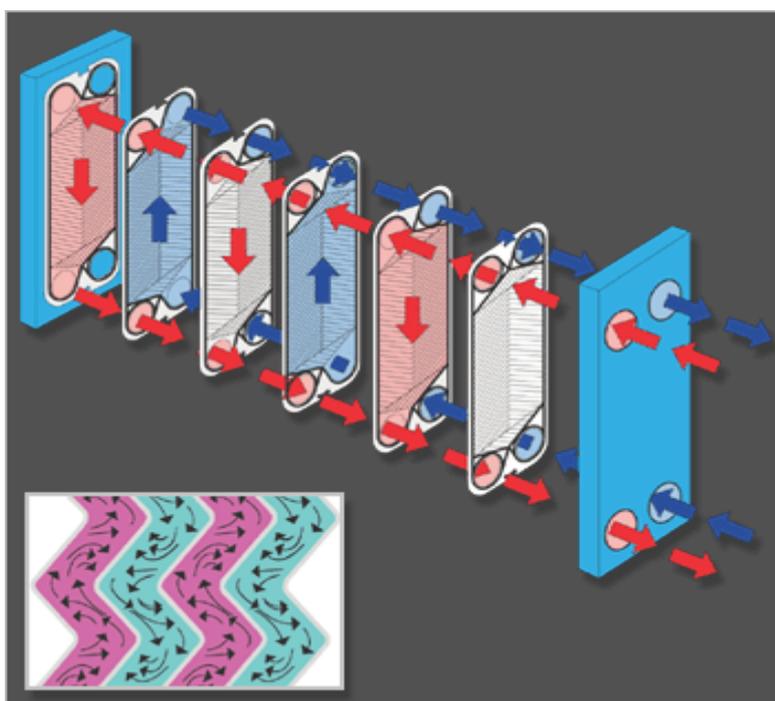
**Figura 8 Intercambiador de carcasa y tubos.**

Fuente: (INTERQUIP, 2011)

- **Intercambiador de calor de placas.**

Son ideales para aplicaciones en las que los fluidos tienen una viscosidad relativamente baja y no contienen partículas, consiste de una serie de placas corrugadas empaquetadas iguales, alineadas y sostenidas en la parte superior e inferior por barras guías entre dos tapas rígidas o bastidores

ensamblados juntos mediante tornillos. Por el espacio comprendido entre las placas circula fluido. El fluido caliente (rojo) y el fluido frío (azul) como se muestra en la figura 9, intercambian calor a través de las placas. En cada dos placas se forman canales de circulación de fluido con gran velocidad, formándose un flujo turbulento, que optimiza el intercambio de calor. Al final del recorrido total de cada placa, el fluido logra alcanzar el 100% de su temperatura.



**Figura 9 Funcionamiento del ITC de placas.**

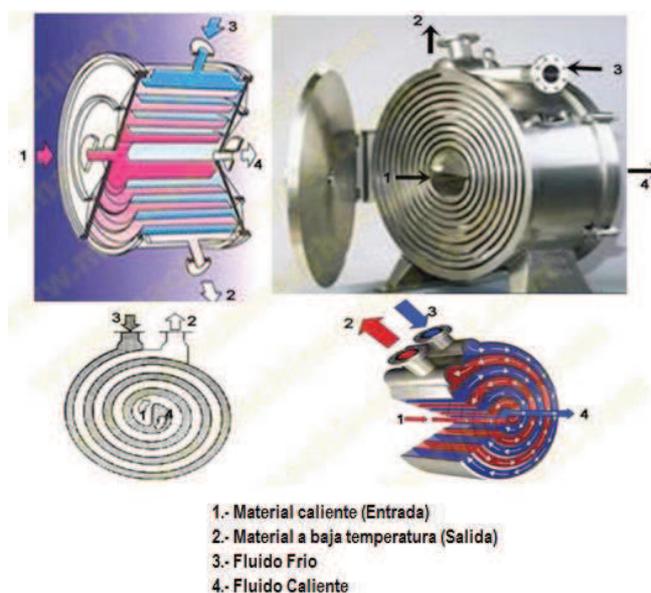
Fuente: (INTERQUIP, 2011)

#### **2.7.1.2. Intercambiadores de calor espirales.**

Son equipos en los que se mantienen grandes superficies en un pequeño volumen; ocupan espacios pequeños y requieren poco mantenimiento. Son ideales para un excepcional rendimiento térmico, pueden alcanzar diferencias de temperaturas entre los fluidos de menos de 3 °C.

Están formados por dos placas largas, enrolladas en forma de espiral y espaciadas entre sí concéntricamente para la circulación de los fluidos. El

espacio entre las placas se mantiene por espaciadores soldados. La dirección de los fluidos es en contracorriente en forma de espiral como se muestra la figura 10. Se caracterizan por su forma de espiral con el objetivo de alcanzar coeficientes de transferencia de calor elevados con fluidos cargados de partículas, y al mismo tiempo evita la contaminación, y la distribución desigual de fluidos.



**Figura 10 Intercambiador de calor de espiral industrial**

Fuente: (IBESGRAL, 2013)



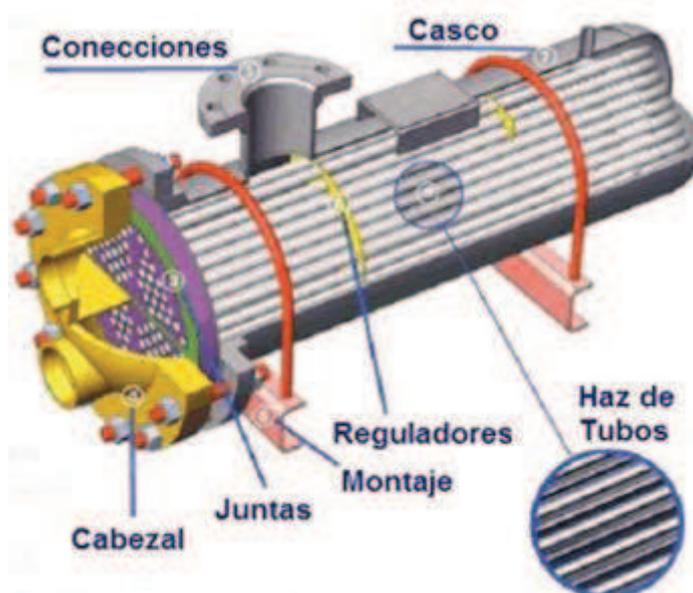
**Figura 11 ITC tipo- espiral**

Fuente: (Taian Gaoeng, 2014)

- ***Intercambiadores de calor de lamella.***

Tiene semejanza con el intercambiador de calor tradicional de tubos y carcaza, la principal diferencia está en los tubos, ya que estos son planos y no redondos. Básicamente este tipo de intercambiador consiste en una batería de tubos cuadrados y una envolvente circular como se muestra en la figura 12. El fluido circula a través de la batería de los tubos y el otro a su alrededor.

Este tipo de intercambiador es poco costoso, liviano y fácil de limpiar en el lado externo. Su aplicación principal es el enfriamiento y calentamiento de tanques en el sector petrolero.

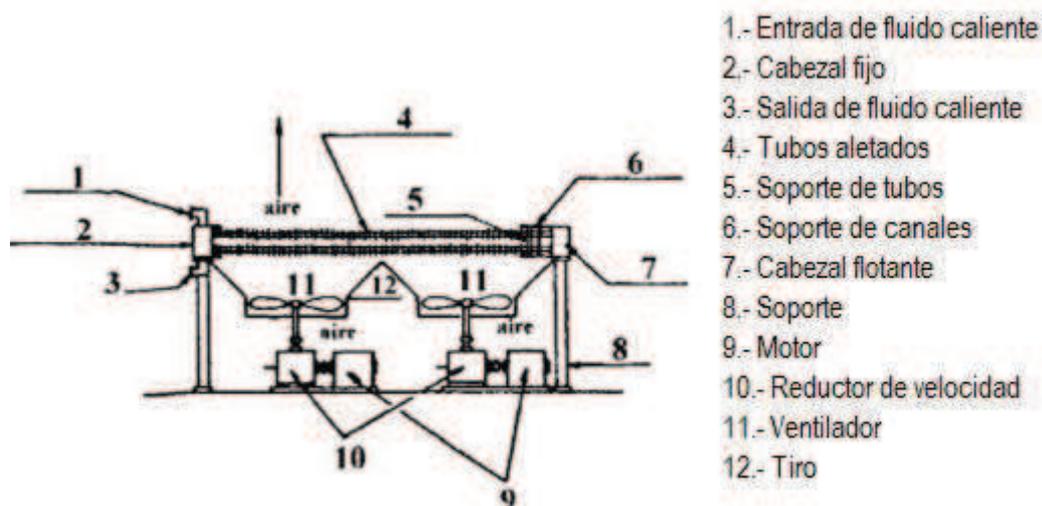


**Figura 12 Partes de intercambiador de calor de lamella**

Fuente: (PDVS, 2014)

- ***Intercambiadores de calor enfriados por aire.***

Consisten en un haz de tubos por donde circula fluido en estado gaseoso, el cual es enfriado en su exterior por una corriente de aire que puede ser forzada con ayuda de un ventilador. El haz de tubos está constituido por aletas que aumentan la transferencia de calor. Son utilizados en refinerías, industrias químicas, e industrias de alimentos, figura 13.



**Figura 13 Partes de intercambiador de calor enfriado por aire.**  
Fuente: (PDVSA, 2014)

### 2.7.1.3. De acuerdo al tipo de flujo.

- **Flujo paralelo:**

Existe flujo paralelo cuando el fluido caliente y el fluido frío circulan en la misma dirección en contacto indirecto. Como se ilustra en la figura 14 el flujo en los tubos y el flujo de la carcasa circulan en la misma dirección. Los dos fluidos ingresan al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. La transferencia de calor se efectúa del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura hasta alcanzar un equilibrio térmico.

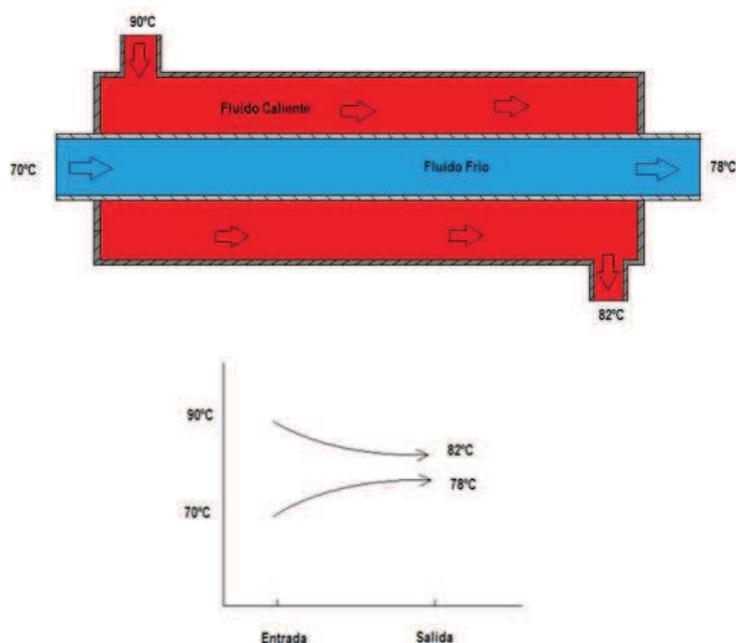


Figura 14 Flujo paralelo

- **Contraflujo.**

Existe contraflujo cuando los dos fluidos circulan en dirección opuesta en contacto indirecto como se muestra en la figura 15. Cada fluido ingresa al intercambiador por extremos opuestos. El fluido frío sale en contraflujo del intercambiador mientras que el otro fluido caliente entra. La transferencia de calor se efectúa en el fluido más frío para aproximarse a la temperatura del fluido caliente.

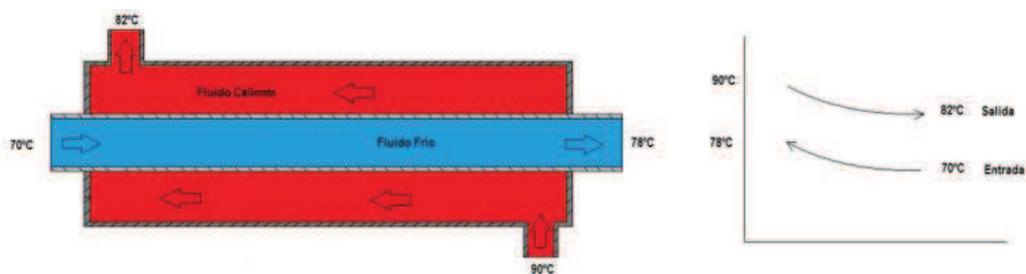
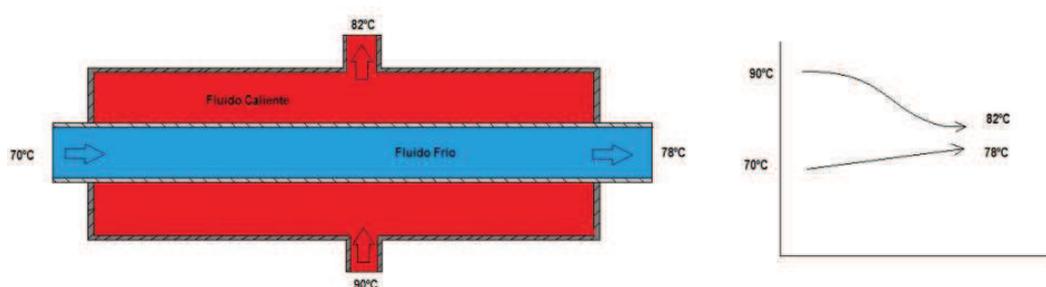


Figura 15 Intercambiador de calor en contraflujo.

- **Flujo cruzado.**

Uno de los fluidos ingresa al intercambiador de calor en dirección perpendicular al otro fluido como se muestra en la figura 16. El flujo de estos fluidos se realiza cuando el uno pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Estos intercambiadores son utilizados en sistemas de condensación de vapor, el vapor que ingresa a la carcasa del intercambiador como fluido caliente se condensa ya que el fluido frío que ingresa por el tubo absorbe el calor del vapor.

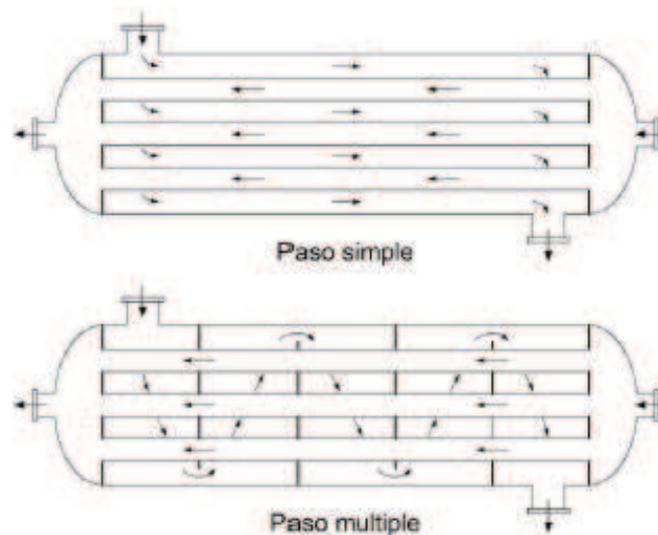


**Figura 16 Intercambiador de calor de flujo cruzado**

- **Intercambiadores de paso simple y de paso múltiple.**

Cuando los fluidos intercambian calor más de una vez se denomina intercambiador de paso múltiple. Si el fluido intercambia calor una sola vez, se denomina intercambiador de paso simple. Los intercambiadores de paso múltiple en comparación de paso simple, tienen un buen desempeño ya que tienen mayor transferencia de calor entre sus fluidos. Cabe notar que no hay contacto directo entre sus fluidos.

En la figura 17 se observa que el intercambiador de paso múltiple invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar placas de forma alterna en forma de U logrando que el fluido regrese incrementando el área de transferencia de calor. En el intercambiador de paso simple ingresan los dos fluidos en un solo paso.



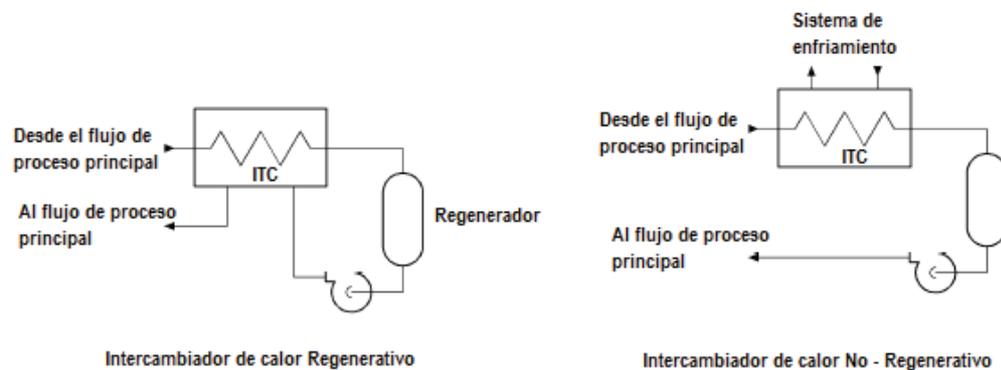
**Figura 17 ITC de paso simple y de paso múltiple**

Fuente: (Wiley, 1986)

- ***Intercambiadores Regenerativos y No-Regenerativos.***

El intercambiador regenerativo utiliza un solo fluido, donde el fluido caliente y frío es el mismo. El fluido caliente sale del intercambiador pasando a un regenerador para expandir su calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador, seguidamente ese fluido es recirculado al intercambiador. Estos intercambiadores son utilizados en sistemas con altas temperaturas.

En la figura 18 se observa el esquema de un intercambiador no regenerativo donde el fluido con mayor temperatura es enfriado por un fluido de un sistema separado y el calor removido no es aprovechado.



**Figura 18 Intercambiadores de calor regenerativo y no-regenerativo**

#### 2.7.1.4. De acuerdo a su transferencia de calor.

- **Intercambiadores de contacto indirecto.**

En los intercambiadores de contacto indirecto el flujo de los dos fluidos permanecen separados, y su transferencia de calor se la realiza a través de una superficie que los divide.

Existen dos tipos:

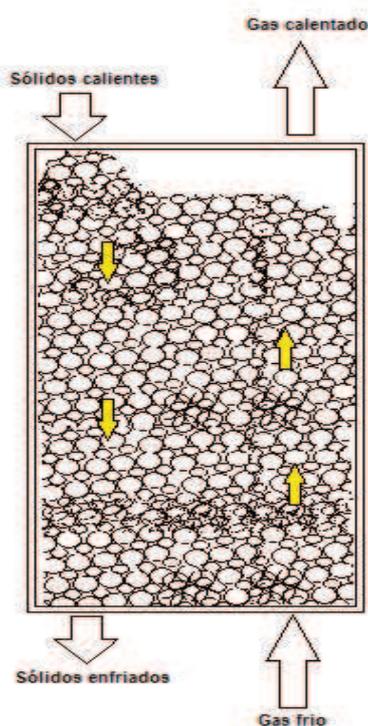
- **Alternativos.-** En estos intercambiadores los fluidos circulan en el mismo espacio de forma alternada.
- **De superficie.-** Son intercambiadores de calor en los cuales la transferencia de calor entre sus fluidos se los realiza a través de una sola superficie.

- **Intercambiadores de contacto directo.**

En los intercambiadores de contacto directo, las corrientes se ponen en contacto inmediatamente con otra, la corriente más caliente entrega calor directamente a la corriente más fría, (Levenspiel, 1996).

- **Intercambiadores gas – sólido.**

En estos intercambiadores las partículas sólidas permanecen suspendidas en la corriente de gas con la fuerza del gas y el peso de las partículas hay un equilibrio aerodinámico, figura 19. La amplia superficie entre los dos elementos (gas y sólido) y la rápida circulación de los sólidos hace que la temperatura del gas y de las partículas sea iguales. Las áreas de transferencia de calor pueden variar dependiendo del tamaño de las partículas sólidas.



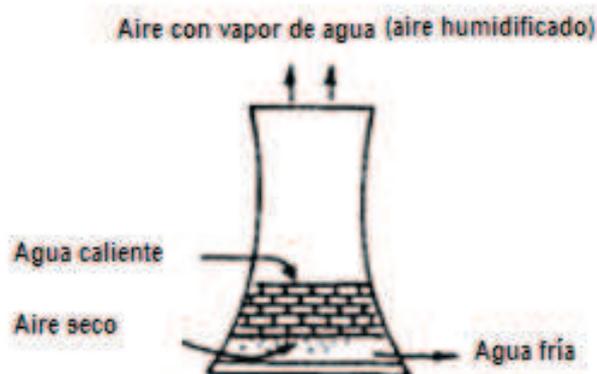
**Figura 19 ITC tipo gas – sólido**

Fuente: (Levenspiel, 1996)

- **Intercambiadores fluido – fluido.**

En estos intercambiadores los dos fluidos están en contacto directo, los fluidos son mutuamente inmiscibles. Para la transferencia de calor con este tipo de fluidos no siempre es necesario que sean mutuamente insolubles. En el contacto directo entre los fluidos agua – aire, el fluido agua se disuelve, o se evapora en el aire. La figura 20 muestra un ejemplo de la torre de

enfriamiento de agua que es un ejemplo de este tipo de intercambiadores de calor.



**Figura 20 ITC de contacto directo con almacenamiento de calor.**

Fuente: (Levenspiel, 1996)

## 2.8. Selección de fluidos de trabajo.

Existen distintos tipos de fluidos de trabajo para los intercambiadores de calor como por ejemplo agua, vapor de agua, aire y gases de combustión.

Los procesos típicos en los que estos fluidos se utilizan son:

- **Enfriamiento.**

Se utilizan como agentes de enfriamiento, el aire y el agua. Generalmente funcionan como recuperadores de calor, aprovechando el calor cedido por el cuerpo que se enfría.

- **Calentamiento.**

Se utilizan como agentes de calentamiento el vapor de agua, agua caliente, y gases de combustión. Los usos que se puede dar, es el calentamiento del aire para utilizarlo en ciertas clases de secadoras, calentamiento de agua para uso doméstico, en la industria petrolera se utilizan calentadores tubulares para procesos de refinación.

Para la selección adecuada se debe tomar en cuenta el objetivo al que se quiere llegar con el uso del intercambiador de calor ya que este tiene diferentes aplicaciones. En este caso se necesitará calentamiento de aire para calefacción de una vivienda rural.

## **2.9. Propiedades de los fluidos.**

Las propiedades de los fluidos consideradas en el diseño del intercambiador de calor son: capacidad calorífica a presión constante, conductividad térmica, densidad, viscosidad dinámica y viscosidad absoluta.

Estas propiedades son utilizadas para la determinación del número de Prandtl y Reynolds, así como las caídas de presión. Las propiedades de los fluidos varían de acuerdo a la variación de la temperatura de trabajo.

### ***2.9.1. Fluidos utilizados en intercambiadores de calor.***

- ***Agua.***

Este fluido es el más utilizado en las industrias, en trabajos que involucran el uso de equipos en procesos térmicos. En estos procesos el agua tiene variación de temperatura y por lo tanto cambios en sus propiedades fundamentales, lo cual es considerado en el diseño de equipos de transmisión de calor.

- ***Vapor de agua.***

Industrialmente para la obtención de vapor generalmente se lo obtiene de un caldero mediante procesos térmicos y es utilizado en intercambiadores de calor especialmente para calentar fluidos de gran viscosidad.

- ***Aire.***

El aire es utilizado en los intercambiadores de calor como enfriador ya que se lo puede utilizar tal como se lo encuentra en el medio ambiente, también se lo utiliza en sistemas de secado, para lo cual es necesario calentarle en el intercambiador de calor. Sus propiedades varían fundamentalmente con la temperatura.

- ***Gases de combustión.***

Los gases quemados provienen de un quemador son también utilizados en las industrias de procesos donde se involucran el uso del intercambiador de calor. La selección del tipo de combustible, depende de los tipos de criterios del diseñador y de la facilidad con que se pueda obtener.

El Diésel es el combustible más adecuado ya que es de fácil almacenajes y manejo por medio de bombas y tuberías, su costo es bajo con respecto a los demás combustibles. Para la combustión del Diésel se debe tomar en cuenta que es necesario suministrar en exceso el aire de tal manera que se obtenga una combustión completa y eficiente.

## **2.10. Diseño térmico de intercambiadores de calor.**

### **2.10.1. Métodos para el diseño de ITC.**

- ***Método de la temperatura media logarítmica ( $\Delta TML$ ).***

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos varia mientras un flujo de corriente atraviesa las hileras transversales esto lleva a encontrar una diferencia media de temperatura ( $\Delta TML$ ), la misma que se determina en base a la media logarítmica de temperatura.

Este método resulta adecuado para determinar el tamaño de un intercambiador de calor tomando en cuenta las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo caliente y frio, la diferencia de temperatura

entre ambos fluidos no es constante. Para el cálculo de la diferencia se utiliza la siguiente ecuación.

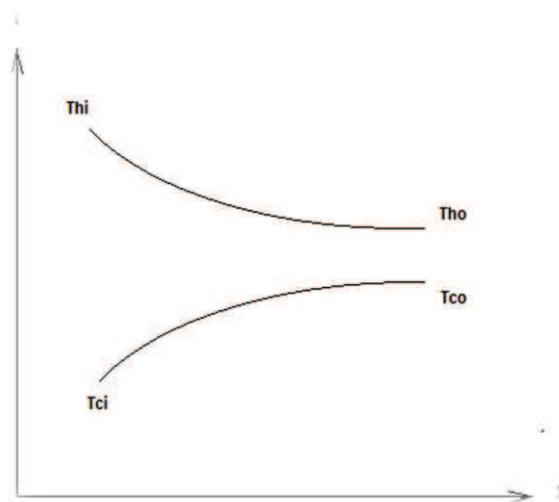
$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.20)$$

Donde:

$\Delta T_2$  ,  $\Delta T_1$  = Diferencias de temperaturas entre los fluidos calientes y fríos que varían de acuerdo a los siguientes casos:

- **Intercambiador de Flujo Paralelo.**

Si la circulación de los dos fluidos de trabajo es en corrientes paralelas, figura 21, las temperaturas de los dos se aproximan y la temperatura del fluido caliente es siempre superior a la del fluido frío.



**Figura 21 Intercambiador de Flujo paralelo**

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{ci} \quad (2.21)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{co} \quad (2.22)$$

Donde:

$T_{hi}$  = Temperatura de entrada de fluido caliente al intercambiador de calor, en [°K].

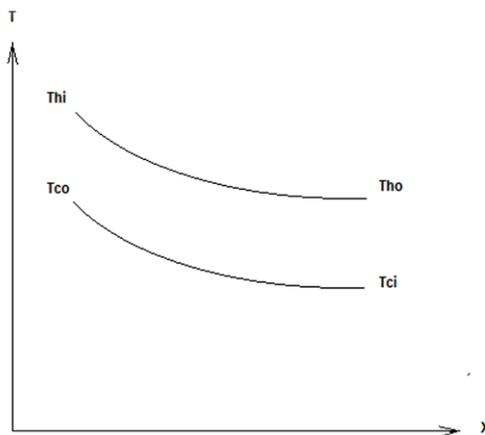
$T_{ho}$  = Temperatura de salida de fluido caliente del intercambiador de calor, en  $^{\circ}K$ .

$T_{ci}$  = Temperatura de entrada de fluido frío al intercambiador de calor, en  $^{\circ}K$ .

$T_{co}$  = Temperatura de salida de fluido frío del intercambiador de calor, en  $^{\circ}K$ .

- ***Intercambiador de Flujo cruzado.***

La circulación de los fluidos de trabajo en corriente cruzada, figura 22, el fluido caliente sale del intercambiador a una temperatura inferior a la de salida del fluido frío. Esta posibilidad permite extraer por tanto, una mayor cantidad de calor del fluido caliente.



