



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

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN  
CON LA COLECTIVIDAD**

**MAESTRIA EN ENERGÍAS RENOVABLES  
I Y II PROMOCIÓN**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE MAGÍSTER  
EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE  
CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA  
CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL  
ECUADOR**

**AUTORES:**

**BRITO FLORES, MARIO ENRIQUE  
PEÑAFIEL ENCALADA, LENIN OSWALDO**

**DIRECTOR: ING. JOSÉ GUASUMBA, MSC.**

**SANGOLQUÍ  
MAYO, 2015**

## CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

El suscrito, Ing. JOSE GUASUMBA, MSc. de nacionalidad ecuatoriana, en calidad de Director de Tesis de la Maestría en Energías Renovables,

### CERTIFICA

Que el presente proyecto de grado de Magíster que lleva como título, **“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR”** realizado por los Señores Ingenieros Mario Enrique Brito Flores y Lenin Oswaldo Peñafiel Encalada, ambos de nacionalidad ecuatoriana, con cédula de identidad No. 1707492870 y No. 0301452199 respectivamente, se presenta como requisito previo para la obtención del título de Magíster en Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE. El mencionado proyecto, fue elaborado bajo mi dirección y asesoría técnica, científica. Por lo que, puedo manifestar que el documento cumple con los requerimientos académicos y de investigación requeridos en el programa de Maestría, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.

Sangolquí, 13 de mayo de 2015

---

Ing. JOSE GUASUMBA, MSc.

DIRECTOR

## **DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, **MARIO ENRIQUE BRITO FLORES y,  
LENIN OSWALDO PEÑAFIEL ENCALADA**

### **DECLARAMOS QUE:**

El proyecto de investigación de posgrado, correspondiente a la Maestría en Energías Renovables, I y II Promoción respectivamente, que lleva como título: **“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR”**, ha sido desarrollado con base a una investigación científica, técnica exhaustiva, respetando los derechos de autor que constan en los artículos, libros y fuentes de consulta utilizados. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría intelectual.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de posgrado en mención.

Sangolquí, 13 de mayo de 2015

---

ING. MARIO ENRIQUE BRITO FLORES    ING. LENIN O. PEÑAFIEL ENCALADA

**AUTORES**

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR”**

---

**ING. MARIO ENRIQUE BRITO  
FLORES  
AUTOR**

---

**ING. LENIN O. PEÑAFIEL  
ENCALADA  
AUTOR**

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

---

**ING. OSWALDO IBARRA  
COORDINADOR**

---

**ING. CARLOS NARANJO  
DIRECTOR DEL DECEM**

**UNIDAD DE GESTIÓN DE POSTGRADOS**

---

**DRA. AMPARO MARTÍNEZ PhD.  
DIRECTORA**

Sangolquí, 13 de mayo de 2015

## AUTORIZACIÓN

Nosotros,

**MARIO ENRIQUE BRITO FLORES y,  
LENIN OSWALDO PEÑAFIEL ENCALADA**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, la publicación en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo de investigación científica técnica, titulado: **“INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 13 de mayo de 2015

---

ING. MARIO ENRIQUE BRITO FLORES    ING. LENIN O. PEÑAFIEL ENCALADA  
**AUTORES**

## DEDICATORIA

A Dios, a mi Padre (+), Madre (+) y a mi familia, y con todo mi amor a mi compañera de vida Joha y mis hijas Cami, Dani y Eli, quienes son el motor que me impulsa para crecer cada día y ser un mejor hombre en todos los aspectos.

**MARIO ENRIQUE BRITO F.**

Mayo 2015

*“Cada ser humano es para sí mismo el camino, la verdad y la vida”.*

Para todos ustedes, que tienen su propio afán: MC, LP, AP, GP, AE, EP, GP, AP, LO, PM, MP, PP, SG.

**LENIN OSWALDO PEÑAFIEL E.**

Mayo 2015

## AGRADECIMIENTO

A mi familia, por su amor, comprensión y apoyo para la culminación de esta etapa de mi vida, a todos los Maestros que sin egoísmos han entregado su conocimiento, mejorando el nivel profesional de cada uno de nosotros, y, de manera especial, a mi Director de Tesis Ing. Jose Guasumba y todos quienes han contribuido en el desarrollo de este trabajo de investigación.

**MARIO ENRIQUE BRITO F.**

Mayo 2015

*“Toda obra humana, para ser bella, grande y perdurable debe ser como un reflejo, una imagen reducida de la obra eterna”.*

Si actuamos de esa manera, todos nuestros emprendimientos estarán en sintonía con el universo.

Agradezco a la existencia.