**Figura 22 Intercambiador de flujo cruzado.**

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \quad (2.23)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \quad (2.24)$$

- ***Coefficiente global de transmisión de calor.***

La evaluación del coeficiente global de transmisión de calor entre las dos corrientes del fluido, se convierte en una de las tareas claves para iniciar su diseño térmico.

El coeficiente global de transmisión de calor ( $U$ ) entre la temperatura de un fluido caliente  $T_c$ , y un fluido frío con temperatura  $T_f$  separados por una pared sólida plana se define de la siguiente manera, (Kreith/Bohn, 2001, pág. 494).

$$q = UA(T_f - T_c) \quad (2.25)$$

$$UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^3 R_n} = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{L}{k A_k} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (2.26)$$

Entonces el coeficiente de calor para el área externa será:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \left[ \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \right] + \frac{1}{h_o}} \quad (2.25)$$

Coeficiente de calor para el área interna:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left[ \frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \right] + \frac{A_i}{A_o h_o}} \quad (2.26)$$

Donde:

$h_i$  = Coeficiente de convección interna; en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ .

$h_o$  = Coeficiente de convección externa; en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ .

$A_i$  = Área interna, en  $[m^2]$ .

$A_o$  = Área externa, en  $[m^2]$ .

$U_o$  = Coeficiente global de transferencia de calor externa, en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ .

$U_i$  = Coeficiente global de transferencia de calor interna, en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ .

- **Método NUT.**

NUT (Número de Unidades Térmicas). Este método es aplicado en situación en que se conoce las características funcionales del intercambiador de calor, pero no se conocen las temperaturas de los fluidos de trabajo.

El NUT es un método para el análisis de intercambiadores de calor, a través de ello se puede analizar su comportamiento. Se utilizan varias curvas para la determinación de la relación entre la efectividad y NUT y es utilizado para calcular la velocidad de transmisión de calor en intercambiadores de calor, es un parámetro adimensional y se define como:

$$NUT = \frac{U A}{C_{min}} \quad (2.27)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor, en  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$ .

$A$  = Área de transferencia de calor, en  $[m^2]$ .

$C_{min}$  = Valor mínimo de capacitancia térmica del fluido  $\left[\frac{W}{K}\right]$ .

Su principal aplicación en el caso de tener un intercambiador de calor del que se conoce sus datos físicos:

- Configuración geométrica.
- Área de intercambio.
- Coeficiente global de transmisión.
- Caudal de los dos fluidos de trabajo.

Se desea determinar las temperaturas de salida de ambos fluidos así como el flujo de calor intercambiado.

Se comenzará suponiendo valores de las temperaturas medias en los dos fluidos de trabajo, de esta manera se podrá obtener los valores de las

velocidades de capacidad calorífica y conjuntamente se podrá determinar  $C_R$  y la efectividad  $\epsilon$ , de esta manera se puede encontrar la temperatura de salida con este valor se podrá determinar el flujo de calor intercambiado.

### **2.10.1. Área de transmisión de calor.**

Utilizando el método  $\Delta TML$  se puede determinar el área de transmisión de calor en los tubos y aletas del intercambiador de calor.

$$A_{trs} = \frac{Q}{U * \Delta TML} \quad (2.28)$$

Donde:

$Q$  = Transferencia de calor, en  $[W]$ .

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor, en  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$ .

$\Delta TML$  = Diferencia de temperatura media logarítmica, en  $[^{\circ}C]$ .

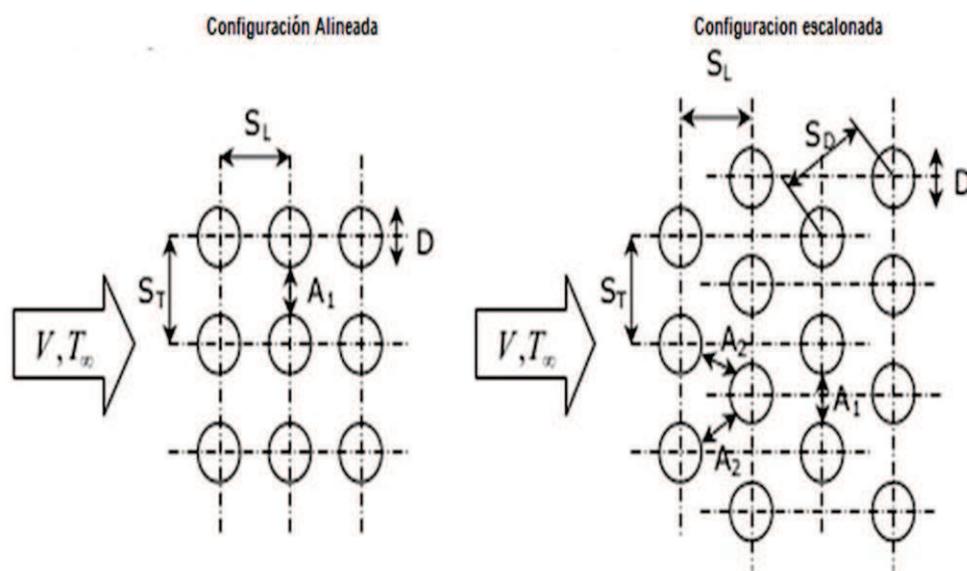
### **2.10.2. Superficies de transmisión de calor.**

La superficie de transmisión de calor puede obtener diferentes formas, siendo la más común la utilización de tubos rectos, cuando es mayor la resistencia de transmisión de calor sobre un lado del tubo comparado con el otro lado como en el caso de intercambiadores de calor de gas a líquido se puede implementar aletas para incrementar la superficie y concentración de transmisión de calor.

### **2.10.3. Arreglo de tubos.**

El paso entre tubos dependerá de la caída de presión coeficientes de transmisión de calor y el diámetro de los tubos. Existen dos disposiciones de tubos los cuales son alineados y escalonados, figura 23, en la dirección de la velocidad de fluido  $V$ . La configuración se caracteriza por el diámetro del

tubo  $D$  y por la separación transversal  $S_t$  y la separación  $S_L$  medidas entre centro de tubos.



**Figura 23 Disposición de tubos.**

Fuente: (Incropera, 1999)

## CAPÍTULO III

### DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

#### 3.1. Matriz de decisión.

La selección del equipo a ser utilizado en un proceso de calefacción es de fundamental importancia para poder proporcionar condiciones de confort a los habitantes en el interior de la vivienda; su selección dependerá de varios factores tales como: tamaño, aplicación, disponibilidad de materiales, fluido de servicio y su costo.

La tabla 3 muestra las alternativas posibles para seleccionar el intercambiador de calor en base a los parámetros mencionados anteriormente.

**Tabla 3**  
**Alternativas para seleccionar - Intercambiadores de calor**

Alternativa	Intercambiador de calor
A	Doble tubo o tubos concéntricos
B	Tubo y carcaza
C	De placas y armazón
D	Calentadores de aire
E	De espiral

En las tablas 4 y 5 se muestran los rangos de presiones y tamaños de área entre la superficie y el fluido de trabajo.

**Tabla 4**  
**Rango de presiones.**

	Bajas	Medias	Altas
PSI	<30	30 ≤ - ≥400	>400

Fuente: (Levespiel,1996)

**Tabla 5**  
**Área de Transmisión de calor.**

	Pequeño	Mediano	Grande
m <sup>2</sup>	<0,5	0,5 ≤ - ≥250	>250

Fuente: (Levespiel,1996)

En los siguientes cuadros se muestran las características principales de los intercambiadores de calor:

**Cuadro 3**  
**Características principales de ITC de tubos concéntricos.**

	Doble tubo o tubos concéntricos		
	Bajas	Medias	Altas
Presión de trabajo			x
Area de transferencia entre superficie y fluidos	Pequeñas	Medias	Grandes
Fluidos de trabajo	Gas/líquido	Aire/líquido	Líquido/líquido
Temperatura Max. De Operación (Fluido Caliente)			x
Tamaño del Intercambiador	Pequeño	Mediano	Grande
		x	x
	Simple	Complejo	
Mantenimiento	x		
Fabricación	x		
Aplicación	Industria alimenticia, química, petroquímica, farmacéutica, etc		
Costo	Bajo	Alto	
	x		



**Cuadro 4**  
Características principales del ITC-Tubo y Carcaza

Tubo y Carcaza				
Presión de trabajo	Bajas	Medias	Altas	
	x	x		
Area de transferencia entre superficie y fluidos	Pequeñas	Medias	Grandes	
			x	
Fluidos de trabajo	Gas/líquido	Aire/líquido	Líquido/líquido	Sólido/gas
	x			
Temperatura Max. De Operación (Fluido Caliente)	500°C			
Tamaño del intercambiador	Pequeño	Mediano	Grande	
	x	x		
	Fácil	Complejo		
Mantenimiento	x			
Fabricación	x			
Aplicación	Refrigeración/Calefacción, recuperación de calor a partir de gases de máquinas de combustión.			
Costo	Bajo	Alto		
	x			



**Cuadro 5**  
Características principales de ITC- De placas y armazón.

De placas			
Presión de trabajo	Bajas	Medias	Altas
	x	x	
Area de transferencia entre superficie y fluidos	Pequeñas	Medias	Grandes
			x
Fluidos de trabajo	Gas/líquido	Aire/líquido	Líquido/líquido
			x
Temperatura Max. De Operación (Fluido Caliente)	180°C		
Tamaño del intercambiador	Pequeño	Mediano	Grande
	x	x	
	Fácil	Complejo	
Mantenimiento	x		
Fabricación	x		
Aplicación	Industria alimenticia (Pausterización), Industria química (tratamiento de productos químicos), Industria marítima (enfriadores de agua, generadores de agua potable)		
Costo	Bajo	Alto	
		x	



**Cuadro 6**  
Características principales de los calentadores de aire.

Calentadores de aire			
	Bajas	Medias	Altas
Presión de trabajo	x	x	
Área de transferencia entre superficie y fluidos	Pequeñas	Medias	Grandes
Fluidos de trabajo	Gas/Líquido	Aire/Líquido	Líquido/Líquido
Temperatura Max. De Operación (Fluido Caliente)		(80 - 90)°C	
Tamaño del intercambiador	Pequeño	Mediano	Grande
Mantenimiento	Fácil	Complejo	
Fabricación	x		
Aplicación	Tratamientos químicos, Refrigeración/calefacción ambiental, Refrigeración de motores de combustión interna		
Costo	Bajo	Alto	



**Cuadro 7**  
Características principales ITC-Tipo espiral.

De espiral				
	Bajas	Medias	Altas	
Presión de trabajo	x	x		
Área de transferencia entre superficie y fluidos	Pequeñas	Medias	Grandes	
Fluidos de trabajo	Gas/Líquido	Aire/Líquido	Líquido/Líquido	Sólido/Líquido
Temperatura Max. De Operación (Fluido Caliente)		450°C		
Tamaño del intercambiador	Pequeño	Mediano	Grande	
Mantenimiento	Fácil	Complejo		
Fabricación		x		
Aplicación	Industrias de proceso (calentadores, evaporadores, enfriadores e intercambiadores), Industria petrolera (desalación de crudo separación de emulsiones)			
Costo	Bajo	Alto		



Para comparar las alternativas y seleccionar la más apropiada se consideran los siguientes criterios:

- Presión de trabajo.
- Fluido de trabajo.
- Aplicación.
- Disponibilidad de materiales en el mercado.
- Costo de fabricación.
- Facilidad de construcción.
- Ergonomía.

En la selección de la alternativa más adecuada se utilizará una matriz de decisión de doble entrada para evaluar los criterios anteriormente mencionados, donde el mayor puntaje alcanzado corresponderá a la mejor alternativa seleccionada.

**Tabla 6**  
**Matriz de selección de doble entrada.**

ORD	CRITERIOS DE DISEÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	SUMA	W.F
1	Presión de trabajo	0	0,50	0,5	0	0	0	0	0	1	0,05
2	Fluido de trabajo.	0,5	0	1	0	0	0	0	0	1,5	0,071
3	Aplicación	0,5	0,5	0	0,5	0	0	0	0	1,5	0,071
4	Disponibilidad de materiales en el mercado.	0,5	0,5	0,5	0	1	0,5	0,5	0	3,5	0,167
5	Costo de fabricación.	0,5	0,5	0,5	1	0	1	0,5	1	5	0,238
6	Facilidad de construcción	0,5	0,5	0,5	0,5	0	0	0	0,5	2,5	0,119
7	Mantenimiento	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0	0,5	3,5	0,167
8	Ergonomía.	0	0	0,5	0,5	1	0,5	0	0	2,5	0,119
<b>SUMA</b>										<b>21</b>	<b>1,00</b>

<b>1</b>	<b>Mayor importancia</b>
<b>0,5</b>	<b>Igual importancia</b>
<b>0</b>	<b>Menor importancia</b>

En la tabla 7 la opción con mayor puntaje alcanzado y la elegida para el desarrollo de este proyecto corresponde a calentadores de aire.

**Tabla 7**  
**Matriz de decisión.**

ORD	CRITERIO DE DISEÑO	WF	ALT. A		ALT. B		ALT. C		ALT. D		ALT. E	
			R.F	PUNTAJE								
1	Presión de trabajo	0,05	3	0,14	5	0,24	5,00	0,24	10	0,48	5	0,24
2	Fluido de trabajo.	0,071	5	0,36	10	0,71	10	0,71	8	0,57	5	0,36
3	Aplicación	0,071	0	0,00	10	0,71	0	0,00	10	0,71	0	0,00
4	Disponibilidad de materiales en el mercado.	0,167	10	1,67	10	1,67	10	1,67	10	1,67	7	1,17
5	Costo de fabricación.	0,238	4	0,95	8	1,90	4	0,95	9	2,14	4	0,95
6	Facilidad de construcción	0,119	10	1,19	5	0,60	4	0,48	10	1,19	4	0,48
7	Mantenimiento	0,167	10	1,67	8	1,33	4	0,67	10	1,67	4	0,67
8	Ergonomía.	0,119	8	0,95	7	0,83	7	0,83	9	1,07	7	0,83
SUMA		1,00		7		8		5,55		9,5		4,69

### 3.2. Condiciones de diseño para el intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado.

Para empezar con la selección de los parámetros de diseño del intercambiador de calor se determina el calor necesario requerido para brindar confort a los habitantes de una vivienda de 54m<sup>2</sup>, que consiste en el análisis de transmisión de calor por conducción y convección de las paredes y ventanas, por radiación y convección del techo, generación de calor por accesorios y generación de calor de sus habitantes, considerando el área de la vivienda y la temperatura promedio de la localidad.

#### 3.2.1 Condiciones climáticas.

El cantón Rumiñahui posee un clima templado durante todo el año manteniendo una temperatura promedio de 16°C, en días soleados la temperatura llega hasta los 27°C y por la noche baja hasta 8°C, se presentan dos estaciones al año: El período de verano que se caracteriza por la presencia de fuertes vientos en los meses de junio a septiembre; y el periodo de invierno por el mes de abril.

- Localidad: Sangolquí.
- Latitud: - 0.33405.
- Longitud: - 78.45217.
- Altitud: 2500msnm.

- **Radiación solar.**

Con los valores de latitud y longitud de la localidad donde será instalada la central termo- solar se obtienen valores de la radiación diaria mensual.

Según los datos obtenidos por la Nasa Surface meteorology and Solar energy, figura 24; se determina que en el mes de septiembre la radiación diaria mensual es de  $4,27 \frac{kWh}{m^2d}$  que corresponde a 4,27 HSP; en el mes de diciembre la radiación diaria mensual es más baja comparada a los otros meses del año con un valor de  $3,98 \frac{kWh}{m^2d}$  equivalente a 3,98 HSP.


 NASA Surface meteorology and Solar Energy: [RETScreen Data](#)

Latitude **0.116** / Longitude **-78.402** was chosen.

	Unit	Climate data location
Latitude	°N	-0.334
Longitude	°E	-78.452
Elevation	m	1686
Heating design temperature	°C	12.61
Cooling design temperature	°C	23.09
Earth temperature amplitude	°C	10.87
Frost days at site	day	0

Month	Air temperature °C	Relative humidity %	Daily solar radiation - horizontal kWh/m <sup>2</sup> /d	Atmospheric pressure kPa	Wind speed m/s
January	17.5	80.2%	4.14	83.3	1.7
February	17.6	80.3%	4.35	83.3	1.5
March	18.0	78.7%	4.55	83.3	1.4
April	17.9	76.6%	4.33	83.3	1.5
May	17.8	70.9%	4.12	83.4	1.7
June	17.3	66.8%	4.02	83.5	2.1
July	17.5	57.8%	4.27	83.5	2.3
August	18.6	51.4%	4.46	83.5	2.3
September	19.3	53.8%	4.27	83.4	2.1
October	19.3	60.3%	4.24	83.3	1.9
November	18.3	71.2%	4.30	83.3	1.9
December	17.6	79.8%	3.98	83.3	1.8
<b>Annual</b>	<b>18.0</b>	<b>69.0%</b>	<b>4.25</b>	<b>83.4</b>	<b>1.9</b>

**Figura 24 Datos obtenidos de radiación solar por la Nasa**

Fuente: (NASA, 2015)

Por otro lado, la información que muestra el atlas solar del Ecuador desarrollado por el CONELEC, figura 25, se basa en un modelo que estima la radiación solar sobre cualquier lugar de la Tierra en una superficie



MES	HELIOFANIA (Horas)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SOMBRA (°C)						HUMEDAD RELATIVA (%)				PUNTO DE ROCIO (°C)	TENSION DE VAPOR (hPa)	PRECIPITACION(mm)		Número de días con precipitacion			
		ABSOLUTAS		M E D I A S				Máxima día	Mínima día	Media	Máxima día			Mínima día	Mensual		Máxima en 24hrs	Mensual	
		Máxima día	Mínima día	Máxima	Mínima	Mensual													
ENERO	111.3	24.7	1	8.5	2	20.5	11.1	14.8	99	6	50	1	86	12.2	14.2	76.9	11.0	5	22
FEBRERO	96.9	22.5	5	9.2	20	20.4	11.0	14.7	99	15	55	5	84	11.9	13.9	59.8	15.0	27	21
MARZO	133.8	25.0	14			22.5	10.0	15.7	99	26	50	14	80	11.8	13.9	95.1	24.5	25	13
ABRIL	109.8					21.7	10.4	14.9					80	11.1	13.3	114.4	17.1	8	20
MAYO	165.2	25.2	23	6.0	27	22.3	10.0	15.6	97	12	32	23	72	9.9	12.2	16.3	9.8	2	9
JUNIO	218.9	26.4	4	5.0	12	23.5	8.6	15.6	98	26	28	13	86	8.3	11.1	8.2	3.0	16	6
JULIO	227.8	26.0	13	5.2	21	23.6	8.7	16.3	97	7	30	20	60	7.5	10.5	1.5	0.9	15	4
AGOSTO	236.6	27.0	7			23.7	8.2	16.0	96	12	25	6	58	6.7	9.9	2.0	1.0	4	3
SEPTIEMBRE	255.0	27.4	19	4.0	17	23.9	7.9	16.1	96	28	30	20	60	7.2	10.3	53.3	34.0	21	4
OCTUBRE	154.7			5.5	23	23.2	9.1	15.7	99	16	27	20	73	10.0	12.4	70.2	16.8	6	18
NOVIEMBRE	145.9	25.5	27	5.6	18	22.2	9.2	15.4	98	11	42	10	80	11.4	13.5	235.9			
DICIEMBRE	173.8	25.0	23	4.9	3	22.4	9.1	15.4	98	13	37	23	76	10.6	12.8	59.8	18.0	12	9
VALOR ANUAL	2029.7					22.5	9.4	15.5					72	9.9	12.3	793.4			

**Figura 26 Estadística de estación climatológica del cantón Rumiñahui.**

Fuente: (INHAMI , 2014)

MES	EVAPORACION (mm)		NUBOSIDAD MEDIA (Octas)	VELOCIDAD MEDIA Y FRECUENCIAS DE VIENTO																Vel. Mayor Observada (m/s)	VELOCIDAD MEDIA (Km/h)					
	Suma Mensual	Máxima en 24hrs		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	CALMA	Nro OBS													
	(m/s)	(%)												(m/s)	(%)	(m/s)	(%)	(m/s)	(%)			(m/s)	(%)	(m/s)	(%)	
ENERO	92.3	5.2	2	7	2.4	12	4.0	12	0.0	0	2.0	2	1.5	2	1.0	4	1.0	1	1.8	25	42	93	8.0	NE	2.2	
FEBRERO	91.2	4.8	14	7	3.3	23	1.5	2	1.0	1	1.0	1	2.0	1	1.5	5	2.0	1	1.9	29	37	87	4.0	N	2.3	
MARZO	87.3			6	2.4	17	3.7	8	6.0	1	3.9	20	2.3	3	1.0	2	2.3	3	1.8	18	27	93	10.0	SE	2.7	
ABRIL	74.0			7																						2.0
MAYO	112.0	6.0	3	6	1.6	11	2.9	15	0.0	0	3.6	26	1.5	2	1.0	2	1.0	2	2.5	11	31	93	8.0	SE	3.2	
JUNIO	134.4	7.9	11	5	2.0	12	3.8	14	5.0	2	4.4	48	1.0	1	1.0	1	2.0	1	1.8	6	14	90	14.0	SE	4.4	
JULIO	169.5	8.0	26	4	2.6	5	3.9	11	0.0	0	5.5	61	0.0	0	0.0	0	0.0	0	2.2	5	17	93	14.0	SE	6.1	
AGOSTO	175.8	8.6	20	5	2.8	7	6.2	7	7.8	5	5.9	58	0.0	0	1.0	1	0.0	0	2.8	4	18	93	14.0	SE	6.2	
SEPTIEMBRE	180.2	9.0	14	4	2.9	10	3.5	2	6.3	9	6.2	49	3.7	7	0.0	0	0.0	0	2.2	7	17	90	14.0	SE	6.9	
OCTUBRE	116.4	7.5	22	6	2.1	22	2.0	1	5.0	3	3.7	17	1.0	1	0.0	0	1.0	2	1.9	18	36	93	10.0	SE	2.9	
NOVIEMBRE	92.1			6	3.8	18	5.5	2	3.0	1	5.0	2	1.0	1	0.0	0	1.7	3	2.0	26	47	90	8.0	SE	2.2	
DICIEMBRE	110.3	6.1	6	6	2.2	25	1.0	2	0.0	0	2.8	7	2.6	5	0.0	0	1.5	2	1.7	28	31	93	7.0	SE	2.5	
VALOR ANUAL	1435.5			6																						4.0

**Figura 27 Velocidad media y frecuencia del viento**

Fuente: (INHAMI , 2014)

### 3.2.2 Calor necesario.

Para el determinar el calor necesario se realiza el cálculo de las cargas externas y cargas internas en la vivienda.

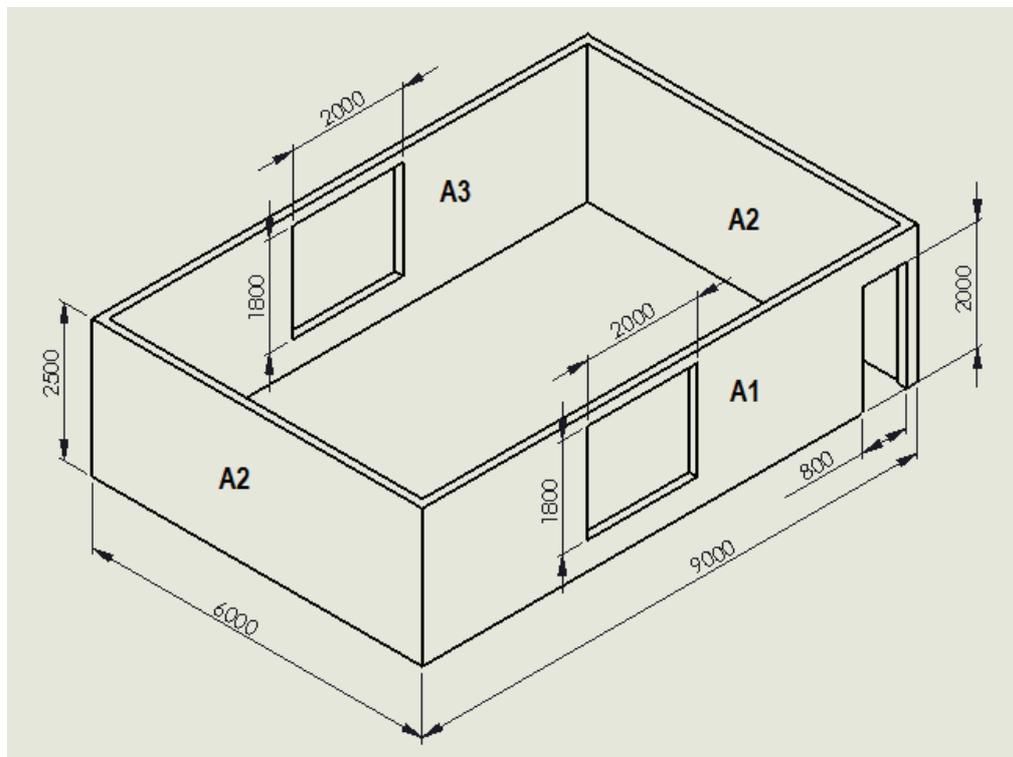
#### 3.2.2.1 Carga de calor a través de paredes.

En las paredes de la vivienda existe transmisión de calor que se origina a causa de la conducción y la convección constituyendo un proceso de transporte de energía, como consecuencia del movimiento del aire hacia la superficie caliente de las paredes de la vivienda produciendo una corriente

de convección por su calentamiento la cual sube, y a medida que se enfría empieza a descender, convirtiéndose en un ciclo repetitivo, dando lugar a la creación de un flujo laminar o turbulento que depende de la velocidad del viento.

Para el cálculo de la carga a través de paredes se utilizan las ecuaciones tomadas del manual de (ASHRAE, 2001, pág. 3.1).

Las dimensiones de la vivienda se muestran en la figura 28:



**Figura 28 Dimensiones de la vivienda.**

Donde las áreas de las paredes son:

$$A1 = (A_{ventana} + A_{puerta}) - (9m * 2.5m)$$

$$A1 = ((1.8m + 2m) + (2m * 0,8m)) - (9m * 2.5m)$$

$$A1 = 17.3m^2$$

$$A2 = (6m * 2.5m)$$

$$A2 = 15 m^2$$

$$A3 = (A_{ventana} + (9m * 2.5m))$$

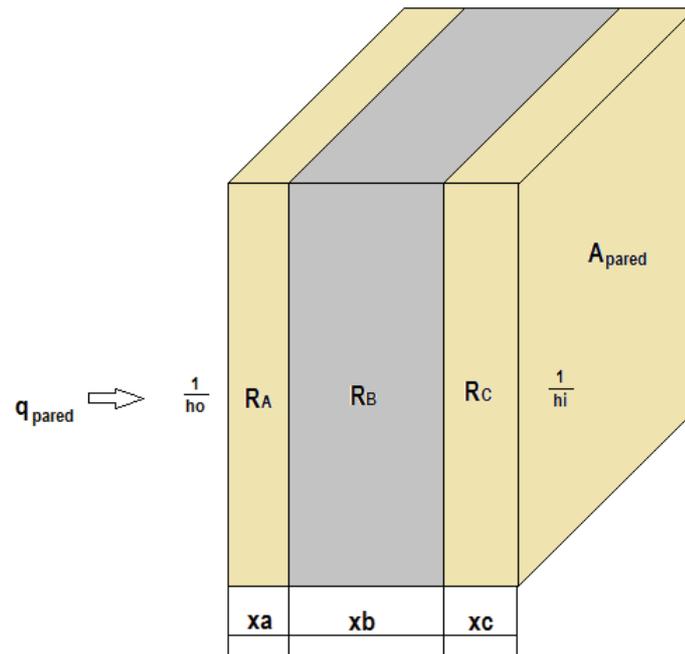
$$A3 = ((1.8m * 2m) - (9m * 2.5m))$$

$$A3 = 18.9 m^2$$

- ***Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor de las paredes.***

El coeficiente global de transmisión de calor en las paredes se relaciona con el cálculo de la resistencia térmica total; para elementos formados por distintos materiales, las resistencias individuales de cada material deben sumarse.

Del Anexo 4 y Anexo 5, se determina la resistencia térmica del material con el que se encuentran construidas las paredes de la vivienda, la figura 29 muestra la pared formada de ladrillo de dos alvéolos de 150 mm de espesor con enlucido de cemento.



**Figura 29 Resistencias térmicas en paredes.**

$$x_a = 0.005[m]$$

$$x_b = 0.015[m]$$

$$x_c = 0.005[m]$$

Donde:

$x_a, x_c$  = Espesor de enlucido con cemento, en  $[m]$ .

$x_b$  = Espesor de ladrillo hueco con 2 alvéolos, en  $[m]$ .

- **Resistencia térmica en las paredes.**

$$R_A = 1.6 \times 10^{-3} * x_a$$

$$R_A = 1.6 \times 10^{-3} * 5$$

$$R_A = 0.008 \frac{mm^2 C h}{kcal}$$

$$R_A = R_C$$

$$R_B = 312 \times 10^{-3} \frac{\text{mm}^2 \text{C h}}{\text{kcal}}$$

$$R_{ABC} = 0.328 \frac{\text{m}^2 \text{C}}{\text{W}}$$

$$R_{ABC} = (0.008 + 0.008 + 312 \times 10^{-3}) \frac{\text{m}^2 \text{C}}{\text{W}}$$

Donde:

$R_A$  y  $R_C$  = Resistencia térmica de la pared con enlucido de cemento, en  $\left[ \frac{\text{mm}^2 \text{C h}}{\text{kcal}} \right]$ .

$R_B$  = Resistencia térmica de la pared con ladrillo de dos alvéolos de 150mm de espesor, en  $\left[ \frac{\text{mm}^2 \text{C h}}{\text{kcal}} \right]$ .

$R_{ABC}$  = Resistencia total de la pared, en  $\left[ \frac{\text{mm}^2 \text{C h}}{\text{kcal}} \right]$ .

- **Coefficientes de conductancia superficial.**

Al analizar la transferencia de calor entre el aire y las paredes se toma en cuenta la radiación y la convección superficial en un solo coeficiente de conductividad. (Szokolay, 1987, pág 4.15).

$$f = hc + hr \tag{3.1}$$

Donde:

$f$  = Coeficiente de conductancia superficial, en  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}} \right]$ .

$hc$  = Coeficiente de convección superficial, en  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}} \right]$ .

$hr$  = Coeficiente de radiación superficial, en  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{C}} \right]$ .

Para superficies expuestas a temperatura exterior entre (20 – 24) °C, se utilizan los siguientes valores para la determinación del coeficiente de conductancia superficial.

Superficies verticales interiores:

$$f_i = 8.13 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Superficies verticales exteriores:

$$f_e = 10.93 + (4.1 * v_{viento})$$

$$f_e = 49.29 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Donde:

$f_i$  = Coeficiente de conductancia superficial interior, en  $\left[ \frac{mm^2 \cdot ^\circ C \cdot h}{kcal} \right]$ .

$f_e$  = Coeficiente de conductancia superficial exterior, en  $\left[ \frac{mm^2 \cdot ^\circ C \cdot h}{kcal} \right]$ .

$v_{viento}$  = Velocidad media anual del viento, en  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ ; valor según el INAMHI, Figura 27.

- **Resistencia total por conducción y por convección en las paredes:**

$$RT = \frac{1}{f_e} + R_{ABC} + \frac{1}{f_i} \quad (3.2)$$

$$RT = \frac{1}{27.33 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.328 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} + \frac{1}{8.13 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$RT = 0.4712 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$U_p = \frac{1}{RT} \quad (3.3)$$

$$U_p = 2.05 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Donde:

$RT$  = Resistencia térmica total en las paredes, en  $\left[\frac{m^2 \cdot C}{W}\right]$ .

$U_p$  = Coeficiente global de transferencia en las paredes, en  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C}\right]$ .

- **Determinación del calor en las paredes.**

Para el cálculo de la diferencia de temperatura ( $T_{confort} - T_{mín}$ ), ASHRAE mediante un método llamado “función de transferencia”, ha definido que se debe conocer la temperatura a la que llegará el equipo de calefacción y también se requiere conocer la temperatura mínima anual del ambiente donde se encuentra ubicada la vivienda. (ASHRAE, 2001, pág. 3.1).

El calor transferido por las paredes se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$q_p = U_p * A_{pared} * (T_{confort} - T_{mín.}) \quad (3.4)$$

Donde:

$q_p$  = Calor de conducción a través de paredes, en  $[W]$ .

$U_p$  = Coeficiente global de transferencia de calor en paredes, en  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C}\right]$ .

$A_{pared}$  = Área de pared, en  $[m^2]$ .

$T_{confort}$  = Temperatura confort en la vivienda, en  $[^{\circ}C]$ .

$T_{mín.}$  = Temperatura mínima anual en,  $[^{\circ}C]$ .

Determinación del calor por cada área de la vivienda:

$$T_{confort} = 20^{\circ}C$$

$$T_{mín.} = 9.4^{\circ}C \text{ (Temperatura mínima anual, ver figura 26.)}$$

$$A_1 = 17.3m^2$$

$$q_{p1} = U_p * A_1 * (T_{confort} - T_{mín.})$$

$$q_{p1} = 375.9W$$

$$A_2 = 15m^2$$

$$q_{p2} = U_p * 2 * A_2 * (T_{confort} - T_{mín.})$$

$$q_{p2} = 651.9 W$$

$$A_3 = 18.9m^2$$

$$q_{p3} = U_p * 2 * A_3 * (T_{confort} - T_{mín.})$$

$$q_{p3} = 410.6W$$

$$q_p = q_{p1} + q_{p2} + q_{p3}$$

$$q_p = 1438.4W$$

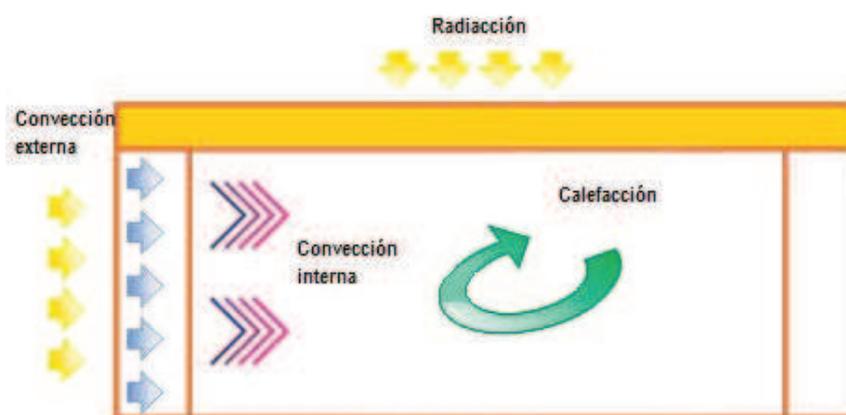
Donde:

$q_{p1}, q_{p2}, q_{p3}$  = Cargas de calor en cada pared de la vivienda, en [W].

### 3.2.2.2 Cálculo de carga de calor a través del techo.

Al igual que el cálculo anterior, se determina la carga de calor en el techo según lo establecido por la norma (ASHRAE, 2001, pág. 3.1) tomando en cuenta que el material del techo es de eternit, el valor de la resistencia se muestra en el Anexo 4.

La figura 30, muestra las diferentes formas de transmisión de calor en el techo, que se produce entre el sol y el techo conocida como radiación, y la transmisión de calor por convección producida entre el medio ambiente y el techo, a medida que el sol se oculta la energía almacenada va disminuyendo.



**Figura 30 Intercambio de calor interno y externo de la vivienda.**

La carga del techo se calcula con la siguiente ecuación:

$$q_{techo} = U_{techo} * A_{techo} * (T_{confort} - T_{mín.}) \quad (3.5)$$

$$U_{techo} = \frac{1}{R_{techo}} \quad (3.6)$$

Las resistencias del material que forman el techo, se determinan a partir del Anexo 7.

$$U_{techo} = \frac{1}{0.19 \left[ \frac{m^2 * ^\circ C}{W} \right]}$$

$$U_{techo} = 5.2 \left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

$$A_{techo} = 96m^2$$

$$q_{techo} = 5.2 \left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right] * 96m^2 * (20 - 9.4) ^\circ C$$

$$q_{techo} = 5355 W$$

Donde:

$R_{techo}$  = Resistencias térmica total del techo, en  $\left[ \frac{m^2 * ^\circ C}{W} \right]$ .

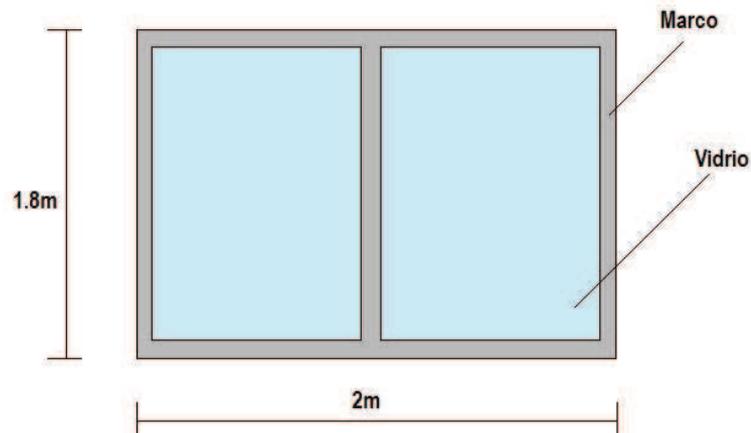
$U_{techo}$  = Coeficiente global de transferencia de calor en el techo, en  $\left[ \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$ .

$A_{techo}$  = Área del techo, en  $[m^2]$ .

$q_{techo}$  = Carga de calor a través del techo, en  $[W]$ .

### **3.2.2.3. Cálculo de carga solar a través del vidrio.**

Se considera que la vivienda está formada por dos ventanas de doble batiente, con marco de aluminio sus dimensiones se muestran en la figura 31.



**Figura 31 Dimensiones de las ventanas.**

Con la ayuda de la norma ASHRAE se determina la carga solar a través del vidrio por convección y conducción. El vidrio disminuye la ganancia por insolación directa, pero aumenta la ganancia por convección, ya que absorben mayor cantidad de calor, de acuerdo a su grosor y a su composición.

$$q_{\text{vidrio}} = A_{\text{vent}} * SC * SHFG \quad (3.7)$$

$$SC = 0.95$$

$$SHFG = 135 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{\text{vidrio}} = (2 * 3.60m^2) * 0.95 * 135 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{\text{vidrio}} = 923.4W$$

Donde:

$A_{\text{vent}}$  = Área de ventana, en  $[m^2]$ .

SC = Coeficiente de sombra, valor considerado del Anexo 7.

SHFG = Factor de ganancia de calor, en  $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$  del Anexo 8.

### 3.2.2.4. Cálculo de cargas de calor internas.

- **Calor sensible.**
  - **Calor sensible interno.**

Se toma en cuenta los electrodomésticos y las lámparas que al funcionar generan calor dentro de la vivienda:

**Tabla 8**  
**Potencias generadas de accesorios**

TV (19"-21")	70 W
Radio grabadora	40 W
3 Focos incandescentes de 100W	300 W
Refrigerador	290 W
<b>TOTAL</b>	<b>700W</b>

Fuente: (Chapman, 2002)

El valor del calor generado por estos accesorios es:  $q_{gacc} = 700 W$

#### - **Calor sensible por habitantes.**

El número de habitantes es definido de acuerdo al número de personas que pueden habitar en la vivienda de 54 m<sup>2</sup>, tomando en cuenta que es rural, el número de hijos por familia para el 2001 fue de 2 a 8, para el 2010 fue de 2 a 6, se prevé que el para el 2015 sea de 1 a 4 hijos. Estos son datos según el último censo realizado en el Ecuador. Por lo tanto se tomara como número de habitantes 5. (INEC, 2010)

La vivienda estará ocupada por cinco personas, quienes estarán realizando diferentes actividades: Encontrarse acostados (despiertos), sentados en reposo, sentados con actividad ligera, de pie sin movimiento, de pie con actividad ligera, comiendo y dormidos, partiendo de la tabla y bajo estas condiciones se establece: "Para un hombre promedio de 30 años de edad, 70kg, 1.73m de altura, 1.8m<sup>2</sup> de área superficial produce 84 Watts". (Céngel, 2004, pág. 41).

Las personas que ocupan la vivienda aportan cantidades importantes de calor sensible y calor latente debido a su metabolismo y actividad física.

La comodidad del cuerpo humano depende de los siguientes factores:

- Temperatura ambiente.
- Humedad relativa
- El movimiento del aire.

Este cálculo se basa en el número promedio de personas que se encontrarán en la vivienda durante el tiempo de calefacción, la tabla establecida por la Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y calefacción (ASHRAE), referencia 1, capítulo VIII, muestra valores de la energía emitida por persona al realizar diferentes actividades, ver Anexo 9.

Para el cálculo del calor sensible en las personas se utiliza la siguiente fórmula.

$$q_{shab} = \#de\ habitantes * Q_{spersona} \quad (3.8)$$

**Actividad: De pie o paseando:**

$$q_{shab1} = 2 * 58W$$

$$q_{shab1} = 116 W$$

**Actividad: Comiendo:**

$$q_{shab2} = 3 * 64W$$

$$q_{shab2} = 192W$$

$$q_{shab} = q_{shab1} + q_{shab2}$$

$$q_{shab} = 308W$$

Donde:

$q_{shab}$  = Calor sensible total generado por los habitantes, en [W].

#de habitantes = Número de habitantes en la vivienda.

$Q_{spersona}$  = Calor sensible que genera una persona Anexo 9, en [W].

$q_{shab1}$  = Calor sensible que genera dos personas de pie o paseando, en [W].

$q_{shab2}$  = Calor sensible que genera tres personas comiendo, en [W].

- **Calor latente por habitantes.**

El calor latente producido por los habitantes se lo considera como carga de enfriamiento instantánea.

$$q_{Lhab} = \#de\ habitantes * Q_{Lpersona} \quad (3.9)$$

**Actividad: De pie, paseando:**

$$q_{Lhab1} = 2 * 44W$$

$$q_{Lhab1} = 88 W$$

**Actividad: Comiendo:**

$$q_{Lhab2} = 3 * 70W$$

$$q_{Lhab2} = 210W$$

$$q_{LhabT} = q_{Lhab1} + q_{Lhab2}$$

$$q_{LhabT} = 298W$$

Donde:

$Q_{Lpersona}$  = Calor latente que generan una persona Anexo 9, en [W].

$q_{Lhab1}$  = Calor latente que generan dos personas de pie o paseando, en [W].

$q_{Lhab2}$  = Calor latente que genera tres personas comiendo, en [W].

$q_{LhabT}$  = Calor latente total que generan los habitantes, en [W].

- **Carga interna total.**

Para obtener el valor de carga de calor interno total se suman los valores del calor sensible y calor latente.

$$q_{int} = q_{shab} + q_{LhabT}$$

$$q_{int} = (700 + 308 + 298)W$$

$$q_{int} = 1306W$$

**3.2.2.5. Carga de calor por ventilación.**

El aire que fluye por el exterior de la vivienda interviene en el confort térmico, debido a que se incrementa su carga térmica cuando se calienta o se enfría desde el interior y exterior de la vivienda.

El calor por ventilación se determina con la siguiente fórmula: (ASHRAE, 2001, pág. 26.9)

$$q_{ventilación} = 1200 \left[ \frac{J}{m^3 \cdot ^\circ K} \right] * Ven * \Delta t_{aire} \quad (3.10)$$

Donde:

$q_{ventilación}$  = Calor por ventilación, en [W].

$V_{en}$  = Ventilación, en  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ .

$\Delta t_{aire}$  = Diferencia de temperatura interna y externa, en [ $^{\circ}K$ ].

- **Cálculo de ventilación.**

Cuando la ventilación no es intencional toma el nombre de infiltración. La siguiente ecuación se utiliza para infiltraciones de magnitudes pequeñas, como por ejemplo pequeñas aberturas por debajo de la puerta, techo y ventanas. (Szokolay, 1987, pág. 42)

$$V_{en} = 0.827 * A_{aberturas} * (\Delta p_{presión})^{1/2} \quad (3.11)$$

Donde:

$A_{aberturas}$  = Área en aberturas en techo ventanas y puerta, en [ $m^2$ ].

$\Delta p_{presión}$  = Diferencia de presión entre soplo de viento en sotavento y barlovento, en [Pa].

- **Calculo de  $\Delta p_{presión}$ .**

**Sotavento (Sot)** Se refiere al presión del aire desde el medio ambiente hacia el interior de la vivienda.

**Barlovento (Barlv)** Es lo contrario de sotavento, la presión del aire se dirige hacia el exterior desde el interior de la vivienda.

$$\Delta p_{presión} = (Sot - Barlv) \quad (3.12)$$

$$Sot = CS * pw$$

$$Barlv = CB * pw$$

$$pw = \frac{1}{2} * \rho_{aire} * v_{viento}^2 \quad (\text{Szokolay, 1987, pág.43})$$

$$pw = \frac{1}{2} * 1.14 \frac{kg}{m^3} * \left(1.1 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$pw = 0.68 Pa$$

Por lo tanto:

CS = 0.5; pueden presentarse presiones entre 0.5 y 1, la presión máxima 1 se presenta generalmente a edificaciones a una altura de 2/3. Se toma el valor mínimo de 0.5 por ser una vivienda de planta baja.

CB = -0.3; pueden presentarse presiones entre -0.3 y -0.4 dependiendo de la ubicación de la vivienda y dirección del viento. Se toma el valor máximo debido a que la vivienda se encuentra ubicada en zona de presencia de vientos constantes.

El valor del Sotavento también puede ser calculado por la ecuación de (Armas, 2001, pág.401).

$$Sot = 0.5 * 0.68Pa = 0.34Pa$$

$$Barlv = -0.4 * 0.68Pa = -0.27Pa$$

$$\Delta p_{presión} = (Sot - Barlv)$$

$$\Delta p_{presión} = (0.34 - (-0.27))Pa$$

$$\Delta p_{\text{presión}} = 0.61 Pa$$

Una vez determinado las presiones, la tasa de ventilación que pasa por las ventanas y puertas se estima de la siguiente manera descrito en (ASHRAE, 2001, pág.26.11).

$$Ven = 0.827 * A_{\text{aberturas}} * (\Delta p_{\text{presión}})^{1/2} \quad (3.13)$$

$$A_{\text{aberturas}} \approx 0.05 m^2$$

$$Ven = 0.827 * 0.05 m^2 * (0.61 Pa)^{1/2}$$

$$Ven = 0.032 \frac{m^3}{s}$$

Donde:

$p_w$  = Presión dinámica del viento, en [Pa].

$Sot$  = Presión del aire en sotavento, en [Pa].

$Barlv$  = Presión del aire en barlovento, en [Pa].

$v_{\text{viento}}$  = Velocidad media del viento anual, en  $\left[\frac{m}{s}\right]$  de la figura 27

$Ven$  = Tasa de ventilación, en  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

- **Cálculo de calor por ventilación.**

De la ecuación 3.10 y con la diferencia de temperatura del aire al exterior e interior de la vivienda se determina el calor generado por ventilación:

$$\Delta t_{\text{aire}} = (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Se considera la temperatura exterior  $T_{ext}$  de 23°C y temperatura interna en la vivienda de 21°C, durante el día.

$$\Delta t_{aire} = (296 - 294)^{\circ}K$$

$$\Delta t_{aire} = (2)^{\circ}K$$

$$q_{ventilación} = 1200 \frac{J}{m^3 \text{ }^{\circ}K} * 0.032 \frac{m^3}{s} * 2 \text{ }^{\circ}K$$

$$q_{ventilación} = 76.8W$$

Donde:

$\Delta t_{aire}$  = Diferencia de temperatura interna y externa en la vivienda, en [ $^{\circ}K$ ].

### 3.2.2.6. Cálculo del calor necesario.

El cálculo del calor necesario ayuda a determinar la cantidad de calor que debe generar el intercambiador de calor para obtener una temperatura de confort en el interior de la vivienda durante la noche.

Por lo tanto:

$$Q_N = q_p + q_{techo} + q_{vidrio} + q_{int} + q_{ventilación} \quad (3.13)$$

$$Q_N = (1438.4 + 5355 + 923.4 - 1306 + 76.8)W$$

$$Q_N = 6487 W$$

### 3.3. Selección de la Bomba.

La bomba impulsa el fluido de servicio hasta el intercambiador de calor de placas y tubos que opera con agua caliente, las especificaciones de la bomba se ven en el Anexo 1.

- **Flujo másico del agua**

$$A_{ti} = \pi * R_{int}^2$$

$$R_{int} = 0.0635m$$

$$A_{ti} = 0.00012m^2$$

Donde:

$A_{ti}$  = Área transversal del tubo por donde ingresa el agua al ITC desde el caldero, en  $[m^2]$ .

$R_{int}$  = Radio del tubo por donde ingresa el agua al ITC desde el caldero, en  $[m]$ .

$$\dot{m}_w = \rho_w * A_{ti} * V_{bombeo} \quad (3.14)$$

$$\rho_w = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_{bombeo} = 0.7 \frac{m}{s} \text{ (Anexo 13)}$$

$$\dot{m}_w = 0.084 \frac{kg}{s}$$

Por lo tanto:

- **Caudal**

$$Q_B = \frac{\dot{m}_w}{\rho_{agua}} \quad (3.15)$$

$$Q_B = \frac{0.084 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q_B = 0.30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Donde:

$$Q_B = \text{Caudal de la bomba, en } \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right].$$

$$\dot{m}_w = \text{Flujo másico de agua, en } \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right].$$

$$\rho_{agua} = \text{Densidad del agua, en } \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right].$$

- **Características de impulsión:**

$$H_i = 0.57\text{m}$$

$$L_{tub} = 1.47\text{m}$$

$$n_{c_{90^\circ}} = 2$$

$$n_v = 1 ; \text{Válvula de bola.}$$

Donde:

$$H_i = \text{altura de impulsión, en } [m].$$

$$L_{tub} = \text{Longitud de la tubería, en } [m].$$

$$n_{c_{90^\circ}} = \text{Número de codos de } 90^\circ.$$

$$n_v = \text{Número de válvulas.}$$

**Tabla 9**  
**Accesorios Líneas de Impulsión**

Elemento	Número	Pérdida de carga
Codo de 90°	2	1.7m x 2 = 3.4m
Válvula de bola	1	10m

Fuente: (Azebedo, 1975)

$$L_{equi} = 1.47m + 10m + 3.4m$$

$$L_{equi} = 14.87m$$

$$\phi_{ti} = 25.4 \text{ mm}$$

Según Anexo 2, para la determinación de la pérdida de agua en mca se considera ((9.4m x 1.5) por cada 100 metros lineales de tubería.

$$P_{ai} = \frac{14.1 \times 14.87}{100} = 2.09m$$

Donde:

$L_{equi}$  = Longitud equivalente línea de impulsión, en [m].

$\phi_{ti}$  = Diámetro interno de la tubería, en [m].

$P_{ai}$  = Pérdida de carga en la impulsión, en [mca].

- **Características de la línea de aspiración :**

$$H_a = 2m$$

$$L_{tub} = 4.73m$$

$$n_{c90^\circ} = 6$$

$$n_{univ.} = 1$$

Donde:

$H_a$  = Altura de aspiración, en [m].

$L_{tub}$  = Longitud de la tubería, en [m].

$n_{c90^\circ}$  = Número de codos de 90°.

$n_{univ}$  = número de unión universal.

**Tabla 10**  
**Accesorios Línea de aspiración**

Elemento	Número	Pérdida de carga
Codo de 90°	6	1.7m x 6 = 10.2m

Fuente: (Azebedo, 1975)

$$L_{equa} = 4.73m + 10.2m$$

$$L_{equa} = 14.93m$$

Según Anexo 2, para la determinación de la pérdida de carga en mca se considera ((9.4m x 1.5) por cada 100 metros lineales de tubería.

$$P_{as} = \frac{14.1 \times 14.87}{100} = 2.09mca$$

Donde:

$L_{equa}$  = Longitud equivalente línea de aspiración, en [m].

$P_{as}$  = Pérdida de carga en la aspiración [mca].

$$H_{man.} = H_i + H_a + P_{ai} + P_{as} \quad (3.16)$$

$$H_{man.} = 0.57m + 2 + 2.09 + 2.10$$

$$H_{man.} = 6.76m$$

Donde:

$H_{man}$  = Altura manométrica de la bomba, en [m].

$H_i$  = Altura de impulsión, en [m].

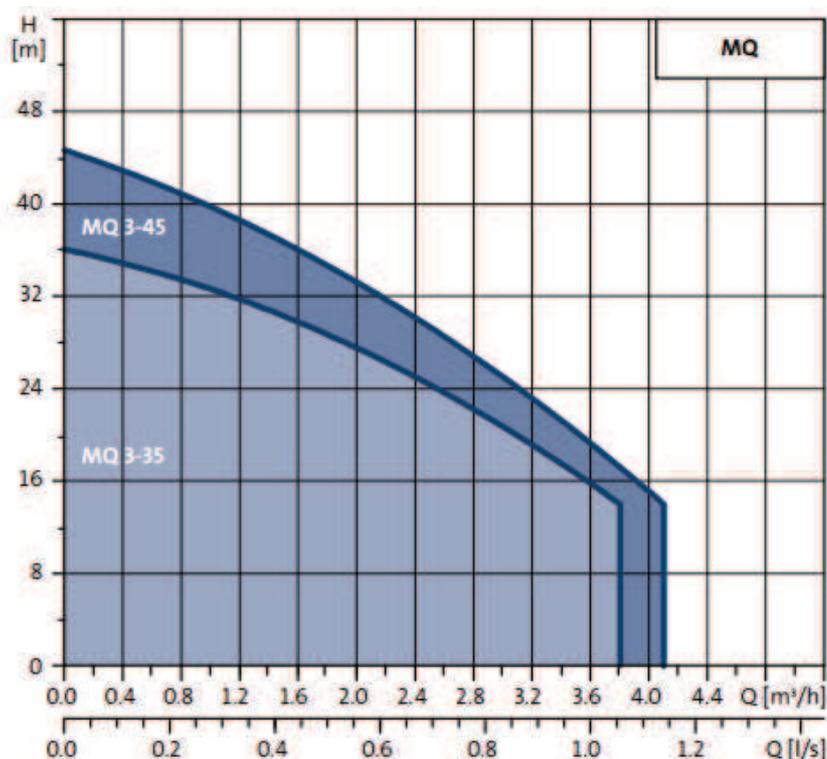
$H_a$  = Altura de aspiración, en [m].

$P_{ai}$  = Pérdida de carga en la impulsión, en [mca].

$P_{as}$  = Pérdida de carga en la aspiración, en [mca].

Se debe seleccionar una bomba para un caudal de  $0.30 \frac{m^3}{h}$  que eleve a una altura de 6.76m.

Según la figura 32 se selecciona la bomba MQ 3 -35.



**Figura 32 Selección de bomba de Agua.**

Fuente: GRUNFOS, 2008

### 3.4. Selección del Ventilador.

Se elige un ventilador axial ya que este tipo de ventiladores son apropiados para la extracción o inyección de grandes cantidades de aire, con valores de presión estática pequeños de 5 a 25 mmcda, el aire circula en dirección de las aspas al motor. (Siemens, 2013).

En su selección se considera el caudal con que debe circular el aire, para la temperatura de operación y la altitud de la localidad donde será instalado.