**LENIN OSWALDO PEÑAFIEL E.**

Mayo 2015

## ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR .....	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO .....	iii
AUTORIZACIÓN .....	iv
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTO .....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS .....	ix
ÍNDICE DE TABLAS .....	xi
ÍNDICE DE ANEXOS .....	xiii
RESUMEN .....	xiv
ABSTRACT .....	xv
CAPÍTULO 1 .....	1
GENERALIDADES .....	1
1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	2
1.3 OBJETIVOS .....	3
1.4 ALCANCE .....	4
1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA .....	4
CAPÍTULO 2 .....	6
ESTADO DEL ARTE .....	6
2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR SU OPERACIÓN .....	6
2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR SU FUNCIÓN .....	9
2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR LA FORMA DE CONSTRUCCIÓN .....	11
2.4 RECOMENDACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
CAPITULO 3 .....	15
MARCO TEÓRICO .....	15
3.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS .....	15
3.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA .....	23
3.3 HAZ DE TUBOS EN FLUJO TRANSVERSAL .....	28
CAPITULO 4 .....	43



DESARROLLO EXPERIMENTAL.....	43
4.1    ELECCIÓN DE MATERIALES.....	43
4.2    CONDICIONES DEL SISTEMA ENERGÉTICO.....	43
4.3    CALCULO ENERGÉTICO DEL SISTEMA.....	49
4.4    DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR.....	62
4.5    ENSAYOS TÉRMICOS.....	70
4.6    TOMA DE DATOS.....	74
CAPITULO 5.....	77
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	77
5.1    DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DEL ENSAYO.....	77
5.2    ANÁLISIS ESTADÍSTICO.....	79
5.3    CARACTERIZACIÓN DE RESULTADOS.....	85
CAPITULO 6.....	88
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88
6.1    CONCLUSIONES.....	88
6.2    RECOMENDACIONES.....	90
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	91
ANEXOS.....	92

## ÍNDICE DE FIGURAS

ORDEN	CONTENIDO	PÁGINA
2.1	Intercambiadores de calor de flujo paralelo	6
2.2	Intercambiador de calor de contraflujo	6
2.3	Intercambiador de calor de flujo cruzado	7
2.4	Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple	8
2.5	Intercambiadores de calor regenerativo y no regenerativo	8
2.6	Intercambiador de calor de coraza y tubos	10
2.7	Intercambiador de calor de placas	10
2.8	Intercambiadores de calor compactos o complejos. (a) Tubos con aletas (tubos plano, aletas de placas continuas), (b) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas de placa continuas), (c) Tubos con aletas (tubos circulares, aletas circulares), (d) Aletas de placa (un solo paso), (e) Aletas de placa (multipaso)	11
2.9	Intercambiador de calor de flujo cruzado	12
3.1	Transferencia de calor por conducción	14
3.2	Transferencia de calor por convección	15
3.3	Intercambiador de calor de flujo cruzado de placas y tubos.	17
3.4	Flujo turbulento en un tubo	18
3.5	Transferencia de calor en una pared plana	21
3.6	Transferencia de calor en un sistema cilíndrico	23
3.7	Esquema para modelado de variables involucradas con el rendimiento térmico	26
3.8	Disposición de tubos en línea y escalonados	32
3.9	Diferencia media logarítmica de temperatura	34

3.10	Factores de corrección	38
4.1	Mapa de temperatura media multianual del Ecuador – Serie 1965-1999	43
4.2.	Curvas de confort	45
4.3.	Detalle de Planta y corte A-A de vivienda tipo	47
4.4.	Ubicación de componentes del intercambiador	64
4.5.	Vista Superior, Frontal y Lateral del Intercambiador	64
4.6.	Detalle constructivo de los surtidores en el intercambiador	65
4.7.	Detalle constructivo tubo lineal 1 – 3 y 2	66
4.8.	Detalle constructivo placas de intercambiador	66
4.9.	Registro fotográfico construcción de intercambiador	68
4.10.	Ubicación de los puntos para medición de temperatura en intercambiador	69
5.1	Esquema de temperaturas al interior del intercambiador	75
5.2	Gráfica de Temperatura vs. Tiempo (P=15 psi)	78
5.3	Gráfica de Temperatura vs. Tiempo (P=10 PSI)	79
5.4	Temperatura vs. Tiempo en tres presiones de ingreso al intercambiador	80
5.5	Temperatura de entrada vs. Temperatura de salida en las tres presiones ensayadas	80
5.6	Temperatura vs. Presión de vapor	81