El análisis de la temperatura de impulsión del aire hacia el interior de la vivienda se lo realiza en base al estudio psicrométrico del aire; ésta temperatura debe compensar a la vez las pérdidas o ganancias de calor sensible y calor latente; se parte de las siguientes condiciones:

- **Condiciones interiores:**

$$T_{BSi} = 23^{\circ}\text{C}$$

$$HR_i = 50 \%$$

- **Condiciones exteriores:**

$$T_{BSe} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$HR_e = 69 \%$$

Donde:

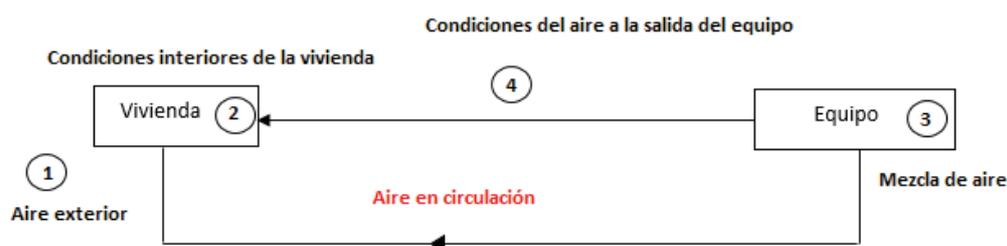
$T_{BSi}$  = Temperatura de bulbo seco en el interior de la vivienda, en [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$HR_i$  = Humedad relativa en el interior de la vivienda, en [%].

$T_{BSe}$  = Temperatura de bulbo seco al exterior de la vivienda, en [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$HR_e$  = Humedad relativa al exterior de la vivienda, en [%].

En la figura 33, se identifican cuatro etapas del sistema de impulsión de aire caliente hacia el interior de la vivienda:



**Figura 33 Etapas-Sistema de impulsión de aire en la vivienda.**

Temperatura de la mezcla:

$$T_m = \frac{m_2 T_2 + m_1 T_1}{m_2 + m_1} \quad (3.17)$$

$$m_2 = 0.8$$

$$m_1 = 0.2$$

$$T_m = 22^{\circ}\text{C}$$

Donde:

$m_2$  = Cantidad de aire al interior de la vivienda.

$m_1$  = Cantidad de aire al exterior de la vivienda.

$T_2$  = Temperatura del aire al interior de la vivienda.

$T_1$  = Temperatura del aire al exterior de la vivienda.

A través de la carta psicométrica, Anexo 16, se determinan las propiedades del aire en los estados 1, 2 y 3.

**Tabla 11**  
**Características principales del aire en los tres estados.**

<b>Estado</b>	$T_{BS}$ °C	$T_{BH}$ °C	<b>HR</b> %	$h_e$ $\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$	$V_L$ $\frac{m^3}{kg}$
<b>1</b>	18°C	21.5°C	69 %	48	0.83
<b>2</b>	23°C	16.5°C	50 %	48	0.98
<b>3</b>	22°C	16°C	48 %	42.5	0.96

Donde:

$T_{BH}$  = Temperatura de bulbo húmedo, en [°C].

HR = Humedad relativa, en [%].

$h_e$  = Entalpía del aire, en [kJ/(kg °C)] .

$V_L$  = Volumen del aire, en  $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$ .

- **Relación de Calor Sensible (RCS):**

$$RCS = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} \quad (3.18)$$

$$Q_s = 1438.4W + 5355 W + 923.4W + 700W + 308W$$

$$Q_s = 8724.8 W$$

$$Q_l = 298W$$

$$RCS = \frac{8724.8 \text{ W}}{8724.8 \text{ W} + 298 \text{ W}}$$

$$RCS = 0.97$$

Donde:

$Q_s$  = Calor sensible, en [W].

$Q_l$  = Calor latente, en [W].

Determinación de las condiciones de aire a la salida del equipo:

$$RCS = \frac{C_p * \Delta T_{2-1}}{h_2 - h_4} \quad (3.19)$$

$$h_4 = h_2 - \frac{C_p * \Delta T_{2-1}}{RCS}$$

$$h_4 = 48 - \frac{(1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}) * (5^\circ\text{C})}{0.97}$$

$$h_4 = 44.32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}$$

Con la ayuda de la carta psicrométrica se obtiene el valor de la temperatura de bulbo húmedo:

$$Tb_{h4} = 15.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

$C_p$  = Poder calorífico del aire, en  $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}]$ .

$h_4$  = Entalpía en el estado 4, en  $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}]$ .

$\Delta T_{2-1}$  = Diferencia de Temperatura estado 2 y 1, en  $[^\circ\text{C}]$ .

Para el estado 4 se obtienen las siguientes propiedades del aire:

**Tabla 12**  
**Características principales del aire en el estado 4.**

Estado	$T_{BS}$ °C	$T_{BH}$ °C	HR %	$h_e$ $\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$	$V_L$ $\frac{m^3}{kg}$
4	21.5°C	15.5°C	48 %	44.02	0.98

Determinación de la capacidad del ventilador:

$$Q_s = \dot{m}_{av} * C_p * \Delta T_{2-4} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{av} = \frac{Q_s}{C_p * \Delta T_{2-4}}$$

$$\dot{m}_{av} = \frac{8724.8 \text{ W}}{1 \frac{kJ}{kg * ^\circ C} * (1.5^\circ C)}$$

$$\dot{m}_{av} = 0.58 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_a = \dot{m}_{av} * v_2$$

$$\dot{V}_a = 0.57 \frac{m^3}{s}$$

Donde:

$\dot{V}_a$  = caudal del aire que debe generar el ventilador, en  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ .

$v_2$  = volumen del aire en el estado 4, en  $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$ .

Con el valor de  $\dot{V}_a$  se determinan las características del ventilador a ser utilizado, con 1800 rpm sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo III.

### 3.5. Diseño térmico del Intercambiador de calor de placas y tubos.

En la tabla 13 se muestran los parámetros utilizados en el diseño del intercambiador de calor.

**Tabla 13**

**Parámetros de diseño del intercambiador de calor.**

Temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador de calor [ $T_{hi}$ ]	90 °C
Temperatura de entrada del fluido frío al intercambiador de calor [ $T_{ci}$ ]	21 °C
Flujo másico del agua [ $\dot{m}_w$ ]	0.084 $\frac{kg}{s}$
Flujo másico del aire [ $\dot{m}_a$ ]	0.61 $\frac{kg}{s}$
Coefficiente global de transferencia de Calor agua-aire [ $U$ ]	30 – 60 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Para determinar las temperaturas de salida del fluido caliente y del fluido frío se utilizará el método de NUT que permitirá conocer dichas temperaturas.

#### **3.5.1. Determinación del coeficiente Global de transmisión de calor.**

Para intercambiadores de calor que están formados de tubos y placas, se deberán modificar las ecuaciones (ec. 2.22 y 2.28), aunque lo más recomendable para el diseño de éste tipo de intercambiadores de calor es el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor en forma individual.

Con frecuencia se utilizan valores aproximados de  $U$ , que son típicos de las condiciones que se encuentran en la práctica .

Del Anexo 10, coeficientes totales globales de transmisión de calor se selecciona el tipo de aplicación para este caso se utilizará el  $U$  para intercambiador de calor (agua-aire).

$$U = 60 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.5.2. Determinación de las capacidades térmicas.

- **Cálculo de la capacidad térmica del lado agua en el ITC**

$$C_w = \dot{m}_w * C_{p,w} \quad (3.21)$$

Del Anexo 11, se halla el valor del calor específico del fluido caliente a  $T_{hi} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$C_{p,w} = 4206 \frac{J}{kg \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$C_w = 353.304 \frac{W}{^\circ\text{C}}$$

Donde:

$C_w$  = Capacidad térmica del fluido caliente, en  $\left[\frac{W}{^\circ\text{C}}\right]$ .

$C_{p,w}$  = Calor específico del lado agua del ITC, en  $\left[\frac{J}{kg \text{ }^\circ\text{C}}\right]$ .

$\dot{m}_w$  = Flujo másico del agua, en  $\left[\frac{kg}{s}\right]$ .

- **Cálculo de la capacidad térmica del lado aire en el ITC:**

$$C_a = \dot{m}_a * C_{p,a} \quad (3.22)$$

Del Anexo 11, se halla el valor del calor específico del fluido caliente a  $T_{ci} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$C_{p,a} = 1007 \frac{J}{kg \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$C_a = 614.27 \frac{W}{^\circ\text{C}} = C_{\text{mín.}}$$

Donde:

$C_a$  = Capacitancia térmica del fluido frío, en  $\left[\frac{W}{^{\circ}C}\right]$ .

$C_{p,a}$  = Calor específico del lado aire, en  $\left[\frac{J}{kg^{\circ}C}\right]$ .

$\dot{m}_a$  = Flujo másico del aire, en  $\left[\frac{kg}{s}\right]$ .

- **Relación de capacidad térmica:**

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \quad (3.23)$$

$$C_r = 0.57$$

Donde:

$C_r$  = Relación de capacitancia térmica (adimensional).

$C_{mín}$  = Capacitancia térmica mínima entre el fluido frío y el fluido caliente, en  $\left[\frac{W}{^{\circ}C}\right]$ .

$C_{máx}$  = Capacitancia térmica máxima entre el fluido frío y el fluido caliente, en  $\left[\frac{W}{^{\circ}C}\right]$ .

### 3.5.3. Determinación del NUT.

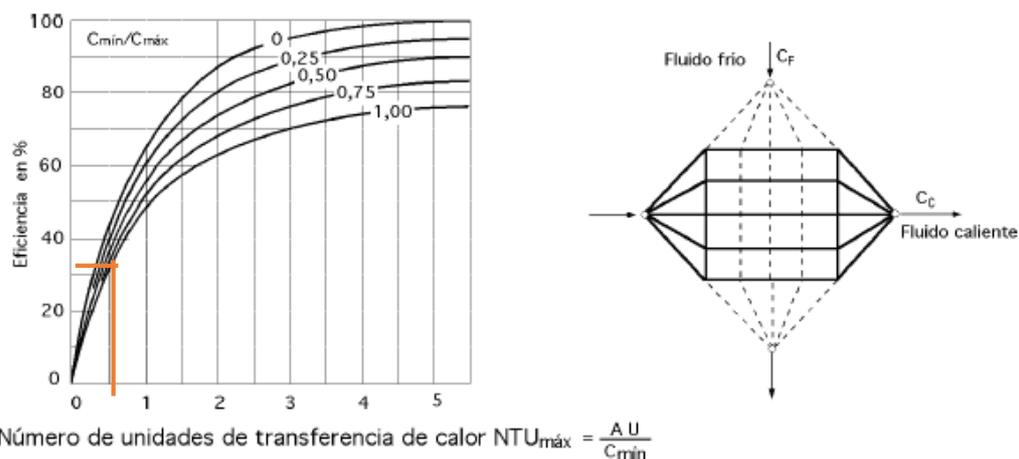
Con la configuración geométrica, área de intercambio de calor y el coeficiente global de transmisión de calor se determina el valor del NUT.

$$NUT_{máx} = \frac{A_o * U}{C_{mín}} \quad (3.24)$$

$$NUT_{máx} = 0.4$$

### 3.5.4. Eficiencia del intercambiador de calor

En la figura 34 se ingresan los valores calculados de  $NTU_{m\acute{a}x}$  y  $C_r$  para encontrar la eficiencia del intercambiador de calor,  $\varepsilon_{ITC} = 33\%$ .



**Figura 34 Eficiencia en ITC de flujo cruzado con ambos fluidos**

Fuente: (Renedo, 2013)

Se determina la capacitancia térmica mínima, que es igual a  $C_w$  o a  $C_a$ , la que sea menor, con la siguiente ecuación se halla la transferencia de calor máxima, que podría entregar el intercambiador, (Incropera, 1999, pág. 599).

$$Q_{m\acute{a}x.} = C_{m\acute{i}n} * (T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.25)$$

$$Q_{m\acute{a}x.} = 353.04 \frac{W}{^{\circ}C} * (90 - 21)^{\circ}C$$

$$Q_{m\acute{a}x.} = 24.377 \text{ kW}$$

### 3.5.5. Transferencia de calor real del intercambiador de calor:

$$q = \varepsilon_{ITC} * Q_{m\acute{a}x.} \quad (3.26)$$

$$q = 8.044 \text{ kW}$$

Donde:

$q$  = Transferencia de calor real del ITC, en  $[kW]$ .

$\varepsilon_{ITC}$  = Eficiencia del ITC, en  $[\%]$ .

$Q_{m\acute{a}x.}$  = Transferencia de calor máxima que podra entregar el ITC, en  $[kW]$ .

### **3.5.6. Determinación de las temperaturas de salida a partir de los balances globales de energía:**

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{q}{\dot{m}_w * C_{p,w}} \quad (3.27)$$

$$T_{ho} = 90^{\circ}\text{C} - \frac{8.044 \text{ kW}}{353.304 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}}$$

$$T_{ho} = 67.2^{\circ}\text{C}$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{q}{\dot{m}_a * C_{p,a}} \quad (3.28)$$

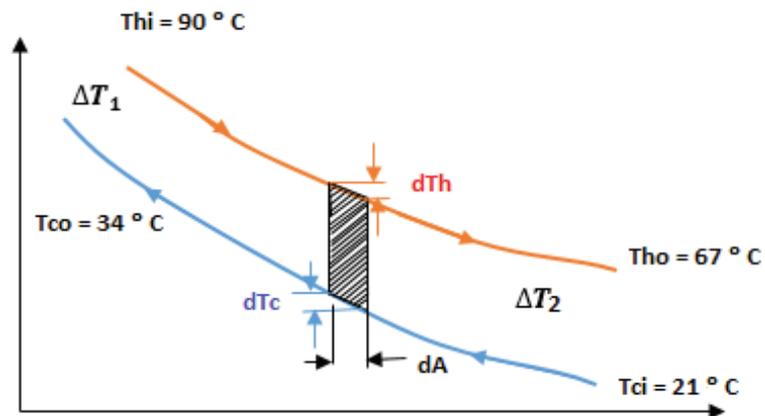
$$T_{co} = 21^{\circ}\text{C} + \frac{8.044 \text{ kW}}{614.27 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}}$$

$$T_{co} = 34^{\circ}\text{C}$$

### **3.6. Cálculo del número de tubos y placas del intercambiador de calor.**

- **Determinación de la diferencia media logarítmica de temperaturas.**

A partir de la ecuación (2.20) se determina la diferencia media logarítmica para el diseño del ITC.



**Figura 35** Parámetros de diseño del intercambiador de calor.

La figura 35 muestra la variación de las temperaturas del fluido frío y del fluido caliente.

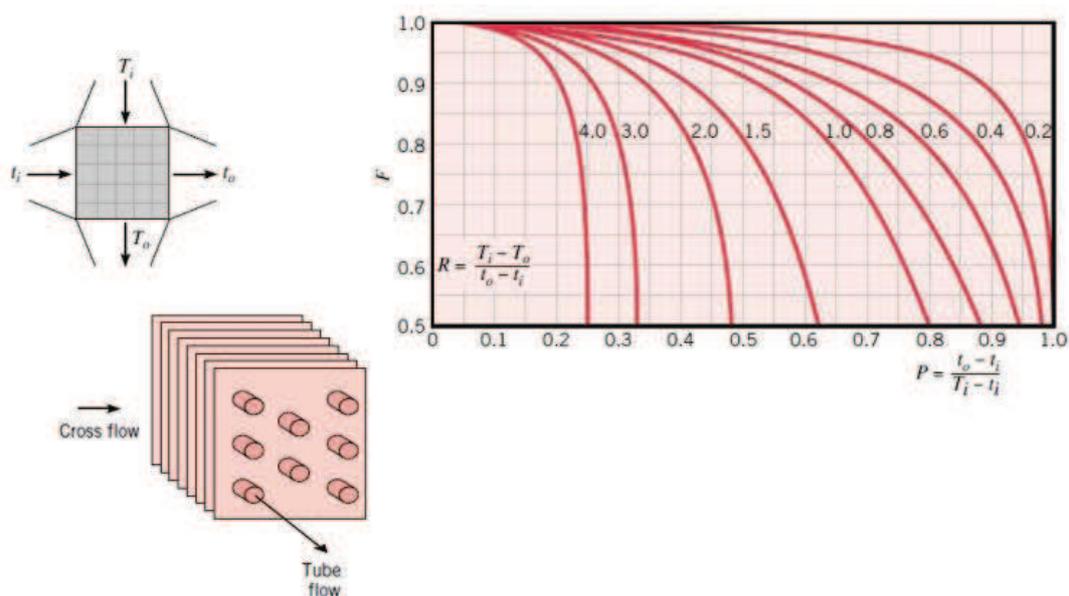
$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{(90\text{ °C} - 34\text{ °C}) - (67\text{ °C} - 21\text{ °C})}{\ln \frac{(90\text{ °C} - 34\text{ °C})}{(67\text{ °C} - 21\text{ °C})}}$$

$$\Delta T_{ML} = 50.83\text{ °C}$$

- **Factores de corrección.**

Para el diseño de intercambiadores de calor complejos, como los que incluyen flujo cruzado, se utiliza un factor de corrección que depende de la configuración geométrica del intercambiador de calor, de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes del fluido frío y caliente. (Céngel, 2004, pág. 683).



**Figura 36 Factores de Corrección para intercambiadores de Calor**

Fuente: (Uploads, 2012)

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (3.29)$$

$$R = \frac{90 - 67}{34 - 21} = 1.76 \approx 2$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (3.30)$$

$$P = \frac{34 - 21}{90 - 21} = 0.18 \approx 0.2$$

Con el valor del factor P y la curva característica del factor R que muestra la figura 36, se determina el factor de corrección de la temperatura media logarítmica teniendo como resultado el valor del factor de corrección,  $F=0.98$ .

- **Selección del diámetro de los tubos en el intercambiador de calor.**

La determinación del diámetro de los tubos se hace en base al Anexo 12, para este caso se han seleccionado tubos de cobre con las siguientes características:

$$d_i = 0.0127m$$

$$d_e = 0.01587m$$

$$e_t = 0.00124m$$

Donde:

$d_e$  = Diámetro externo del tubo, en [m].

$d_i$  = Diámetro interno del tubo, en [m].

$e_t$  = Espesor del tubo, en [m].

- **Área de transmisión de calor del tubo.**

$$A_t = \pi * d_{ext.} * l_t \quad (3.31)$$

$$d_{ext.} = 0.01587m$$

$$l_t = 1 m$$

$$A_t = 0.049 m^2$$

Donde:

$l_t$  = Longitud del tubo, en [m].

$d_{ext.}$  = Diámetro externo del tubo, en [m].

$A_t$  = Área de transmisión de calor del tubo, en [m<sup>2</sup>].

- **Cálculo número de tubos para el intercambiador de calor.**

Con el cálculo del calor necesario, factor de corrección, diferencia media logarítmica, área de transmisión de calor de los tubos y el coeficiente global de transmisión de calor se determina el número de tubos para el diseño del ITC.

$$N_{Tubos} = \frac{Q_N}{A_t * \Delta TML * F * U} \quad (3.3)$$

$$N_{Tubos} = 51 Tubos$$

Donde:

$Q_N$  = Calor necesario, en  $[W]$ .

$A_t$  = Área de transmisión de calor del tubo, en  $[m^2]$  .

$\Delta TML$  = Diferencia de temperatura media logarítmica, en  $[^\circ C]$ .

$F$  = Factor de corrección, valor adimensional.

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor en el techo, en  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

### 3.7. Cálculo del número de placas en el intercambiador de calor.

Las placas que forman parte del intercambiador de calor son de aluminio, con espesor de 1.5mm, con su área y el calor necesario se determina el número de placas.

- **Área de transmisión de calor de las placas:**

$$A_{tp} = \frac{Q_N}{\Delta TML * U} \quad (3.33)$$

$$A_{tp} = 2.62m^2$$

$$N_{placas} = \frac{A_{tp}}{A_{placas}} \quad (3.34)$$

$$A_{placas} = 0.524m^2$$

$$N_{placas} = 5$$

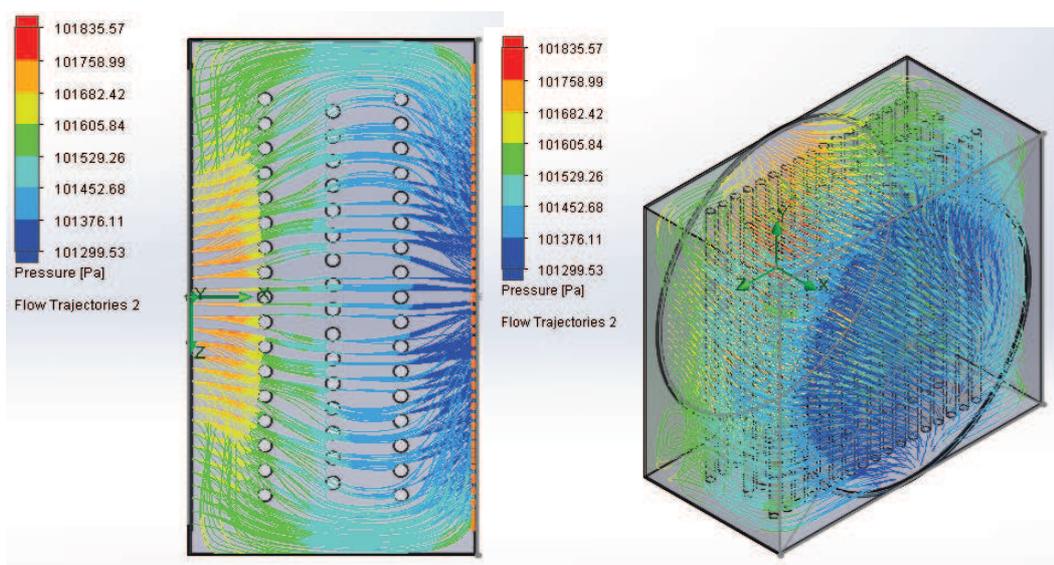
Donde:

$A_{placas}$  = Área estimada de la placa, en  $[m^2]$ .

$A_{tp}$  = Área de superficie de transmisión de calor, en  $[m^2]$ .

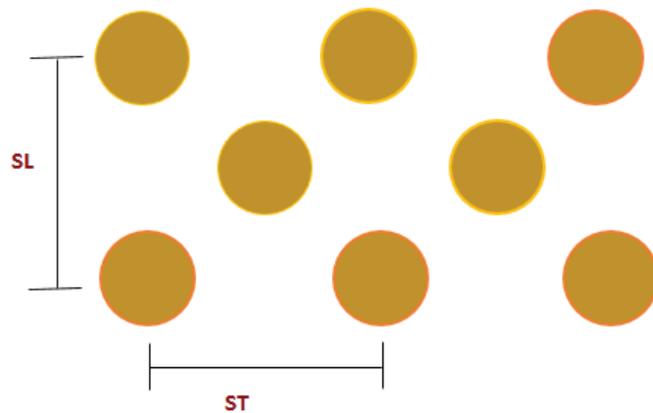
### 3.8. Arreglo de tubos en el intercambiador de calor.

El coeficiente de calor asociado con un tubo está determinado por la disposición de los tubos. Los tubos en las primeras filas actúan como una rejilla de turbulencia, que aumenta el coeficiente de transmisión de calor para los tubos de las siguientes líneas, cabe notar que el coeficiente de convección y turbulencia cambia muy poco más allá de la cuarta o quinta línea, figura 37.



**Figura 37 Simulación del flujo en tubos en distribución escalonada.**

Es importante obtener turbulencia ya que la trayectoria del fluido tendrá más contacto con la superficie de los tubos, por lo tanto el aumento de transmisión de calor es favorecido en la disposición escalonada, ver figura 38.



**Figura 38 Distancia longitudinal y transversal en arreglo de tubos escalonados.**

### 3.9. Calor en el haz de tubos.

#### 3.9.1. Cálculo del coeficiente de convección para el lado del Aire

- **Cálculo del número de Reynolds.**

Para la determinación del número de Reynolds se requiere la velocidad del aire, considerando el caudal  $\dot{Q}_{va}$  del ventilador, Anexo 3, y su área transversal del ventilador.

$$V_a = \frac{\dot{Q}_{av}}{A_{tv}} \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{av} = 0.7 \frac{m^3}{s}$$

$$A_{tv} = \pi * R^2 \quad (3.36)$$

$$R = 0.155m$$

$$A_{tv} = 0.0754m^2$$

$$V_a = 9.28 \frac{m}{s}$$

Donde:

$V_a$  = Velocidad de aire que empuja el ventilador, en  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$R$  = Radio del ventilador, en  $[m]$ .

$A_{tv}$  = Área transversal del ventilador, en  $[m^2]$ .

Con la  $V_a$  se determina la velocidad máxima:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - d_e} * V_a \quad (3.37)$$

$$S_T = 0.030m$$

$$d_e = 0.01587$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{0.030m}{0.030m - 0.01587m} * 9.28 \frac{m}{s}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 19.70 \frac{m}{s}$$

Donde:

$V_{m\acute{a}x}$  = Velocidad máxima del aire, en  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$S_T$  = Distancia longitudinal entre tubos, en  $[m]$ .

El número de Reynolds para el aire  $Rey_{m\acute{a}x}$  se determina con la (ec. 2.15)

$$Rey_{m\acute{a}x} = \frac{\rho_{aire} * V_{m\acute{a}x} * d_e}{\mu_{aire}}$$

$$Rey_{m\acute{a}x} = \frac{1.20 \frac{kg}{m^3} * 19.70 \frac{m}{s} * 0.01587m}{14.96 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$Rey_{m\acute{a}x} = 25077$$

Donde:

$\rho_{aire}$  = Densidad del aire a 21°C, Anexo 14, en  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ .

$\mu_{aire}$  = Viscosidad cinemática del aire a 21°C, Anexo 14, en  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ .

Determinación del número de Nusselt para  $N_{L \geq 20}$

$$Nu_{N_{L \geq 20}} = C * Rey_{m\grave{a}x}^m * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.38)$$

Para:

$$N_L \geq 20 ; 0.7 < Pr < 500 ; 1000 < Rey_{m\grave{a}x} < 2 * 10^6$$

Donde:

$N_L$  = Número de filas de tubos en el intercambiador de calor.

$Pr$  = Número Prandtl a temperatura de entrada del aire a 21°C.

$Pr_s$  = Número Prandtl a temperatura de salida del aire a 33°C.

Determinación de las constantes C y m para  $Rey_{m\grave{a}x}$  [ $10^3 - 2 \times 10^5$ ], tabla 14.

**Tabla 14**  
**Constantes para el banco de tubos en flujo cruzado.**

Configuración	$Re_{D,m\grave{a}x}$	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	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado $\left(\frac{S_T}{S_L} > 0.7\right)^a$	$10^3 - 2 * 10^5$	0.27	0.63
Escalonado $\left(\frac{S_T}{S_L} < 2\right)$	$10^3 - 2 * 10^5$	$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{1/5}$	0.60
Escalonado $\left(\frac{S_T}{S_L} > 2\right)$	$10^3 - 2 * 10^5$	0.40	0.60
Alineado	$2 * 10^5 - 2 * 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 * 10^5 - 2 * 10^6$	0.022	0.84

Fuente: (Incropera, 1999, pág. 380)

$$Nu_{N_L \geq 20} = 0.40 * 25077^{0.60} * 0.70^{0.36} * \left( \frac{0.70}{0.723} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu_{N_L \geq 20} = 153.24$$

Obteniendo los siguientes valores para C y m:

$$C = 0.40$$

$$m = 0.60$$

Se determinó el número de Nusselt para  $N_L \geq 20$  por lo que se determina el factor de corrección para calcular el número de Nusselt para  $N_L < 20$ , tabla 15.

$$Nu_{N_L < 20} = C_2 * Nu_{N_L \geq 20} \quad (3.38)$$

$C_2 = 0.84$ , para  $N_L = 3$  (arreglo escalonado).

$$Nu_{N_L < 20} = 0.84 * 153.24$$

$$Nu_{N_L < 20} = 128.721$$

Donde:

$Nu_{N_L \geq 20}$  = Número de Nusselt para número de filas mayores a 20.

$Nu_{N_L < 20}$  = Número de Nusselt para número de filas menores a 20.

**Tabla 15**  
**Factor de corrección  $C_2$  para  $N_L < 20$  ( $Re_D > 10^3$ )**

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<b>Alineado</b>	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
<b>Escalonado</b>	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Fuente: (Incropera, 1999)

- **Determinación del coeficiente de convección del aire.**

$$h_a = Nu_{N_{L < 20}} * \frac{k_{aire}}{d_e} \quad (3.39)$$

$$k_{aire} = 0.0264 \frac{W}{m \cdot ^\circ K} \text{ a } 21^\circ C$$

$$h_a = 128.721 * \frac{0.0264 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{0.01587 m}$$

$$h_a = 214.127 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Donde:

$h_a$  = coeficiente de convección del aire, en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$ .

- **Flujo volumétrico**

$$\dot{V} = (A_{tt} - A_{tv}) * V_a \quad (3.40)$$

$$A_{tt} = 0.000793 m^2 \times 17$$

$$A_{tt} = 0.13 m^2$$

$$A_{tv} = 0.0754 m^2$$

$$\dot{V} = 0.59 \frac{m^3}{s}$$

Donde:

$A_{tt}$  = Área transversal de los tubos, en  $[m^2]$ .

- **Flujo másico del aire:**

$$\dot{m}_a = \dot{V} * \rho_{ai} \quad (3.41)$$

$$\rho_{ai} = 1.22 \frac{kg}{m^3} \text{ a } 21^\circ C$$

$$\dot{m}_a = 0.61 \frac{kg}{s}$$

### 3.9.2 Determinación del coeficiente de convección del lado agua:

- **Velocidad del fluido dentro del banco de tubos:**

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w * A_c} \quad (3.42)$$

$$A_c = N_t * \left( \pi * \frac{d_e^2}{2} - \pi * \frac{d_i^2}{2} \right) \quad (3.43)$$

$$A_c = 0.0145 \text{ m}^2$$

$$V_w = 0.0057 \frac{m}{s}$$

Donde:

$A_c$  = Área sección circular, en  $[m^2]$ .

$V_w$  = Velocidad del fluido dentro del banco de tubos, en  $[\frac{m}{s}]$ .

- **Cálculo del número de Reynolds**

$$Re_{yw} = \frac{\rho_w * \dot{V}_w * d_i}{\mu_w}$$

$$\mu_w = 1.87 * 10^{-6} \frac{kg * s}{m^2}$$

$$R_{eyw} = 38711$$

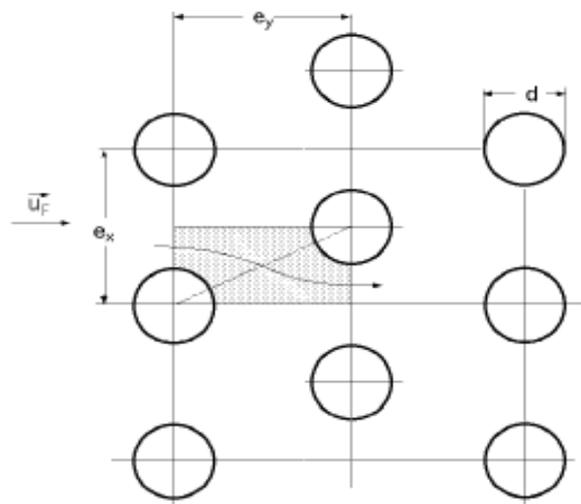
Donde:

$R_{eyw}$  = Número de Reynolds del agua, valor adimensional.

$\mu_w$  = Viscosidad dinámica del agua, en  $[\frac{kg*s}{m^2}]$ .

- **Cálculo del número de Nusselt de flujo cruzado en tubos escalonados:**

Con las siguientes relaciones y utilizando la tabla para arreglos escalonados se obtienen los valores de las constantes C y n:



**Figura 39 Arreglo escalonado de tubos.**

$$\frac{e_x}{d_e} = 2.42$$

$$\frac{e_y}{d_e} = 1.89$$

Con estas dos relaciones se ingresa a la tabla 16, para determinar los valores de C y n:

$$C = 0.535$$

$$n = 0.556$$

**Tabla 16**  
Valores de C y n para baterías de 10 o más tubos.

	$\frac{e_x}{d} = 1,25$		$\frac{e_x}{d} = 1,50$		$\frac{e_x}{d} = 2,00$		$\frac{e_x}{d} = 3,00$	
$\frac{e_y}{d}$	C	N	C	N	C	n	C	n
1,25	0,38	0,59	0,30	0,60	0,11	0,70	0,07	0,75
1,5	0,40	0,58	0,27	0,620	0,11	0,70	0,07	0,74
2	0,46	0,57	0,33	0,60	0,25	0,63	0,22	0,64
3	0,32	0,60	0,39	0,58	0,41	0,58	0,31	0,60
	$\frac{e_x}{d} = 1,25$		$\frac{e_x}{d} = 1,50$		$\frac{e_x}{d} = 2,00$		$\frac{e_x}{d} = 3,00$	
$\frac{e_y}{d}$	C	N	C	N	C	n	C	n
0,6	-----	-----	-----	-----	-----	-----	0,23	0,63
0,9	-----	-----	-----	-----	0,49	0,57	0,44	0,58
1	-----	-----	0,55	0,558	-----	-----	-----	-----
1,125	-----	-----	-----	-----	0,531	0,565	0,575	0,56
1,25	0,57	0,55	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,56
1,5	0,50	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,56
2	0,44	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,57
3	0,34	0,592	0,395	0,580	0,488	0,562	0,467	0,57

Fuente: (Corberán, 2012)

$$Nu_w = C * Re_{yw}^n * Pr^{1/3}$$

El número de Prandtl se determina a partir de las tablas del agua a 90°C.

$$Pr = 0.702$$

$$Nu_d = 169.03$$

Con el valor del número de Nusselt se determina el coeficiente de convección en el fluido; Anexo 11 a Thi a 90 °C.

$$h_w = N_{Ud} * \frac{k_w}{d_i} \quad (3.44)$$

$$k_w = 0.675 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$h_w = 399.28 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Donde:

$k_w$  = Coeficiente de conductividad del agua, en  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$ .

$h_w$  = Coeficiente de convección del agua, en  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ .

### 3.9.3 Cálculo de la pérdida de calor en el arreglo de tubos del ITC para flujo cruzado:

En la figura 40 se muestran los flujos del lado frío y lado caliente en los tubos.

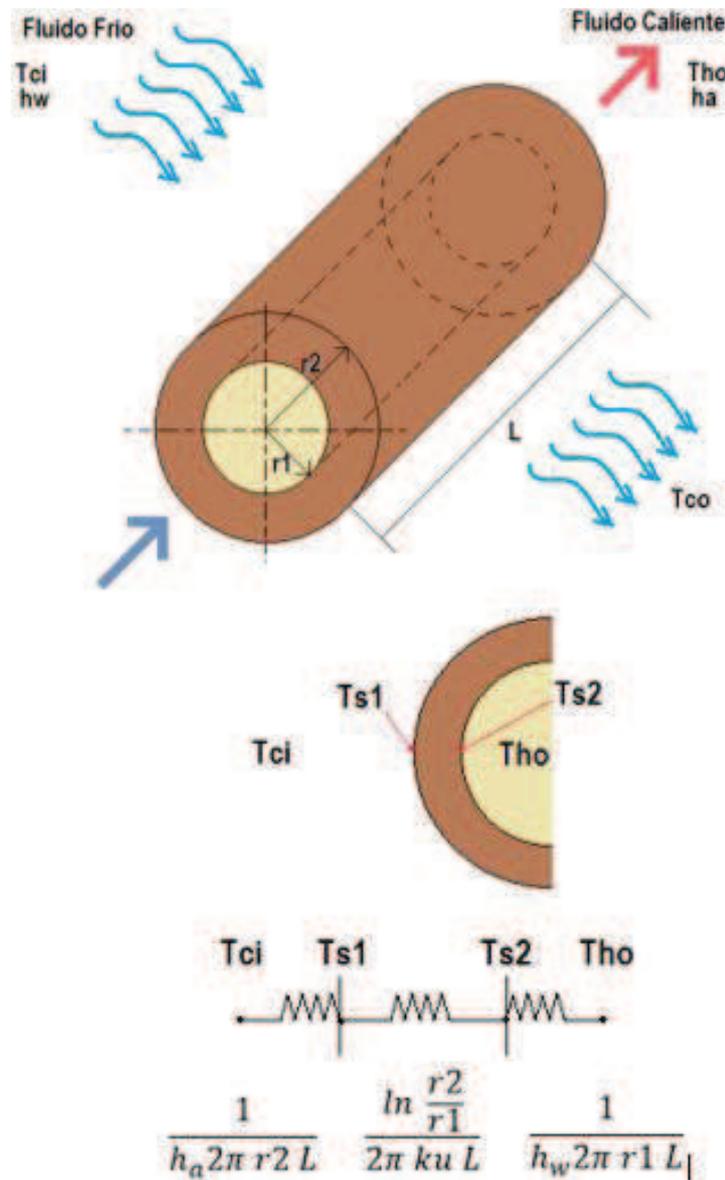


Figura 40 Analogía de resistencias en el arreglo de tubos

- **Calor para 1 tubo**

$$q_{tubo} = \frac{T_{ho} - T_{ci}}{\frac{1}{2\pi h_w r_2 L} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_u L} + \frac{1}{2\pi h_a r_1 L}}$$

Por lo tanto

$$L = 0.5m$$

$$kcu = 393 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$q_{tubo} = \frac{(340 - 294)^{\circ K}}{\frac{1}{2\pi(399.28 \frac{W}{m^2 \cdot K})(0.0079m)(0.5m)} + \frac{\ln\left(\frac{0.0079m}{0.006m}\right)}{2\pi(400 \frac{W}{m^2 \cdot K})(0.5m)} + \frac{1}{2\pi(214.12 \frac{W}{m^2 \cdot K})(0.006m)(0.5m)}}$$

$$q_{tubo} = 135.29W$$

Para el haz de 51 tubos:

$$q_{tubos} = q_{tubo} * 51$$

$$q_{tubos} = 6899.79W$$

Donde:

$r_1$  = Radio interno del tubo, en [m].

$r_2$  = Radio externo del tubo, en [m].

$L$  = Longitud de la tubería, en [m].

$kcu$  = Coeficiente de conductividad térmica del cobre, Anexo 14, en  $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ .

$q_{tubo}$  = Calor que genera 1 tubo, en [W].

$q_{tubos}$  = Calor que genera el haz de tubos, en [W].

El calor que es generado en el haz de tubos  $q_{tubos}$  indica que se aproxima al calor necesario  $Q_N$  en la vivienda, por lo que se considera un diseño aceptable.

Cabe notar que son valores teóricos, al realizar las pruebas se debe tomar en cuenta el calor que genera todo el intercambiador calor en el interior de la vivienda.

### 3.10. Componentes

Éste tipo de intercambiador está compuesto por placas de material acumulador y conductor de calor; las mismas que se mantienen separadas en posición horizontal y son atravesadas por tubos de cobre los cuales conducen el calor, los tubos se interconectan a sus hileras principales donde el calor acumulado en las placas y el calor que se encuentra internamente en los tubos es disipado por un ventilador hacia el medio exterior.

#### 3.10.1. Tubos.

Se utilizan tubos de 1 in , 1/2 in y de  $1\frac{1}{4}$  in de diámetro que proporcionan la superficie de transmisión de calor entre un fluido interno y externo, figura 41.

En los tubos principales de  $1\frac{1}{4}$  in de diámetro, los orificios de los tubos de menor diámetro deben taladrarse separados unos de otros, ya que una hilera muy estrecha debilita estructuralmente el tubo principal.

Para la selección del material de los tubos se considera el tipo de fluido de servicio en nuestro caso se utilizará agua o vapor; para lo cual se hará uso de tubería de cobre que tiene alta resistencia a la corrosión.

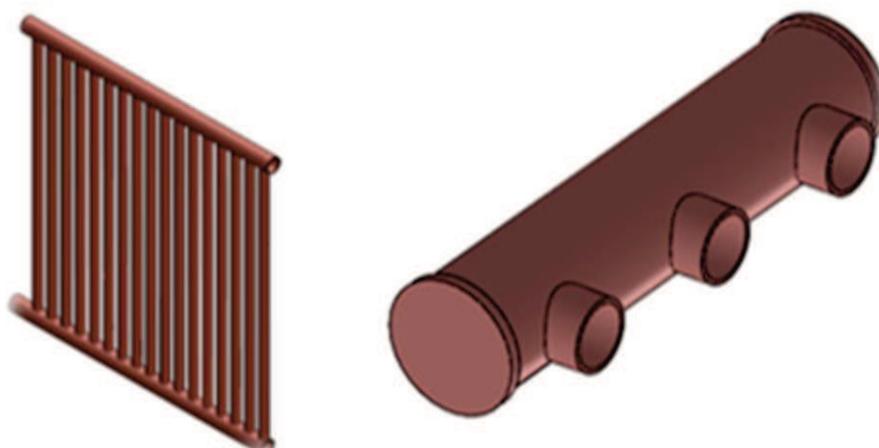


Figura 41 Tubos de Cobre.

PROPIEDADES DEL COBRE		
	Densidad	$8,96 \frac{g}{cm^3}$
	Conductividad térmica	$400 \frac{W}{m^{\circ}K}$
<b>Características Físicas</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Permite montajes con mayor facilidad y de manera rápida.</li> <li>- Gran resistencia a temperaturas elevadas.</li> <li>- Superficie interior lisa.</li> <li>- Resistente a la corrosión.</li> </ul>		
<b>Propiedades Químicas</b>		
Número atómico	29	
Estado de oxidación	+ 2	
Electronegatividad	1,9	
Punto de fusión	1083 °C	
Punto de ebulición	2500 °C	

**Figura 42 Propiedades del cobre**

Fuente: (CEDIC, 2012)

### 3.10.2. Placas.

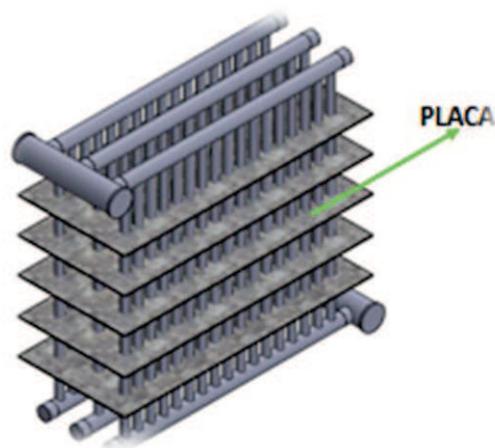
Las placas de transferencia térmica se fabrican con el prensado de láminas delgadas de aluminio, por su bajo peso, alta conductividad y resistente a la corrosión. El espesor de las placas es de 1,5 mm.

El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible, diferencia de temperaturas y capacidad de transmisión de calor.

PROPIEDADES DEL ALUMINIO		
	Densidad	26.989 $\frac{g}{cm^3}$
	Conductividad térmica	235 $\frac{W}{m^2 K}$
<b>Características Físicas</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Material metálico no ferroso de color plateado.</li> <li>- Fácilmente soldable.</li> <li>- Buen conductor eléctrico y conductor de calor.</li> <li>- Resistente a la corrosión.</li> </ul>		
<b>Propiedades Químicas</b>		
Número atómico	13	
Estado de oxidación	3	
Electronegatividad	1.5	

**Figura 43 Propiedades del aluminio.**

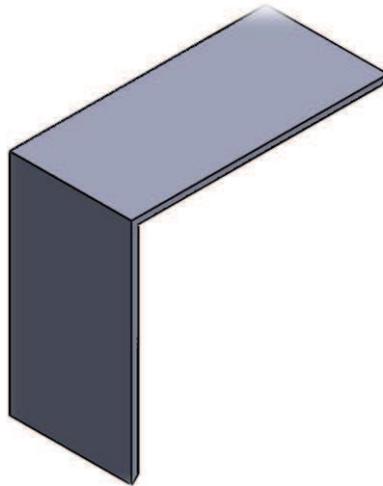
Fuente: (Penagos, 2008)



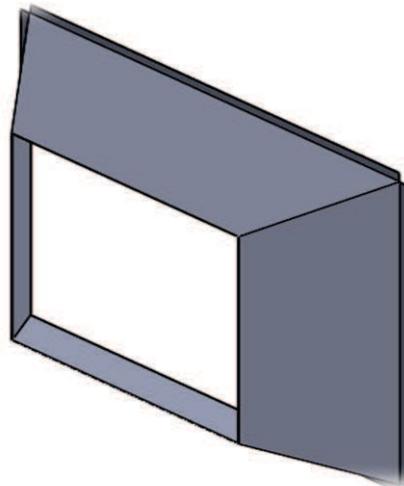
**Figura 44 Placas de aluminio.**

### 3.10.3. Cubierta y tolva.

Estas partes son fabricadas con chapa fina de acero laminado A36, utilizado por su facilidad de doblado, cuya función es direccionar y aprovechar todo el flujo de aire producido por el ventilador, evitando puntos muertos en los tubos conductores de flujo caliente.



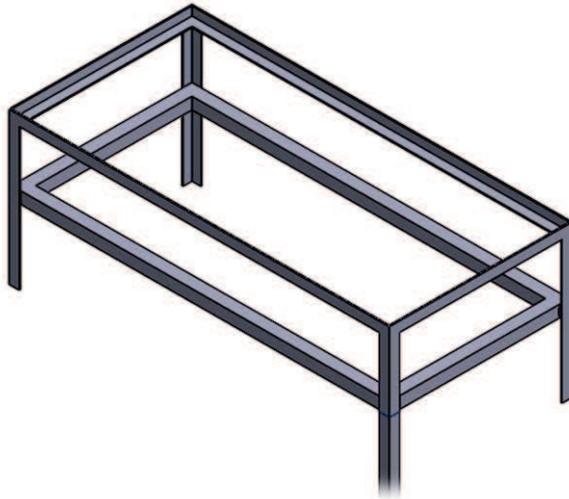
**Figura 45 Carcasa**



**Figura 46 Tolva**

#### **3.10.4. Bastidor.**

Está constituido de perfiles tipo L, tiene la misión de ser soporte y fijar el intercambiador de calor al suelo en alguna área adecuada de la vivienda.



**Figura 47 Bastidor Intercambiador de calor de placas y tubos.**

### **3.10.5. Conexiones:**

Las conexiones de las tuberías del caldero al intercambiador de calor son de acero galvanizado.

## CAPITULO IV

### CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

#### 4.1. Construcción intercambiador de calor de tubos y placas con flujo cruzado.

En la construcción del intercambiador de calor en base a su diseño térmico, se consideran diversos procesos de manufactura y materiales detallados a continuación. En el presente capítulo se presenta cada proceso realizado para la construcción del intercambiador de calor.

##### 4.1.1 Listado de materiales.

**Tabla 17**  
**Listado de materiales**

CANTIDAD	MATERIAL	DIMENSIÓN	UNIDADES
2	Plancha de acero al carbono ASTM A36	2.4 X 1.2	m
2	Plancha de Aluminio	2.4 X 1.20	m
7	Tubo de cobre de $\varnothing=1/2"$	6	m
1	Tubo de cobre de $\varnothing=1"$	6	m
1	Tubo de cobre $\varnothing=1 1/2"$	6	m
6	Tapas de tubo de cobre	1"	in
1	Perfil L 18x18mm	6	m
1	Perfil Cuadrado 18x18mm	6	m
2	Racor enroscado	1 1/2 "	in

**Continúa** →

-	Pintura en polvo (electrostática)	-	-
10	Remache	5/32 x 1/4"	In
6	Tornillos Phillips	1/8 "	in
1	Ventilador Axial	-	-

#### 4.1.2 Equipos utilizados.

### Cuadro 8 Equipos utilizados

Equipo	Características
<p><i>Soldadura MIG</i></p> 	<p><b>MARCA:</b> BRAVO  <b>MODELO:</b> MIG 2525/M  <b>VOLTAJE:</b> 220 V  <b>FRECUENCIA:</b> 50/60 Hz  <b>POTENCIA INSTALADA :</b> 6.5 kW</p>
<p><i>Esmeril</i></p> 	<p><b>RPM:</b> 1720  <b>VOLTAJE:</b> 110 V  <b>HP:</b> 1  <b>AMPERAJE:</b> 8 A</p>
<p><i>Taladro Pedestal</i></p> 	<p><b>MARCA:</b> Bauker  <b>MODELO:</b> BD13  <b>VELOCIDAD:</b> 580 a 2650 rpm  <b>POTENCIA:</b> 350 Watts  <b>RECORRIDO:</b> 50mm</p> <p style="text-align: right;"><b>Continúa</b> →</p>

*Soldadura Autógena**Cizalladora**Dobladora de Tool**Equipo de pintura electrostática***Gases Utilizados****Oxígeno****Presión:** 40 psi**Gas licuado****Presión:** 10 psi**MARCA:** FABLAMP**MODELO:** CMF -16**PESO NETO:** 360 kg**PESO BRUTO:** 450 kg**VOLUMEN :** 1.85 m<sup>3</sup>**MARCA:** TOPTECH**MODELO:** WC67Y-63/2500**MAX PRESIÓN:** 265 Kg/cm<sup>2</sup>**FUERZA NOMINAL:** 630kN**DIMENSION:** 2350 X 4573 mm**VOLTAJE:** 220V**FRECUENCIA:** 60 Hz**CORRIENTE:** 21 A**MARCA:** Calvano.**MODELO:** GE 9001.**TENSIÓN DE ENTRADA:** 220V.**TENSIÓN DE SALIDA:** 90Kv.**POLVO:** 250 g/min.**PESO DE LA PISTOLA:** 470 g.**4.1.3 Operaciones realizadas.**

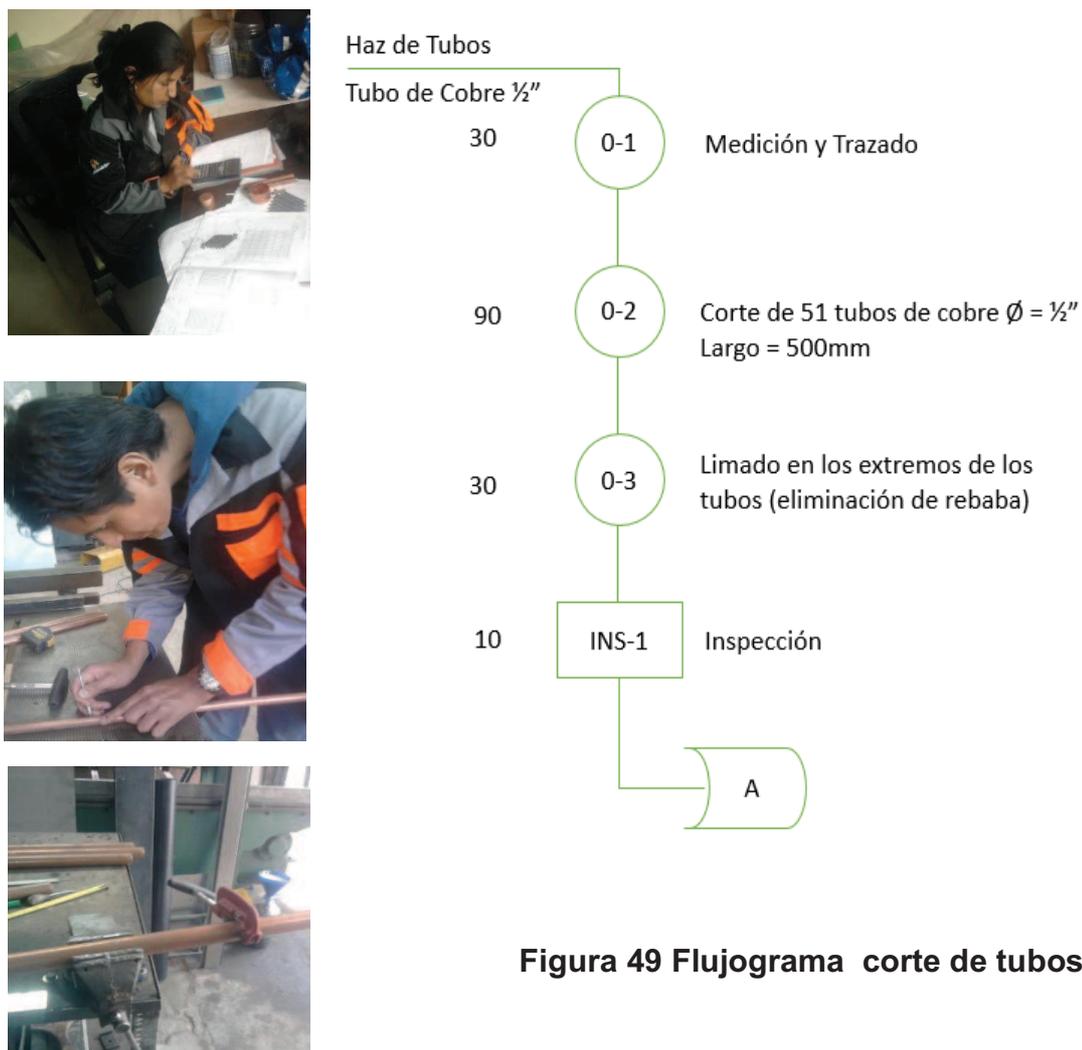
De acuerdo a las partes del intercambiador de calor se realizaron las siguientes operaciones:

- **Partes principales del intercambiador de calor:**

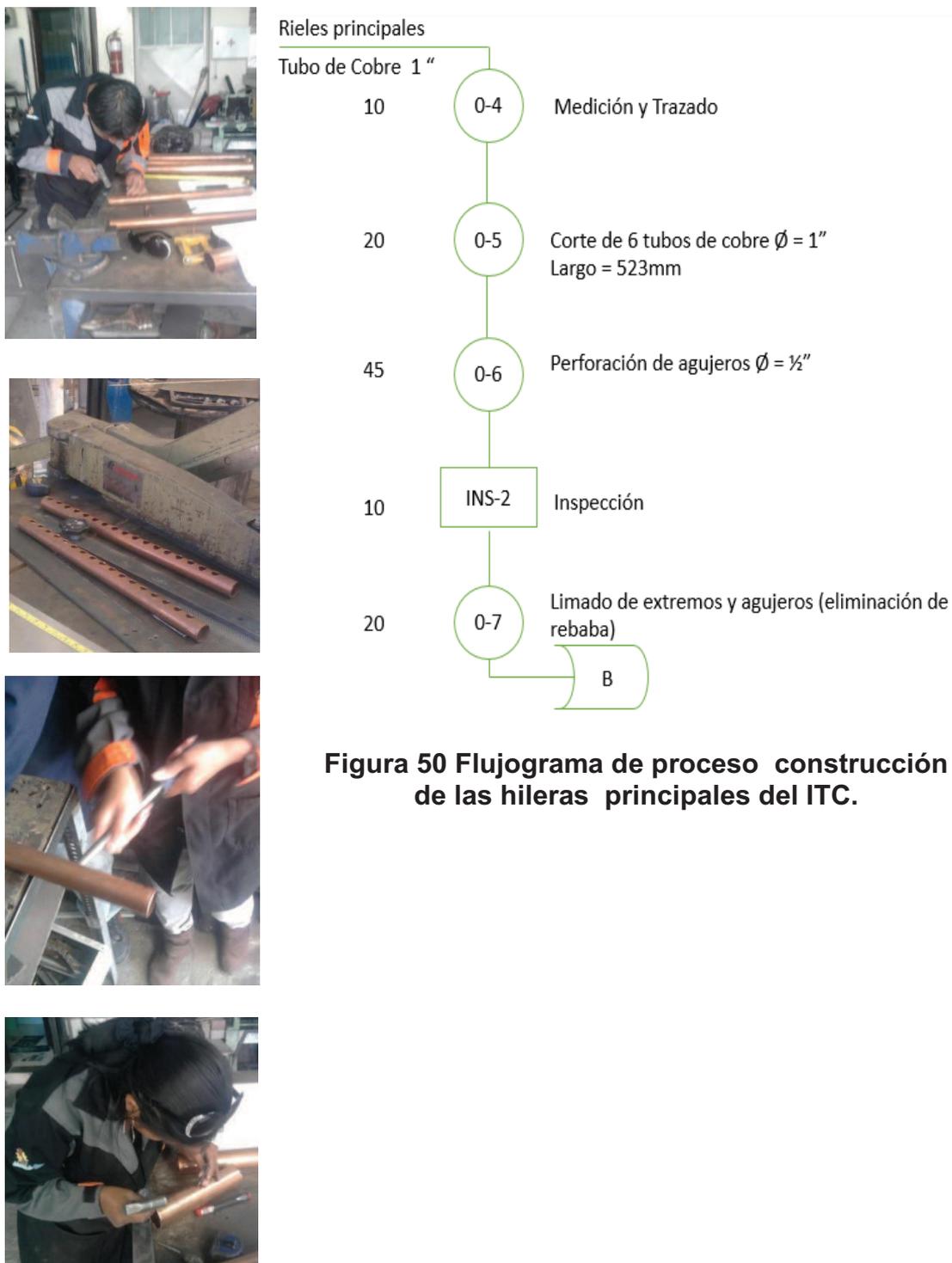


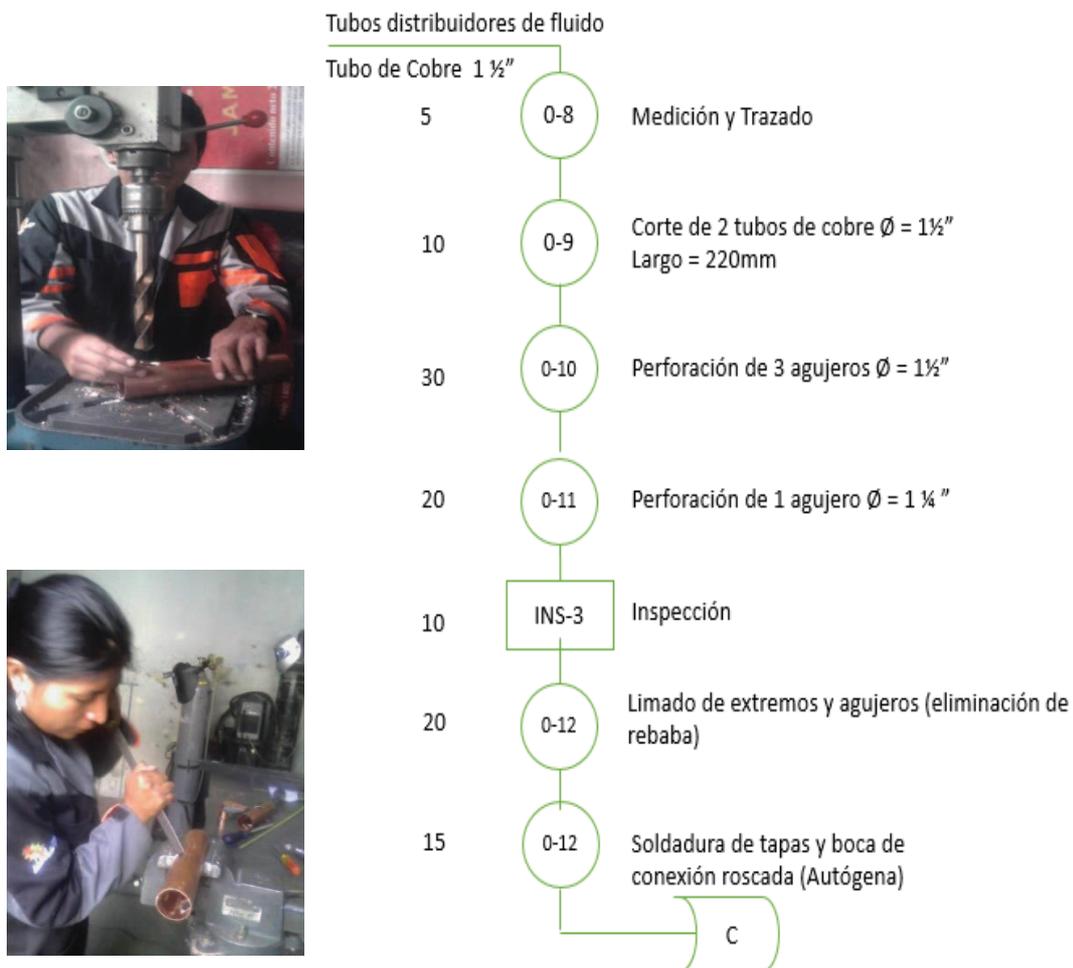
**Figura 48 Partes del Intercambiador de Calor**

**Tubos**



**Figura 49 Flujograma corte de tubos.**





**Figura 51** Flujoograma construcción de la entrada del fluido al ITC de placas y tubos de flujo cruzado





Aletas

Planchas de aluminio

45

0-13

Medición y Trazado

30

0-14

Corte de 5 planchas de 250x580mm

60

0-15

Perforación de 51 agujeros  $\varnothing = \frac{1}{2}$ "

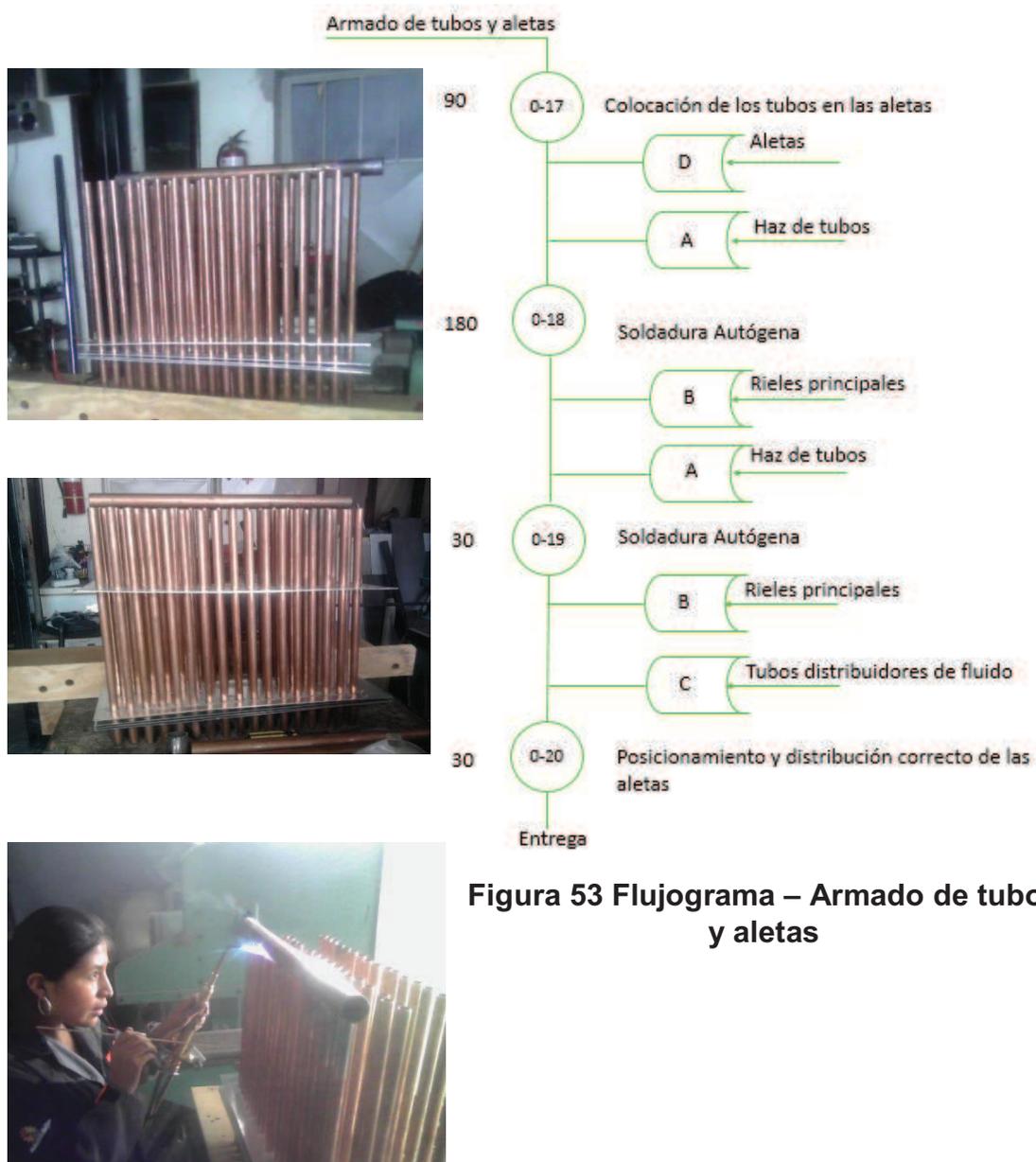
45

0-16

Limado de agujeros (eliminación de rebaba)

D

**Figura 52** Flujograma construcción de placas para el ITC.



**Figura 53 Flujograma – Armado de tubos y aletas**

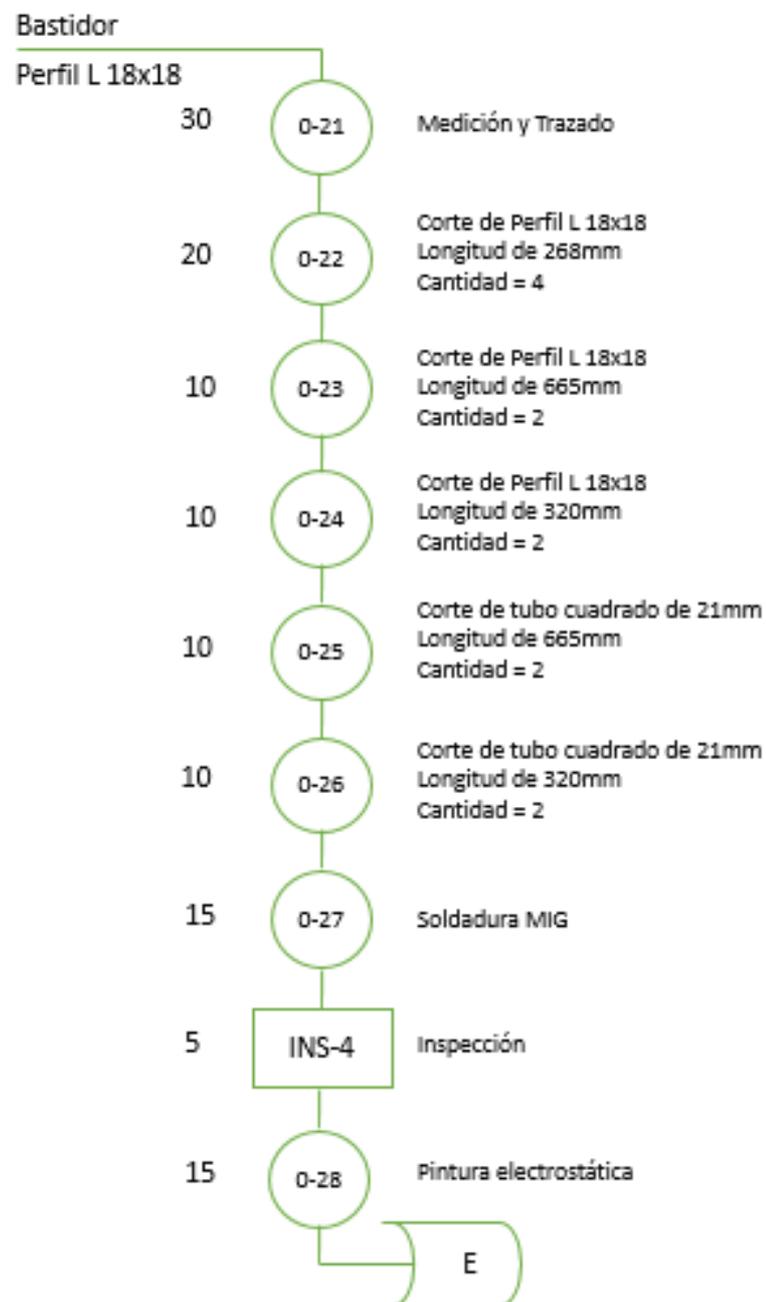


Figura 54 Flujograma de proceso de la construcción del bastidor

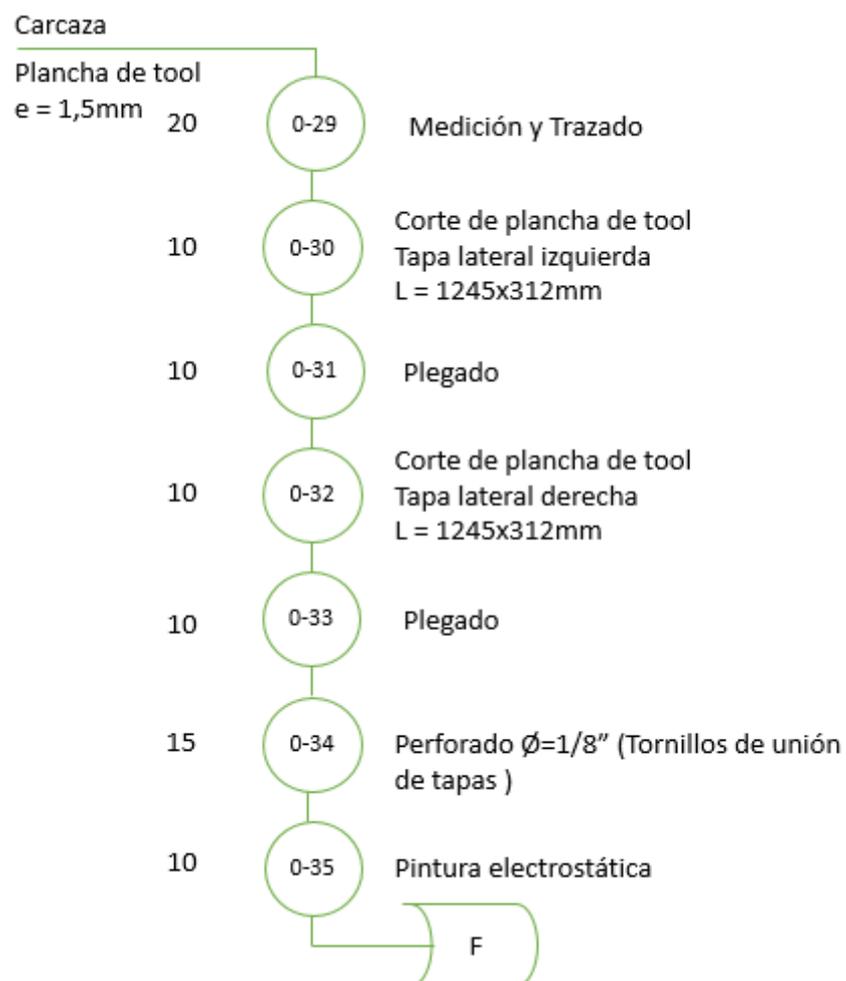
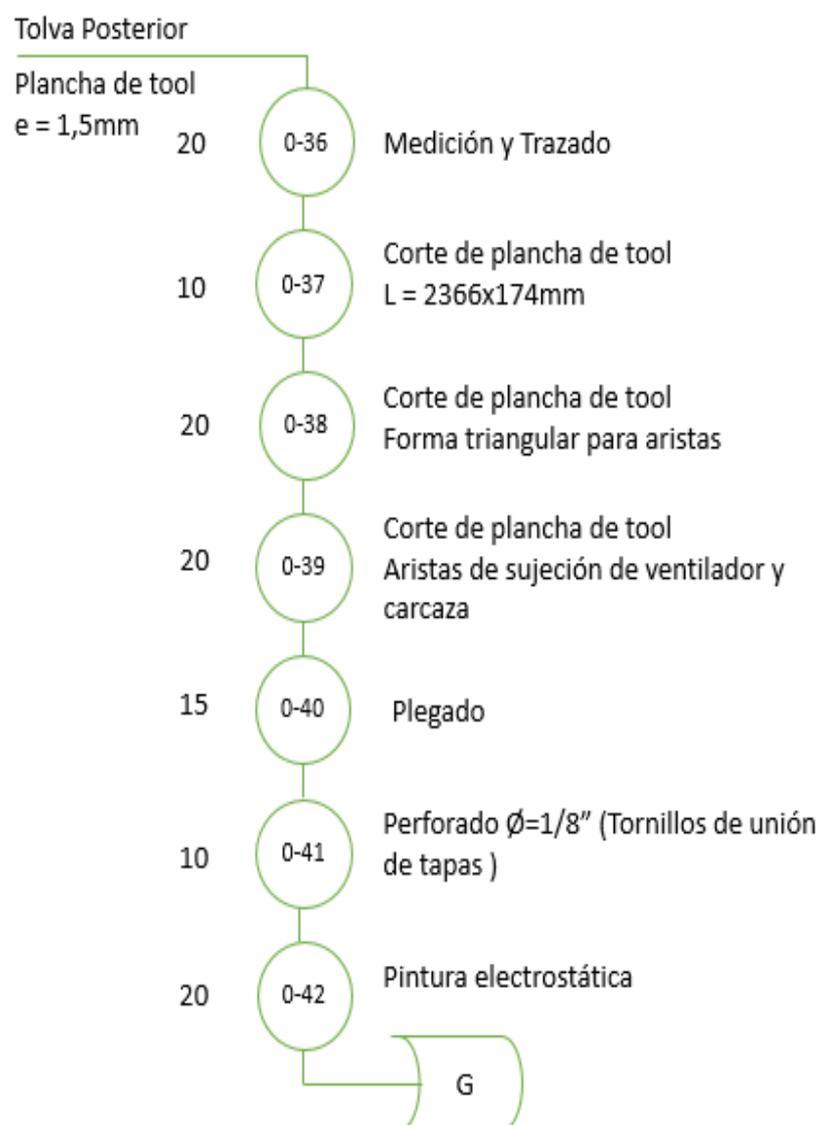
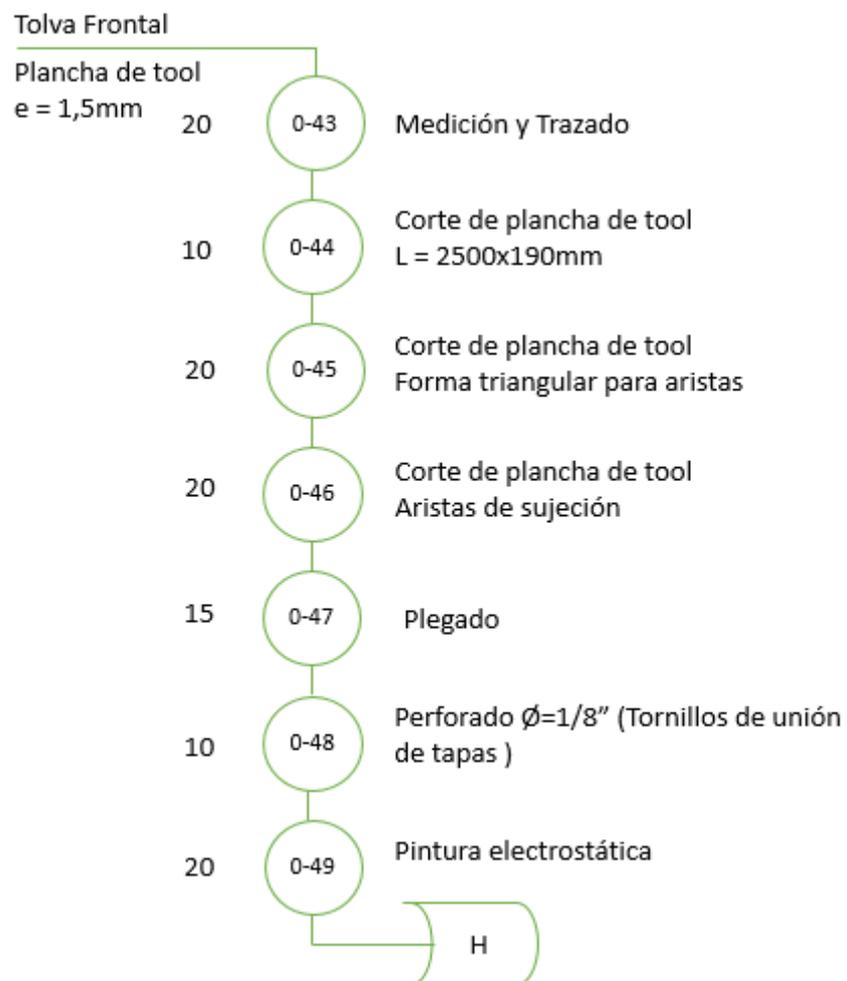


Figura 55 Flujograma de proceso, construcción de la carcasa del ITC.



**Figura 56** Flujograma de proceso construcción de tolva posterior para el ITC.



**Figura 57** Flujograma de proceso construcción de tolva frontal para el ITC.

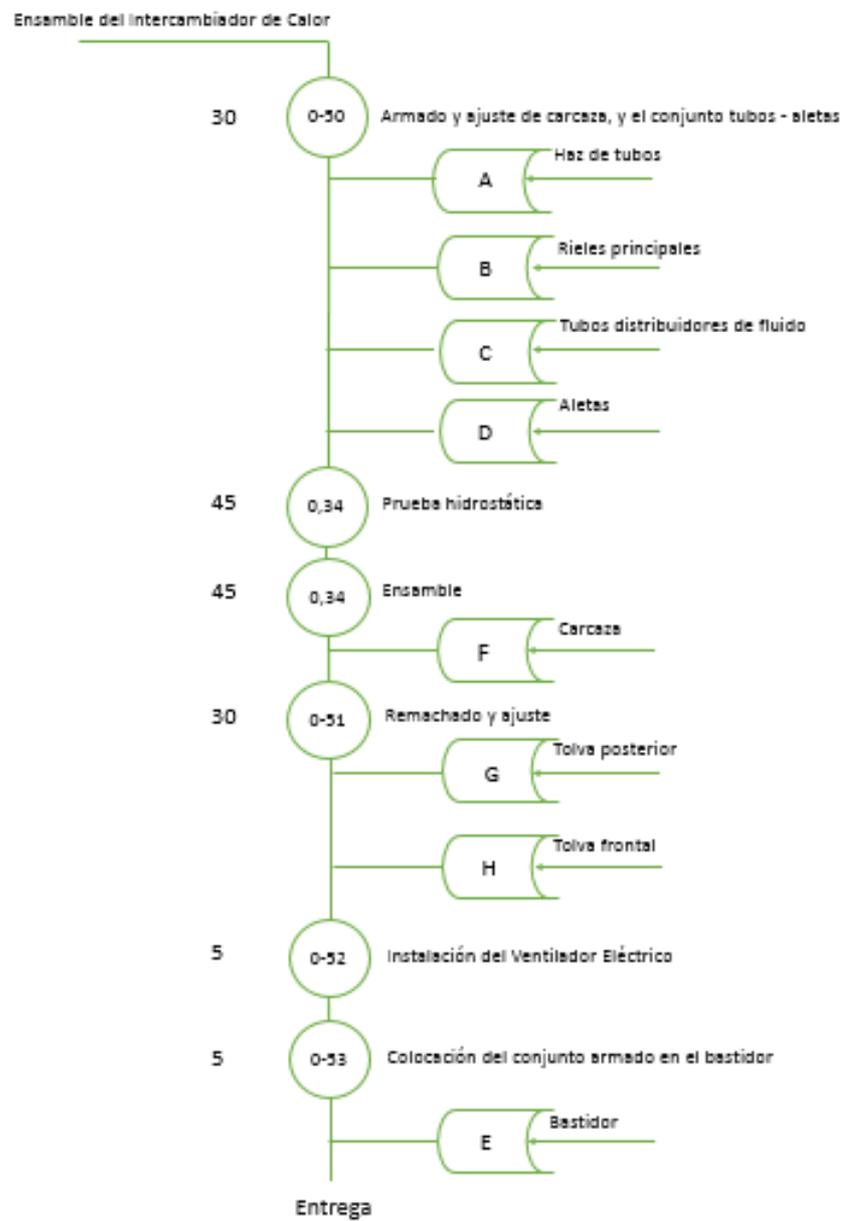


Figura 58 Ensamble del ITC

## CAPÍTULO V

### PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 5.1. Introducción.

Terminada la construcción del intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado se realizan diferentes pruebas para verificar el funcionamiento del equipo; analizando sus resultados teóricos y experimentales.

#### 5.2. Procedimiento experimental.

Verificar que las válvulas de entrada y salida del fluido caliente del intercambiador de calor estén abiertas, conectar el ventilador y la bomba de agua a una fuente de energía de 110 V.

Encender el ventilador, la bomba de agua y aceite para la circulación de sus respectivos fluidos siendo estos los que transporten calor a los diferentes sistemas.

Abrir la válvula de salida y entrada de agua del caldero para que pueda circular en el intercambiador de calor por medio de la bomba; las especificaciones del caldero se muestran en la tabla 19.

Tomar las lecturas cada 10 min de la presión de entrada y salida del agua, con los manómetros instalados en el intercambiador de calor (M1 y M2); con las termocuplas posicionadas en el intercambiador de calor. ( $T_{ho}$ ,  $T_{hi}$ ,  $T_{co}$ ,  $T_{ci}$ ,  $T_p$  y  $T_b$ ) se toman las lecturas de las temperaturas.

La temperatura, humedad relativa interna y externa se toman con los hidrómetros ubicados en puntos internos y externos de la vivienda.

Terminadas las pruebas, desconectar el ventilador y las bombas de agua y aceite.

Cerrar la válvula de entrada y salida de agua en el caldero.

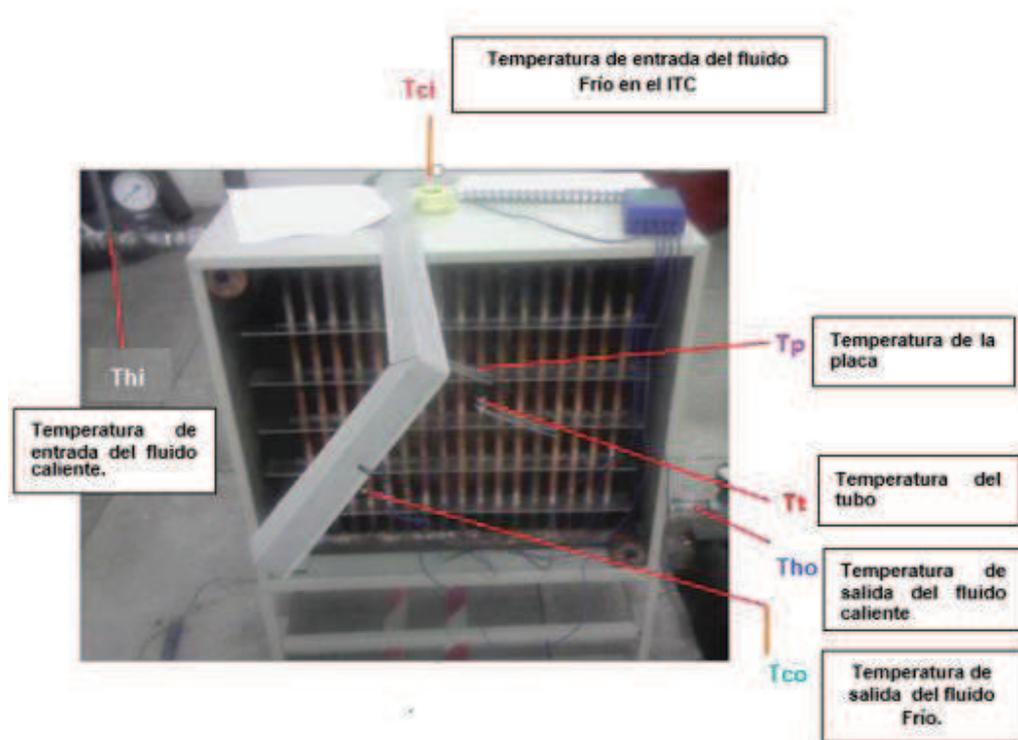


Figura 59 Temperaturas en el ITC.

Tabla 18  
Especificaciones Técnicas del Caldero - Planta de Vapor

Caldero No.	B2607
Potencia	30 HP
SWP	150 PSI
Razón de salida del vapor de agua	525 lbs por hora.
Presión hidráulica (test)	300 PSI
Temperatura de Trabajo	210°C
Flujo correcto de entrada de combustible	3.5 Gls (U.S.) por hora.
Combustible	diesel 1

Fuente: (Manual de Caldero B2607, 2002)

### 5.3. Protocolo de pruebas.

Con las temperaturas mostradas en la figura 59 se registran los datos obtenidos de las pruebas realizadas del intercambiador de calor, determinando el calor generado para cumplir con el objetivo general planteado durante el desarrollo de éste proyecto.

Los instrumentos utilizados en el registro de datos se detallan en la tabla 20:

**Cuadro 9**  
**Equipos de medición**

<b>EQUIPO</b>	<b>CARACTERÍSTICAS</b>
<p data-bbox="459 907 769 936"><b>TERMOCUPLAS TIPO K</b></p> 	<p data-bbox="954 936 1118 965"><b>Marca:</b> Penta</p> <p data-bbox="954 965 1259 1025"><b>Descripción:</b> Medidor de Temperatura.</p> <p data-bbox="954 1025 1155 1055"><b>Rango:</b> 0-200 °C</p>
<p data-bbox="520 1267 703 1296"><b>HIDRÓMETRO</b></p> 	<p data-bbox="954 1272 1155 1301"><b>Marca:</b> EXTECH</p> <p data-bbox="954 1301 1155 1330"><b>Modelo:</b> 445703</p> <p data-bbox="900 1330 1414 1391"><b>Descripción:</b> Medidor de temperatura ambiente y humedad relativa</p> <p data-bbox="954 1391 1182 1420"><b>Rango:</b> -10 a 60 °C</p>
<p data-bbox="523 1585 700 1615"><b>MANÓMETRO</b></p> 	<p data-bbox="954 1648 1362 1677"><b>Descripción:</b> Medidor de Presión.</p> <p data-bbox="954 1677 1203 1706"><b>Rango:</b> 0 a 200 [Psi]</p>

## 5.4. Registro de datos.

### 5.4.1 Registro de datos tomados con el caldero.

- Registro de datos promedios de cada ensayos:

En la tabla 25 se muestran los valores promedios de temperaturas y presiones en el intercambiador de calor registrados en 5 ensayos, tomando en cuenta que en cada ensayo se tomaron datos con intervalos de 10 minutos, los cuales se detallan a continuación:

**Tabla 19**  
**Registro de datos- Ensayo #1**

FECHA: 16/11/2015		Intercambiador de calor								Vivienda			
Orden	Tiempo [min]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Tt [°C]	Tp [°C]	Pi [Psi]	Po [Psi]	Ti [°C]	HRi [%]	Tae [°C]	HRe [%]
1	0	90	68,2	23,9	38	87,3	80,3	19,1	9,6	23,9	28,3	13	74
2	10	89,4	67,7	23,5	40,1	88,2	80,9	18,8	9,4	23,5	27,8	13,4	74
3	20	89,2	67,6	23,6	39,2	88,3	80,8	18,9	9,5	23,6	28	12	76
4	30	88,6	67,1	24	31,8	81,3	74,8	13,8	4,6	24	28,3	11,6	76
5	40	88	66,7	22,7	33,2	78,4	72,8	13,6	2,7	22,7	27	11,6	76,5
6	50	87,4	66,2	21,9	33,7	80,1	74	13,7	3,6	21,9	26,2	11,2	77
7	60	86,6	65,6	23,2	32,1	80,5	73,7	13,4	4,5	23,2	27,5	11	77
8	70	84,4	64	22,9	31,2	78,9	72,7	13,2	4,4	22,9	27,2	11	77,6
9	80	83,4	63,2	21,9	31,5	76,7	71,5	13,2	3,5	21,9	26,3	11	78
10	90	82,4	62,4	21,8	31,9	75,7	70,3	13,1	4,4	21,8	26,2	10	78
11	100	80	60,6	19,9	29,7	71,6	66,5	12,4	4,1	19,9	24,2	10	78,4
12	120	79,2	60	20,5	25,7	65	60,3	12,3	3,3	20,5	24,8	9	78,6
13	130	79	59,9	21	24,7	66,4	60,5	12,4	3,3	21	25,4	9	78,8
<b>Promedio</b>		<b>85,2</b>	<b>64,6</b>	<b>22,4</b>	<b>32,5</b>	<b>78,4</b>	<b>72,2</b>	<b>14,5</b>	<b>5,1</b>	<b>22,4</b>	<b>26,7</b>	<b>11,1</b>	<b>76,9</b>

**Tabla 20**  
**Registro de datos-Ensayo #2.**

FECHA: 17/11/2015		Intercambiador de calor							Vivienda				
Orden	Tiempo [min]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Tt [°C]	Tp [°C]	Pi [Psi]	Po [Psi]	Ti [°C]	HRi [%]	Tae [°C]	HRe [%]
1	0	91	66,8	24,2	39	88,3	81,2	19,4	9,7	24,2	28,5	18	68
2	10	90,6	64	23,8	41,3	89,4	82	19,1	9,5	23,8	28,2	18,2	68
3	20	90	64,2	23,9	40	89,1	81,5	19,1	9,5	23,9	28,2	17	69
4	30	89,4	65,4	24,2	32,6	82	75,4	14	4,7	24,2	28,5	17,2	70
5	40	88,8	66	22,9	34	79,1	73,4	13,7	2,7	22,9	27,2	16,8	70
6	50	88,2	65,4	22,1	34,5	80,9	74,7	13,8	3,7	22,1	26,4	16,4	71
7	60	86,8	66	23,3	32,3	80,7	73,9	13,4	4,5	23,3	27,6	16	71
8	70	86,2	65,4	23,3	33	80,6	74,3	13,5	4,5	23,3	27,7	16	71
9	80	85	64,7	22,4	33,1	78,2	72,9	13,4	3,6	22,4	26,7	16	72
10	90	84,2	64,2	22,3	33,7	77,3	71,9	13,4	4,5	22,3	26,6	15,6	73
11	100	83	64	20,6	32,7	74,3	69	12,9	4,3	20,6	25	15	74
12	120	83,2	63,8	21,5	29,7	68,3	63,3	12,9	3,4	21,5	25,8	14,8	75
13	130	81	62,6	21,6	26,7	68,1	62,1	12,7	3,4	21,6	25,9	14,2	75
<b>Promedio</b>		<b>86,7</b>	<b>64,8</b>	<b>22,8</b>	<b>34</b>	<b>79,7</b>	<b>73,5</b>	<b>14,7</b>	<b>5,2</b>	<b>22,8</b>	<b>27,1</b>	<b>16,2</b>	<b>71,3</b>

**Tabla 21**  
**Registro de datos -Ensayo #3.**

FECHA: 18/11/2015		Intercambiador de calor							Vivienda				
Orden	Tiempo [min]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Tt [°C]	Tp [°C]	Pi [Psi]	Po [Psi]	Ti [°C]	HRi [%]	Tae [°C]	HRe [%]
1	0	89,4	68	23,8	37,4	86,7	79,8	19	9,5	23,8	28,1	17	60
2	10	89,2	66	23,5	39,9	88	80,7	18,8	9,4	23,5	27,8	17	62
3	20	89	66,2	23,6	39	88,2	80,6	18,9	9,4	23,6	27,9	16,6	62
4	30	88,6	67,4	23	31,8	81,3	74,8	13,8	4,6	23	27,3	16,2	64
5	40	88	68,1	22,7	33,2	78,4	72,8	13,6	2,7	22,7	27	16	64
6	50	87,6	67,4	23	33,9	80,3	74,2	13,7	3,7	23	27,3	16	66
7	60	87	68,1	23,3	32,5	80,9	74,1	13,5	4,5	23,3	27,6	15,7	67
8	70	86,2	67,4	22	33	80,6	74,3	13,5	4,5	22	26,3	15,6	67
9	80	85	66,7	22,4	33,1	78,2	72,9	13,4	3,6	22,4	26,7	15	68
10	90	84,6	66,2	22,6	34,1	77,7	72,2	13,5	4,5	22,6	26,9	15	69
11	100	83,2	66	22,6	32,9	74,5	69,1	12,9	4,3	22,6	26,9	14,8	70
12	120	82,4	65,8	21,3	28,9	67,7	62,7	12,8	3,4	21,3	25,6	14,6	70
13	130	81	64,6	21,6	26,7	68,1	62,1	12,7	3,4	21,6	25,9	14,8	70
<b>Promedio</b>		<b>86,2</b>	<b>66,8</b>	<b>22,7</b>	<b>33,6</b>	<b>79,3</b>	<b>73,1</b>	<b>14,6</b>	<b>5,2</b>	<b>22,7</b>	<b>27</b>	<b>15,7</b>	<b>66,1</b>

**Tabla 22**  
**Registro de datos -Ensayo #4.**

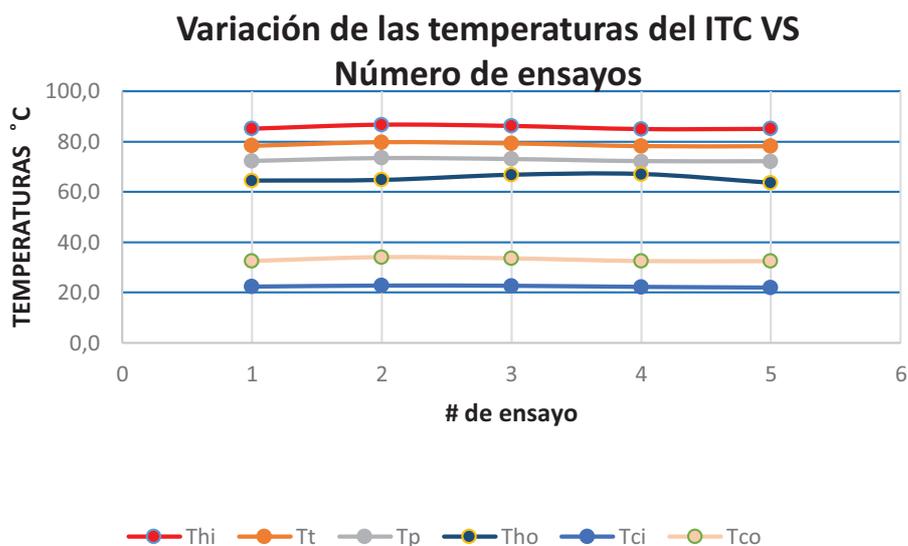
FECHA: 19/11/2015		Intercambiador de calor							Vivienda				
Orden	Tiempo [min]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Tt [°C]	Tp [°C]	Pi [Psi]	Po [Psi]	Ti [°C]	HRi [%]	Tae [°C]	HRe [%]
1	0	89	67	23,7	37	86,3	79,4	18,9	9,5	23,7	28	14	70
2	10	88,4	71,3	23,3	39,1	87,2	80	18,6	9,3	23,3	27,6	13,8	72
3	20	88	70,7	23,3	38	87,2	79,7	18,7	9,3	23,3	27,6	13,8	72
4	30	87	62,5	23,6	30,2	79,8	73,4	13,6	4,5	23,6	27,9	13,4	72
5	40	86,4	67,3	22,3	31,6	77	71,4	13,4	2,7	22,3	26,6	13	73
6	50	86	67,5	21,5	32,3	78,8	72,8	13,4	3,6	21,5	25,8	13	73,4
7	60	85	67,8	22,8	30,5	79	72,4	13,1	4,4	22,8	27,1	12,8	73,8
8	70	84,4	68,3	22,9	31,2	78,9	72,7	13,2	4,4	22,9	27,2	12,4	74
9	80	84	68,8	22,1	32,1	77,3	72,1	13,3	3,5	22,1	26,4	12	74
10	90	83	69,9	22	32,5	76,2	70,9	13,2	4,4	22	26,3	11,8	74,6
11	100	82,6	69,7	20,5	32,3	74	68,6	12,8	4,3	20,5	24,9	11,8	75
12	120	82	62	20	28,5	67,3	62,4	12,7	3,4	20	25,5	11,4	75,4
13	130	80	59	21,6	26,9	68,3	62,2	12,8	3,4	21,6	25,9	11,2	75,4
<b>Promedio</b>		<b>85,1</b>	<b>67,1</b>	<b>22,3</b>	<b>32,5</b>	<b>78,3</b>	<b>72,2</b>	<b>14,4</b>	<b>5,1</b>	<b>22,3</b>	<b>26,7</b>	<b>12,6</b>	<b>73,4</b>

**Tabla 23**  
**Registro de datos -Ensayo #5.**

FECHA: 20/11/2015		Intercambiador de calor							Vivienda				
Orden	Tiempo [min]	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Tt [°C]	Tp [°C]	Pi [Psi]	Po [Psi]	Ti [°C]	HRi [%]	Tae [°C]	HRe [%]
1	0	88,7	66,4	23	36,7	86,1	79,2	18,9	9,4	23	24,02	14	78
2	10	88	65,9	22,7	38,7	86,8	79,7	18,5	9,3	22,7	22,32	12	78
3	20	87	65,1	21,5	37	86,2	78,8	18,5	9,2	21,5	22,02	11	79
4	30	86,4	64,7	22,5	29,6	79,3	72,9	13,5	4,5	22,5	20,72	11	79
5	40	86	64,4	22,9	31,2	76,6	71,1	13,3	2,7	22,9	18,32	11	79
6	50	85,6	64,1	22,6	31,9	78,5	72,5	13,4	3,6	22,6	17,92	10,6	88,4
7	60	85	63,6	22,4	30,5	79	72,4	13,1	4,4	22,4	18,32	10,4	88,6
8	70	84,6	63,3	22	31,4	79,1	72,9	13,2	4,4	22	18,92	10,4	88,6
9	80	84	62,9	22,3	32,1	77,3	72,1	13,3	3,5	22,3	18,32	10,2	88,4
10	90	83,6	62,6	22,1	33,1	76,8	71,4	13,3	4,4	22,1	18,62	10	89
11	100	83,2	62,3	21	32,9	74,5	69,1	12,9	4,3	21	17,52	10	89,4
12	120	82,6	61,8	21,4	29,1	67,8	62,9	12,8	3,4	21,4	16,22	10	89,4
13	130	82	61,4	21	27,7	68,9	62,8	12,9	3,4	21	16,32	10	90
<b>Promedio</b>		<b>85,1</b>	<b>63,7</b>	<b>22</b>	<b>32,5</b>	<b>78,2</b>	<b>72,1</b>	<b>14,4</b>	<b>5,1</b>	<b>22</b>	<b>19,2</b>	<b>10,8</b>	<b>85</b>

**Tabla 24**  
**Datos promedios de Ensayos Realizados.**

Ensayo	$\bar{T}_{hi}$	$\bar{T}_{ho}$	$\bar{T}_t$	$\bar{T}_p$	$\bar{T}_{ci}$	$\bar{T}_{co}$	$\bar{P}_l$	$\bar{P}_o$
	[° C]	[° C]	[° C]	[° C]	[° C]	[° C]	[Psi]	[Psi]
1	85,2	64,6	78,4	72,2	22,4	32,5	14,5	5,1
2	86,7	64,8	79,7	73,5	22,8	34,0	14,7	5,2
3	86,2	66,8	79,3	73,1	22,7	33,6	14,6	5,2
4	85,1	67,1	78,3	72,2	22,3	32,5	14,4	5,1
5	85,1	63,7	78,2	72,1	22,0	32,4	14,4	5,1
<b>Máx.</b>	86,7	67,1	79,7	73,5	22,8	34,0	14,7	5,3
<b>Mín.</b>	85,1	63,7	78,2	72,1	22	32,4	14,4	5,1



**Figura 60 Variación de temperaturas del ITC.**

En la figura 60 se observan las curvas de variación de las temperaturas promedio de cada ensayo, donde la temperatura promedio máxima del fluido caliente al ingreso del intercambiador de calor ( $T_{hi}$ ) es de 86.7°C, la temperatura máxima promedio del fluido caliente a la salida del intercambiador de calor ( $T_{ho}$ ) es de 67.1°C, la temperatura máxima promedio del fluido frío a la entrada del intercambiador de calor ( $T_{ci}$ ) es de 22.8°C, la temperatura máxima promedio del fluido frío a la salida del intercambiador de

calor ( $T_{co}$ ) es de 34°C. El decrecimiento de las temperaturas mínimas del intercambiador de calor no afecta a la temperatura de confort en la vivienda, al contrario mantiene esta dentro del rango según la norma ASHRAE.

Existe una relación directamente proporcional entre la temperatura de salida del aire ( $T_{co}$ ) y la temperatura de entrada de agua al intercambiador de calor ( $T_{hi}$ ), se observa también que existen pérdidas de calor entre la superficie del tubo y la superficie de la placa.

- **Registro de datos - Ensayo #3**

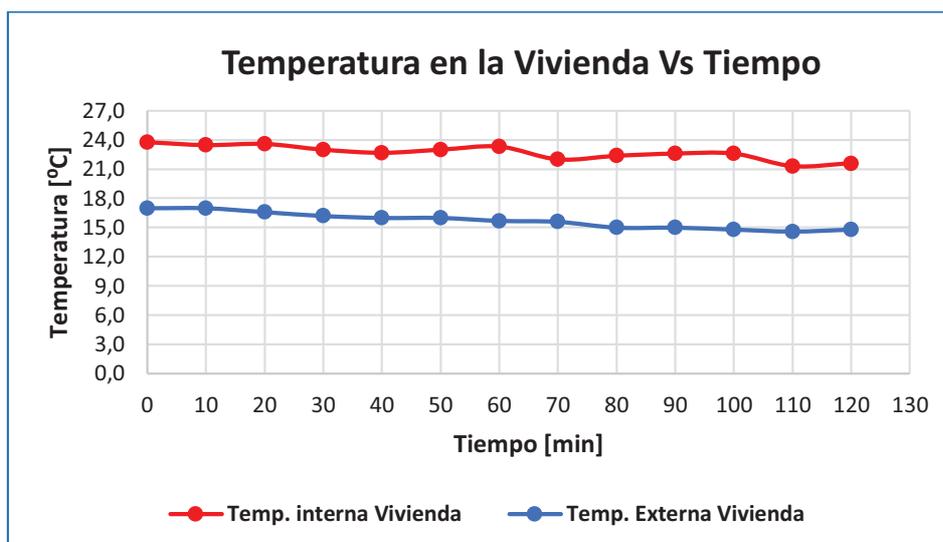
Para realizar el análisis de la temperatura de confort al interior de la vivienda se ha escogido un ensayo al azar el cual corresponde al ensayo #3.

**Tabla 25**

**Registro de datos del ITC de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción de la vivienda**

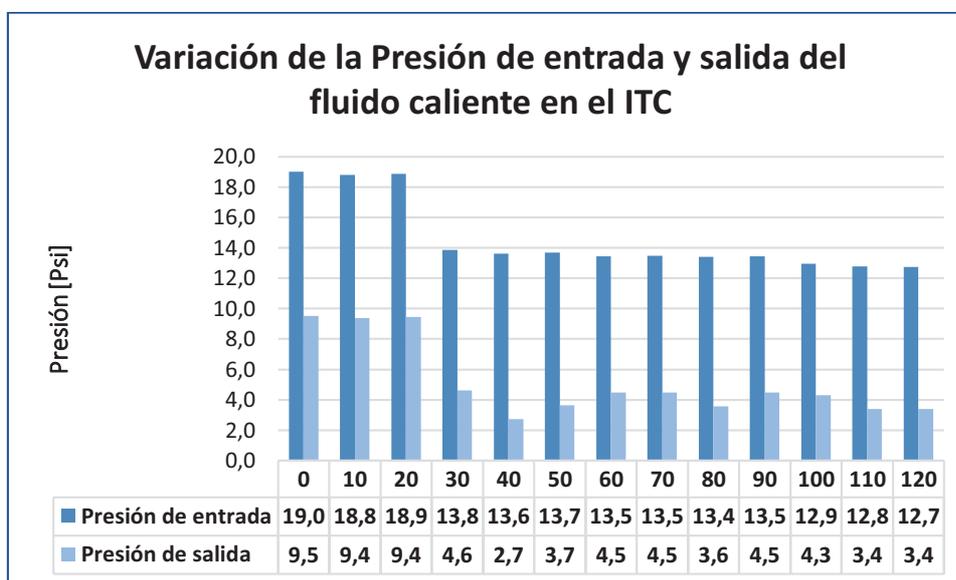
FECHA: 16/11/2015

Datos	t [min]	$T_{hi}$ [°C]	$T_{ho}$ [°C]	$T_{ci}$ [°C]	$T_{co}$ [°C]	$T_t$ [°C]	$T_p$ [°C]	$T_{ai}$ [°C]	$T_{ae}$ [°C]	HRe [%]	HRi [%]	Pi [Psi]	Po [Psi]
1	0	89,4	68	23,8	37,4	86,7	79,8	23,8	17	60	28,1	19	9,5
2	10	89,2	66,0	23,5	39,9	88	80,7	23,5	17	62	27,8	18,8	9,4
3	20	89	66,2	23,6	39	88,2	80,6	23,6	16,6	62	27,9	18,9	9,4
4	30	88,6	67,4	23,0	31,8	81,3	74,8	23,0	16,2	64	27,3	13,8	4,6
5	40	88	68,1	22,7	33,2	78,4	72,8	22,7	16	66	27	13,6	2,7
6	50	87,6	67,4	23,0	33,9	80,3	74,2	23,0	16	67	27,3	13,7	3,7
7	60	87	68,1	23,3	32,5	80,9	74,1	23,3	15,7	67	27,6	13,5	4,5
8	70	86,2	67,4	22,0	33	80,6	74,3	22,0	15,6	68	26,3	13,5	4,5
9	80	85	66,7	22,4	33,1	78,2	72,9	22,4	15	69	26,7	13,4	3,6
10	90	84,6	66,2	22,6	34,1	77,7	72,2	22,6	15	70	26,9	13,5	4,5
11	100	83,2	66,0	22,6	32,9	74,5	69,1	22,6	14,8	70	26,9	12,9	4,3
12	110	82,4	65,8	21,3	28,9	67,7	62,7	21,3	14,6	70	25,6	12,8	3,4
13	120	81	64,6	21,6	26,7	68,1	62,1	21,6	14,8	70	25,9	12,7	3,4
Máx.		89.4	68.1	23.8	39.9	88.2	80.7	23.8	17	70	28.1	19	9.5
Mín.		81	64.6	21.3	26.7	67.7	62.1	21.3	14.6	60	25.6	12.7	3.4



**Figura 61 Variación de la temperatura en la vivienda en función del tiempo.**

En la figura 61 se observa que existe un equilibrio térmico para los habitantes de la vivienda, brindándoles una zona de confort con temperaturas internas de 21,3 a 23,8 °C.



**Figura 62 Variación de la presión de entrada y salida del Fluido caliente en el ITC**

En la figura 62 se observa que la presión de entrada es mayor que la de salida debido a que el fluido es impulsado por la bomba y la presión de salida

es menor por la caída de presión y pérdidas de calor que existe en el arreglo de tubos.

## 5.5. Análisis de resultados.

### 5.5.1 Determinación de las pérdidas de calor.

Se calcula el calor utilizando el método  $\Delta TML$  con la siguiente ecuación:

$$Q = U * A_{trs} * \Delta TML \quad (5.1)$$

Se realiza un balance térmico para determinar las pérdidas en el intercambiador de calor utilizando las siguientes ecuaciones:

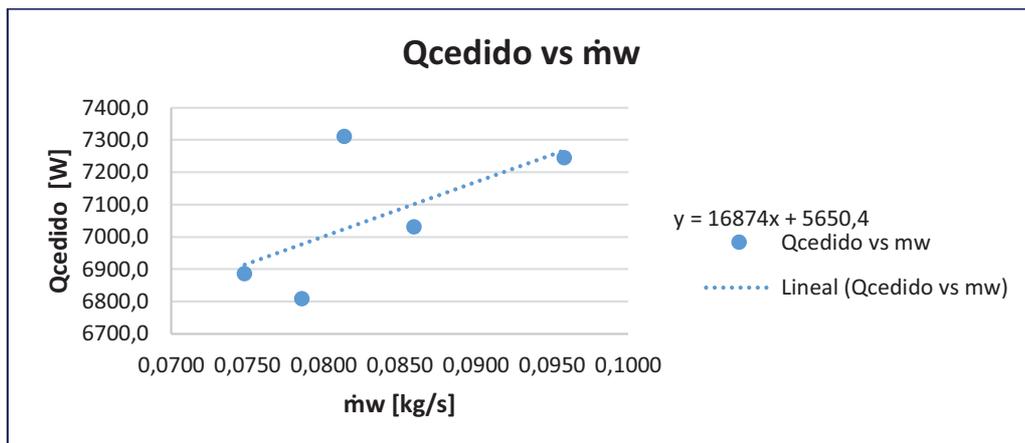
$$Q_{ganado} = \dot{m}_w * C_{pw} * (T_{hi} - T_{ho}) \quad (5.2)$$

$$Q_{cedido} = \dot{m}_a * C_{pa} * (T_{co} - T_{ci}) \quad (5.3)$$

Los resultados obtenidos se detallan en las siguientes tablas:

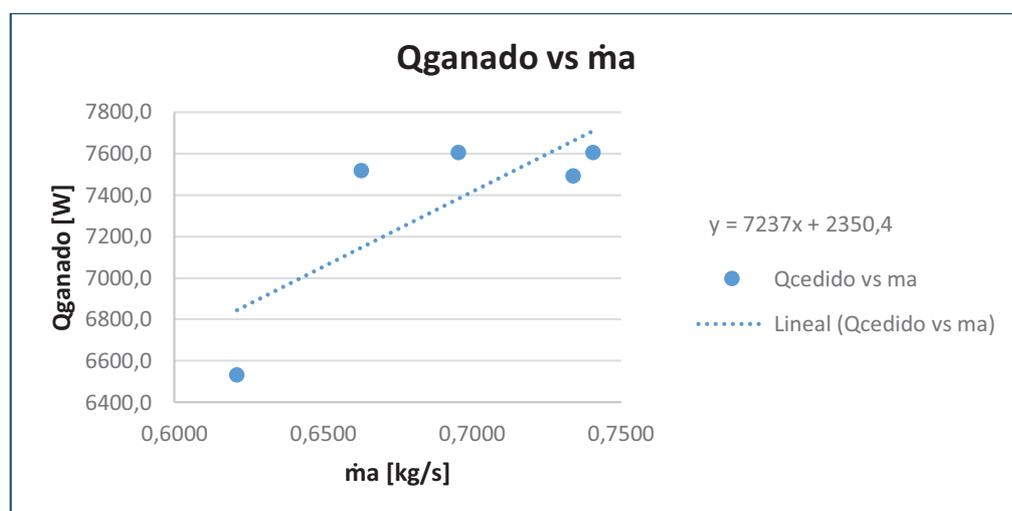
**Tabla 26**  
**Calores y flujos másicos.**

Ensayo	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	Q [W]	Qganado [W]	Qcedido [W]	$\dot{m}_w$ [kg/s]	$\dot{m}_a$ [kg/s]
1	85,2	64,6	22,4	32,5	6800,0	7492,5	6807,8	0,0786	0,734
2	86,7	64,8	22,8	34,0	6789,3	7515,7	6885,3	0,0748	0,663
3	86,2	66,8	22,7	33,6	6945,1	7604,3	7031,3	0,0860	0,695
4	85,1	67,1	22,3	32,5	6988,8	7605,0	7244,3	0,0958	0,741
5	85,13	63,73	22,00	32,45	7305,8	6530,8	7311,3	0,0814	0,750
<b>Promedio</b>	<b>85,7</b>	<b>65,4</b>	<b>22,4</b>	<b>33,0</b>	<b>6965,8</b>	<b>7349,7</b>	<b>7056,0</b>	<b>0,1</b>	<b>0,7</b>



**Figura 63 Flujo másico del agua**

Se observa que en la figura 63 que el flujo másico del agua  $\dot{m}_w$  es directamente proporcional al calor cedido, y línea de tendencia con pendiente positiva. Siendo el valor mínimo de  $\dot{m}_w = 0.0748$  [kg/s] con un  $Q_{cedido}$  mínimo de 6807,8 [W].



**Figura 64 Flujo másico del aire**

Se observa que en la figura 64 el flujo másico del aire  $\dot{m}_a$  es directamente proporcional al calor ganado, y línea de tendencia con pendiente positiva. Siendo el valor mínimo de  $\dot{m}_a = 0.621$  [kg/s] con un  $Q_{ganado}$  mínimo de 6530,8 [W]

- **Registro de datos promedios de cada ensayos :**

La tabla 28 muestra los valores de calor promedios generado, ganado y cedido en cada ensayo:

**Tabla 27**  
**Calor ganado y calor cedido**

Ensayo	Q [W]	Q <sub>ganado</sub> [W]	Q <sub>cedido</sub> [W]
1	6800,0	7492,5	6807,8
2	6789,3	7515,7	6885,3
3	6985,1	7604,3	7031,3
4	6970,8	7605,0	7244,3
5	6750,5	6530,8	7311,3
<b>Máx.</b>	6985,1	7605,0	7311,3
<b>Mín.</b>	6750,5	6530,8	6807,8

### 5.5.2. Determinación del error porcentual teórico y experimental del calor.

Se determina tomando en cuenta el valor del calor teórico y el valor del calor experimental, utilizando la siguiente fórmula:

$$error = \frac{Q_{teórico} - Q_{experimental}}{Q_{teórico}} * 100\% \quad (5.4)$$

El  $Q_{teórico}$  equivale al  $Q_{tubos}$  determinado en el capítulo 3, los resultados obtenidos se detallan en la tabla 29.

- **Registro de datos promedios de cada ensayos:**

**Tabla 28**  
**Error porcentual**

Ensayo	Q <sub>experimental</sub> [W]	Error [%]
1	6800,0	1.44%
2	6789,3	1.60%
3	6985,1	1.23%
4	6970,8	1.01%
5	6750.5	2.16%
<b>Promedio</b>		<b>1.50%</b>

En la tabla 29 se determinó el valor del error porcentual obtenido entre el calor teórico y el calor experimental obteniendo como resultado un error promedio de 1.5%.

### 5.5.3. Determinación de la caída de presión:

- **Fluido caliente en el interior de los tubos del intercambiador de calor.**

La caída de presión se determina con la ecuación de Darcy – Weishback, (Pitss, 1979, pág. 183) .

$$\Delta p = \frac{ft * G_t^2 * Le * Np}{2 * \rho_{agua} * d_i * g} \quad (5.5)$$

$$G_t = \frac{\dot{m}_w}{atc} \quad (5.6)$$

$$atc = \frac{\Pi * Nt * di^2}{4 * Np} \quad (5.7)$$

$$atc = 0.0064 [m^2]$$

$$f_t = 1.964 \times 10^{-3} * R_{ey}^{-0.2109} \quad (5.8)$$

$$f_t = 0.00021163$$

**Tabla 29**  
**Parámetros para determinar la caída de presión en el interior de los tubos.**

<b>F<sub>t</sub></b>	0,00021163
<b>N<sub>p</sub></b>	1
<b>R<sub>ey</sub></b>	38711
<b>Le [m]</b>	8,551
<b>atc [m<sup>2</sup>]</b>	0,00646033
<b>G<sub>t</sub> [kg/s m<sup>2</sup>]</b>	12,3832687
<b>ρ<sub>agua</sub> [kg/m<sup>3</sup>]</b>	1000
<b>g [m/s<sup>2</sup>]</b>	9,8

Donde:

$f_t$  = Factor de fricción.

$G_t$  = Velocidad másica, en  $[\frac{Kg}{s \cdot m^2}]$ .

$Le$  = Longitud equivalente de los tubos, en [m].

$N_p$  = Número de pasos.

$\rho_{agua}$  = Densidad del agua, en  $[\frac{Kg}{m^3}]$ .

$d_i$  = Diámetro interno, en [m].

$g$  = Gravedad, en  $[\frac{m}{s^2}]$ .

$d_i$  = Diámetro interno de los tubos, en [m].

$N_t$  = Número de tubos.

$atc$  = Área de flujo caliente, en [m<sup>2</sup>].

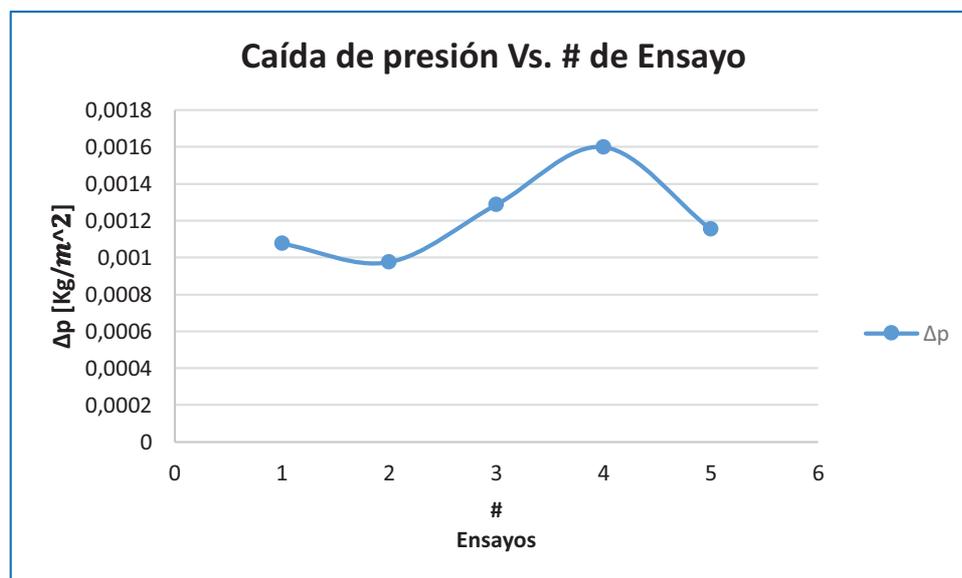
$R_{ey}$  = Número de Reynolds del fluido caliente.

Los resultados obtenidos se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 30**  
**Caída de presión en el interior de los tubos**

Ensayo	$\dot{m}_w$ [Kg/s]	Gt [kg/s m <sup>2</sup> ]	$\Delta p$ [Kg/m <sup>2</sup> ]
1	0,079	12,16	0,0011
2	0,075	11,58	0,0010
3	0,086	13,30	0,0013
4	0,096	14,83	0,0016
5	0,081	12,59	0,0012
<b>Promedio</b>			<b>0,00124</b>

En la tabla 31, se observa una caída de presión muy baja por lo que estos valores se consideran aceptables, con esto también se determina que la bomba utilizada abastece estas caídas de presión. El diámetro de los tubos utilizados es adecuado y no producen demasiada fricción por el material utilizado en este caso el cobre y al arreglo triangular seleccionado para el diseño del intercambiador de calor.



**Figura 65** Caída de presión del fluido caliente.

En la figura 65 se observa que en los últimos ensayos la caída de presión aumenta debido al cambio de densidad que sufre el fluido caliente por la temperatura a la que se encuentra operando.

- **Caída de presión - Fluido frío por el exterior de los tubos del intercambiador de calor:**

Este cálculo se basa en las ecuaciones de (Incropera 1997, pág.382).

$$\Delta p_{aire} = N_L * f_{fr} * x * \frac{\rho_{aire} * (V_{m\grave{a}x})^2}{2} \quad (5.9)$$

Donde:

$\Delta p_{aire}$  = Caída de presión de aire en los tubos, en  $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ .

$N_L$  = Número de filas de tubos en dirección del flujo de aire.

$f_{fr}$  = Factor de fricción para arreglo escalonado de haz de tubos.

- **Cálculo del factor de fricción  $f_{fr}$**

Según el resultado del número de  $Rey_{m\grave{a}x} = 25077$  de la ecuación 2.15, se utilizará para arreglo escalonado entre  $2000 < Rey_{m\grave{a}x} < 40000$  la siguiente ecuación: (Incropera, 1997, pág.382).

$$f_{fr} = 4 * \left( 0.25 + \frac{0.175}{\left(\frac{S_T - d_e}{S_T}\right)^{1.08}} \right) * Rey_{m\grave{a}x}^{-0.16} \quad (5.10)$$

$$f_{fr} = 4 * \left( 0.25 + \frac{0.175}{\left(\frac{0.030m - 0.01587m}{0.030m}\right)^{1.08}} \right) * 25077^{-0.16}$$

$$f_{fr} = 0.8$$

De acuerdo a la figura 66 se determina el valor de la constante  $x$  y se reemplaza en la ecuación anterior.

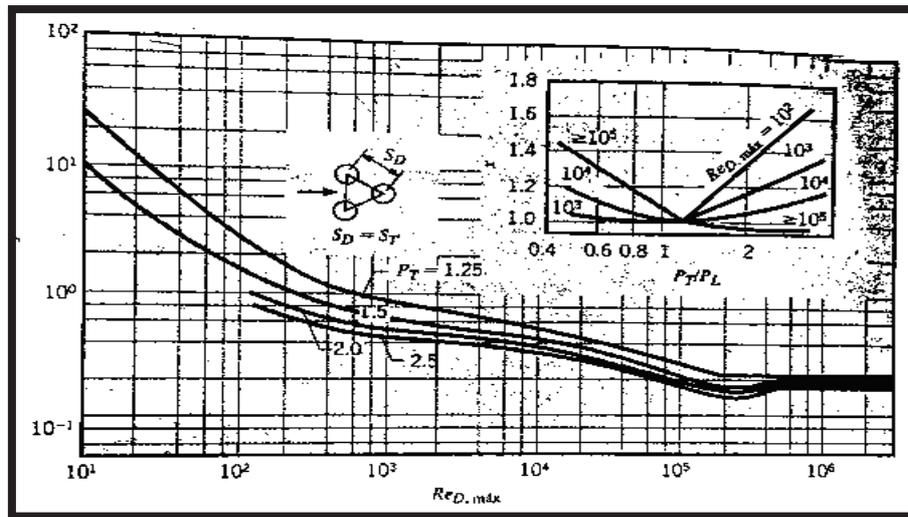


Figura 66 Factor de fricción y factor de correlación x

$$PT = \frac{S_T}{d_e}$$

$$PL = \frac{S_L}{d_e}$$

De la figura 67 se determina las siguientes distancias:

$$S_D = S_T$$

$$S_D = 0.030m$$

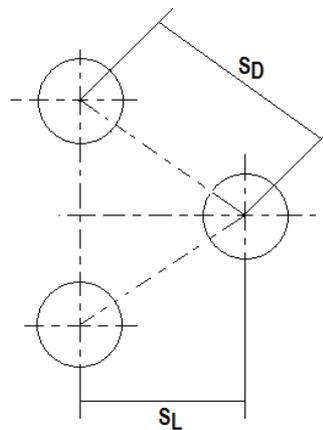


Figura 67 Arreglo de tubos triangular en el ITC.

$$PT = \frac{0.030m}{0.01587m}$$

$$PT = 1.89$$

$$PL = \frac{0.076m}{0.01587m}$$

$$PL = 4.78$$

Con la siguiente relación y con la gráfica 66 se determina el valor de la constante  $x = 1.5$ .

$$\frac{PT}{PL} = \frac{1.89}{4.78}$$

$$\frac{PT}{PL} = 0.46$$

Reemplazando este valor en la ecuación 5.9 se obtiene el siguiente resultado:

$$N_L = 3$$

$$\Delta p_{aire} = 3 * 0.8 * 1.5 * \frac{1.20 \frac{kg}{m^3} * (19.70 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta p_{aire} = 838.27 \frac{N}{m^2} = 0.0082 \text{ bar}$$

#### 5.5.4. Determinación de la eficiencia.

Para determinar la eficiencia del intercambiador de calor se tomará en cuenta valores experimentales, en este caso las temperaturas de entrada y salida del fluido frío y caliente.

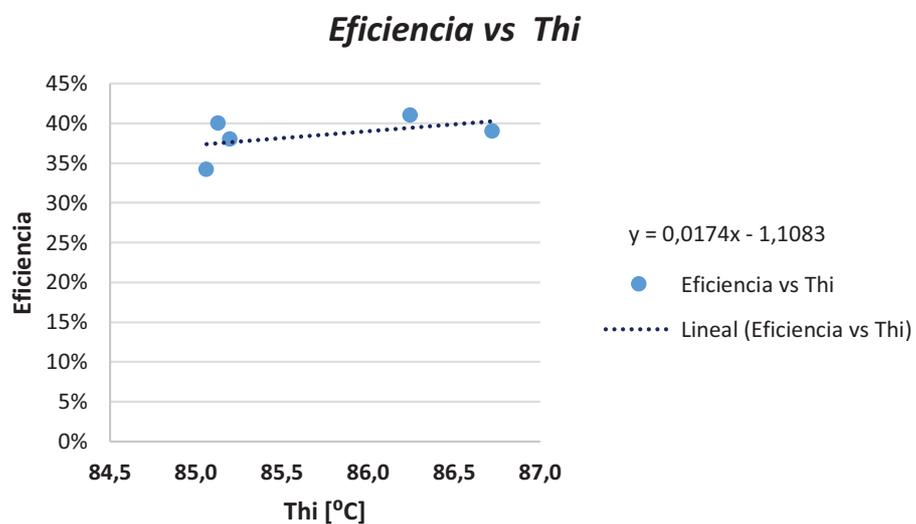
Utilizando la siguiente fórmula se obtiene la eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{co}} * 100\% \quad (5.11)$$

Los resultados obtenidos se detallan en la tabla 32:

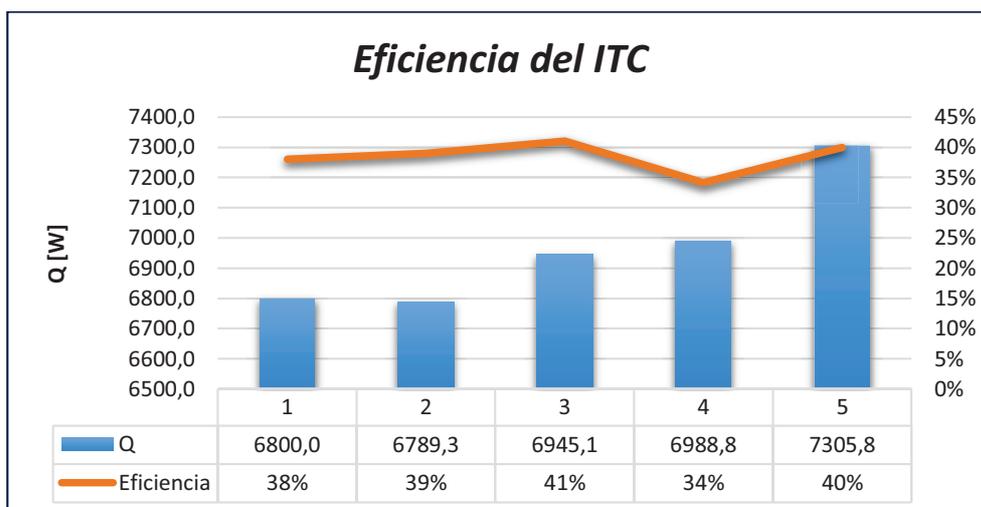
**Tabla 31**  
**Resultados obtenidos.**

Ensayo	Thi [°C]	Tho [°C]	Tci [°C]	Tco [°C]	T.ae [°C]	T.i [°C]	Q [W]	Eficiencia %
1	85,2	64,6	22,4	32,5	11,1	22,4	6800,0	38%
2	86,7	64,8	22,8	34,0	16,2	22,8	6789,3	39%
3	86,2	66,8	22,7	33,6	15,7	22,7	6945,1	41%
4	85,1	67,1	22,3	32,5	12,6	22,3	6988,8	34%
5	85,13	63,73	22,00	32,45	10,8	22,0	7305,8	40%



**Figura 68 Eficiencia vs Temperatura de entrada del fluido caliente al intercambiador de calor ( $T_{hi}$ )**

En la figura 68 se observa que la eficiencia del intercambiador de calor es directamente proporcional a la temperatura de su fluido caliente cuando ingresa ( $T_{hi}$ ), obteniendo una línea de tendencia con pendiente positiva.



**Figura 69 Eficiencia y calor (Q) generado por el intercambiador de calor**

En la figura 69, se observa que el calor es directamente proporcional a la eficiencia. Mientras menos calor genera el intercambiador de calor menos es su eficiencia. Siendo el valor promedio máximo de eficiencia del 41% y el valor promedio mínimo de eficiencia de 34%.

## CAPÍTULO VI

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 6.1. Análisis económico.

En este capítulo se realiza un análisis detallado de los costos de construcción e instalación del equipo, para determinar su costo de fabricación.

##### 6.1.1. Costos directos.

Para la construcción del intercambiador de calor de tubos y placas con flujo cruzado, se han considerado como costos directos los costos de materiales, máquinas, herramientas, accesorios y mano de obra los cuales se especifican a continuación:

**Tabla 32**

#### Costo de accesorios para la instalación.

ÍTEM	ACCESORIOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Codo	1" x 90 HG	12	0,88	10,56
2	Codo	1 ½" x 90 HG	1	1,76	1,76
3	Universal	1" HG	4	3,15	12,6
4	Bushing	1 ½" a 1" HG	3	1,08	3,24
5	Neplo corrido	1" x 20 cm HG	4	2,62	10,48
6	Tee	1" HG	1	1,36	1,36
7	Válvula esférica	1 de Paso	2	7,22	14,44
8	Neplo	1" x 5 cm HG	3	0,97	2,91
9	Teflón	Aleman amarillo	4	1,30	5,20
10	Válvula check vertical	1"	3	9,51	28,53
11	Codo	1" x45 HG	1	0,88	0,88
12	Neplo corrido	1" HG	2	0,85	1,70
13	Neplo corrido	½" x 8 cm HG	1	0,60	0,60
14	Válvula esférica	½ paso	1	3,40	3,40
15	Reductor	1" a ½" HG	3	0,63	1,89
16	Tee	½" HG	1	0,44	0,44

Continúa →

17	Neplo	1/2" x 10 cm HG	1	0,82	0,82
18	Neplo	1" x 10 cm HG	1	1,58	1,58
19	Neplo	1" x 15 cm HG	1	2,08	2,08
20	Permatex	1,5 oz	1	1,81	1,81
21	Pasta selladora	50 cc H3	2	7	14
22	Bomba de agua centrífuga	IDB-35	1	220	220
23	Manómetro	0 – 200 Psi NPT C/G INOX	2	36	72,18
				Subtotal	412,46
				IVA 12%	49,49
				<b>Total</b>	<b>\$461,9</b>

Tabla 33

### Costos de materiales directos del intercambiador de calor (tubos, placas, carcasa, tolva posterior, tolva frontal y bastidor).

ÍTEM	ACCESORIOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Plancha de acero al carbono ASTM A36	2,4*1,2 m	0,5	35	17
2	Plancha de aluminio	2,4*1,20	1	56,18	56,18
3	Tubo de cobre	Ø=1/2" X 6m	7	64,90	259,6
4	Tubo de cobre	Ø=1" X 6m	1	90,90	90,90
5	Tubo de cobre	Ø=1 1/2" X 6m	1	132,60	132,60
5	Tapas tubo de cobre	1"	6	4,53	27,18
6	Perfil L	18 X 18 mm	1	7,22	14,44
7	Perfil cuadrado	18 X 18mm	1	11,63	11,63
8	Racor enroscado	1 1/2"	2	3,41	6,82
9	Remaches	5/32 x 1/4"	10	0,04	0,40
10	Tornillos Phillips	1/8"	6	0,02	0,12
11	Pintura electrostática	GL-E	1	30,30	30,30
12	Ventilador		1	200,6	200,64
				Subtotal	847,81
				IVA 12%	101,73
				<b>Total</b>	<b>\$949,54</b>

Tabla 34

### Costo por máquinas y herramientas

ORDEN	OPERACIONES	Horas-Equipo	VALOR [USD/h]	COSTO TOTAL [USD]
1	Corte (cizalla)	2	15	30
2	Soldadura	4	30	120
3	Doblado	1	10	10
4	Equipo de pintura electrostática	2	15	30
	Taladrado	2	10	20
<b>Total</b>				<b>\$210</b>

**Tabla 35**  
**Costos por mano de obra.**

ORDEN	OPERADOR	HORA-HOMBRE	VALOR [USD/h]	COSTO TOTAL [USD]
1	Técnico Soldador	3	20	60
2	Pintor	1	15	15
3	Doblador	1	10	10
4	Asesor técnico			100
5	Otros			50
<b>Total</b>				<b>\$235</b>

En la tabla 37 se resume el total de costos directos para la construcción de éste proyecto.

**Tabla 36**  
**Total costos directos.**

ORDEN	Descripción	VALOR TOTAL [USD]
1	Costo por accesorios para instalación del equipo	\$461,95
2	Costo por materiales tubos, placas, carcasa, tolva posterior, tolva frontal y bastidor	\$949,54
3	Costo por máquinas Herramientas	\$210
4	Costo por mano de obra	\$235
<b>Total costos directos</b>		<b>\$1.856,49</b>

### 6.1.2. Costos indirectos

- **Costos por ingeniería:**

Se considera el 10% del valor del equipo:

**Tabla 37**  
**Costos por ingeniería**

Costo del equipo [USD]	Costos por ingeniería [USD]
1.856,49	185,65

- **Costos por imprevistos:**

Se considera el 5% del valor del equipo:

**Tabla 38**  
**Costos por imprevistos**

<i>Costo del equipo</i> [USD]	<i>Costos por imprevistos</i> [USD]
\$1.856,49	\$92,83

El total de costos indirectos se muestra en la tabla 41:

**Tabla 39**  
**Total costos indirectos**

ORDEN	Descripción	VALOR TOTAL [USD]
1	Costo por ingeniería	\$185,65
2	Costo por imprevistos	\$92,83
	<b>Total costos indirectos</b>	<b>\$278,43</b>

## 6.2. Costo total.

El costo total de construcción del equipo se detalla en la siguiente tabla:

**Tabla 40**  
**Costo total del equipo**

ORDEN	Descripción	VALOR TOTAL [USD]
1	Costos directos	\$1.856,49
2	Costos Indirectos	\$278,43
	<b>Total costos de fabricación</b>	<b>\$2.134,92</b>

El costo total de construcción del intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado es de \$2.134,92 (Dos mil ciento treinta y cuatro con 92/100).

## CAPÍTULO VII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. Conclusiones.

- A través del desarrollo de ésta investigación se estableció que el calor requerido por los habitantes de la vivienda es de  $6487[W]$ , partiendo de este parámetro se diseñó un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado formado por 51 tubos de cobre, 5 placas de aluminio con un  $\Delta T_{ML}$  de  $50.83\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Para tener una temperatura de calefacción constante en el interior de la vivienda es necesario tomar en cuenta que a medida que aumenta el flujo másico de los fluidos caliente y frío, el rango de temperatura al interior de la vivienda aumenta. Durante los ensayos realizados, se obtuvo un promedio de flujo másico de agua de  $0,078\text{ kg/s}$  con temperatura promedio máxima de  $22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; según lo establecido por la Asociación Americana de Aire Acondicionado y Refrigeración ASHRAE este valor se encuentra entre los  $20$  y  $23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$  y niveles próximos al  $50\%$  de humedad relativa permitiendo brindar confort a sus habitantes.
- En cuanto a las ecuaciones teóricas utilizadas han permitido diseñar un equipo con eficiencia promedio experimental del  $41\%$
- En la actualidad el costo del intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado es de dos mil ciento treinta y cuatro con noventa y dos centavos, siendo un valor muy alto para que los habitantes del sector rural lo puedan adquirir, pero al construirlo en mayor volumen su costo baja.

## 7.2. Recomendaciones.

- Luego de haber concluido con la presente investigación relacionada con la calefacción de una vivienda mediante el uso de intercambiadores de calor se puede continuar con el desarrollo de futuros trabajos técnicos que correspondan al área de eficiencia energética y energías renovables entre los más importantes se indican:
  - Caracterización energética de la vivienda mediante el uso de sistemas de calefacción proveniente de energías convencionales y alternativas.
  - Análisis de la transferencia de calor del intercambiador de placas y tubos de flujo cruzado para el estado transitorio.
  - Estudio del comportamiento energético de la vivienda, al utilizar un intercambiador de calor que tenga como fluido de trabajo aceite térmico.
  - Determinación de pérdidas hidráulicas y de presión a lo largo del intercambiador de calor con tubos de flujo cruzado.
- Es necesario utilizar en el intercambiador de calor aislante térmico alrededor de su carcasa y en toda la tubería que transporta el fluido caliente con la finalidad de evitar pérdidas de calor para aumentar su eficiencia.
- El uso del ventilador con dimensiones de diámetro inferiores a la entrada de aire en el intercambiador de calor produce puntos ciegos, donde se forman zonas nulas de transferencia de calor, por lo que se recomienda utilizar un ventilador con diámetro que cubra toda la entrada de aire en el intercambiador de calor.

## BIBLIOGRAFÍA

- Jutglar Luis, Á. M. (2011). *Manual de Calefacción*. Barcelona: Marcombo S.A
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1974). *Solar Energy Thermal Processes*. Nueva York: John Wiley and Sons.
- Shan, K., & Wang. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. (Segunda ed.) New York: McGraw-Hill.
- Mola, M. F. (2012). *Instalación y puesta en marcha de aparatos de calefacción y climatización de uso doméstico*. (Primera ed.). Innovación Cualificación,S.L.
- Céngel, Y., Boyle, M. (2004). *Transferencia de calor y masa* (Segunda ed.) México: McGraw-Hill.
- Pitts, R., *Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor*, Serie de Compendios Schaum.
- Chapman, J.S. (1976). *Máquinas Eléctricas*. México: Mc. Graw - Hill.
- Faires, (1983). *Transferencia de Calor*. México: Hispano Americana S.A
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Cuarta ed.). México: Pearson Educación.
- Holman, J.P. (1999). *Transferencia de Calor*. México: Continental S.A.
- Kreith/Bohn. (2001). *Principios de Transferencia de Calor*. (Sexta ed.). México: Thomson.
- Levenspiel. (1996). *Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor*. España: Reverté S.A.
- Manrique, V. J. (2002). *Transferencia de Calor* (Segunda ed.). México: Alfaomega.
- Mark Zemansky, R. D. (s.f.), *Calor y Termodinámica* (Sexta ed.). México: McGraw-Hill.
- Mills, A. (1995). *Transferencia de Calor*. España: Iberoamericana S.A.
- Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, *Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador*, Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda y Cámara de la Construcción de Quito, 2011.

CONELEC. (2008). *Radiación Solar*, Consejo Nacional de Electricidad. Quito

**Citas de internet:**

CEDIC (2012). *Características del Cobre*. Obtenido de: [http://www.manual del cobre.com](http://www.manualdelcobre.com)

Corberán, J. M. (2012). *Intercambiadores de Calor*. Obtenido de: <http://www.upv.es/upl/U0296622.pdf>

Mirandam. (2013). *Equipos de procesos 3D*. Obtenido de <http://www.equipodeproceso3d.com/ictubosycoraza.html>

NASA. (s.f). *Datos Metereológicos*. Obtenido de: [www.oesweb.larc.nasa.com](http://www.oesweb.larc.nasa.com)

Sevilla, U. d. (2007). *OpenCourseWare* . Obtenido de <http://ocwus.us.es/arquitectura-e-ingenieria/operaciones basicas.com>