## ÍNDICE DE TABLAS

ORDEN	CONTENIDO	PÁGINA
3.1	Coeficientes para transferencia de calor de haces de tubos al tresbolillo y en línea	31
3.2	Coeficientes para diferentes relaciones geométricas entre tubos en línea y escalonados	33
3.3	Relaciones de $\bar{h}$ par tubos en línea y escalonados	34
3.4	Valores de U para diferentes elementos	37
4.1.	Características y condiciones de la salida del fluido de trabajo que proviene del acumulador térmico	42
4.2.	Rangos de Temperatura de acuerdo a las zonas climáticas, según el mapa del INHAMI	43
4.3.	Datos de temperatura media, máxima y mínima para los sitios seleccionados. Datos proporcionados por el INHAMI	44
4.4.	Valores recomendados para el recambio de aire	46
4.5.	Calor generado por accesorios en dormitorio 1	48
4.6.	Calor generado por accesorios en dormitorio 2	48
4.7.	Calor generado por accesorios en el corredor	49
4.8.	Calor generado por accesorios en la cocina	49
4.9.	Cálculo de volumen de aire en dormitorios	51
4.10.	Cálculo de áreas de componentes en dormitorios en m <sup>2</sup>	51
4.11	Componentes del intercambiador de tubos y placas	63
4.12	Características de los equipos utilizados en la investigación	69
5.1	Condiciones ambientales iniciales del ensayo	74
5.2	Registro de datos	76

5.3	Resultados para ensayo de intercambiador a 20 PSI	76
5.4	Resultados para ensayo de intercambiador a 15 PSI	77
5.5	Resultados para ensayo de intercambiador a 10 PSI	78
5.6	Resultados total de ensayos realizados	79
5.7	Datos iniciales de variables para cálculo balance energético	81
5.8	Propiedades termodinámicas de los fluidos	83
5.9	Calor específico para temperatura promedio de aire	83

## ÍNDICE DE ANEXOS

ORDEN	CONTENIDO	PÁGINA
1	Planos arquitectónicos de vivienda rural	90
2	Planos de detalle para fabricación de intercambiador	91

## RESUMEN

En el Ecuador, amparados en un marco legal favorable, se fomenta el desarrollo de proyectos que permitan a las energías renovables alcanzar un rol protagónico, por ello la importancia de plantear planes y soluciones energéticas que brinden los mismos servicios con fuentes compatibles con el ambiente.

Reconociendo el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, los esfuerzos que se enfoquen son decisivos a fin de mejorar la calidad de vida y mitigar el cambio climático en nuestro país.

Por ello el presente trabajo de investigación, pretende convertirse en una alternativa para atender a los sectores vulnerables de la serranía ecuatoriana asentados sobre los 3 000 m.s.n.m. para lograr un adecuado confort, utilizando la energía generada por sistemas de calentamiento por concentración solar térmica. En primer lugar se investiga las dimensiones, características y materiales de una vivienda tipo y las características climáticas de su entorno. Posteriormente se investiga las características de los diferentes tipos de intercambiadores existentes, con el fin de seleccionar los que mejor se adapten a la vivienda en estudio considerando factores económicos, de espacio y facilidad constructiva. Finalmente se determina la demanda de energía térmica para alcanzar una temperatura interna de confort, calculando el calor generado en la vivienda por accesorios; pérdidas de calor en la vivienda por recambio de aire, conducción por las paredes, conducción y radiación, conducción en el piso, cuyos parámetros y datos establecidos tienen como objeto dimensionar el intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado.

### **PALABRAS CLAVES:**

- ENERGÍAS RENOVABLES
- CONFORT TÉRMICO
- TRANSFERENCIA DE CALOR
- BALANCE ENERGÉTICO
- INTERCAMBIADOR DE PLACAS Y FLUJO CRUZADO

## ABSTRACT

In Ecuador, protected by a favorable legal framework, developing projects that allow renewable energies to reach a leading role, therefore the importance of raising plans and energy solutions that provide the same services with environmentally compatible sources is encouraged.

Recognising the right of people to live in a healthy and ecologically balanced environment, efforts that focus are crucial to improve the quality of life and mitigate climate change in our country.

Therefore, the present research aims to become an alternative to care for vulnerable sectors of the Ecuadorian highlands settled about 3000 m for proper comfort, using the energy generated by heating systems using solar energy. First the size, characteristics and type of housing materials and climatic characteristics of the environment is investigated. The characteristics of the different types of existing heat exchangers, in order to select the best suited to housing study considering economic factors, space and ease of construction is subsequently investigated. Finally the thermal energy demand is determined to reach an internal temperature of comfort, calculating the heat generated in the housing accessories; heat loss in the home for air exchange, driving up the walls, conduction and radiation, conduction on the floor, which established parameters and data are intended to size the plate heat exchanger tubes and cross flow.

### KEYWORDS:

- RENEWABLE ENERGY
- THERMAL COMFORT
- HEAT TRANSFER
- ENERGY BALANCE
- PLATE HEAT EXCHANGER TUBES AND CROSS FLOW



## **INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS Y TUBOS DE FLUJO CRUZADO PARA CALEFACCIÓN DE VIVIENDAS RURALES DE LA REGION SIERRA DEL ECUADOR**

El cambio climático debido entre otras razones al uso extensivo de combustibles fósiles, ha llevado que en los últimos años se busquen alternativas de generación de energía mediante energías renovables, buscando conseguir un desarrollo sostenible en nuestro planeta.

La necesidad de usar energía, y en ocasiones de transformar la existente, ha estado presente con el objeto de cubrir los requerimientos básicos del ser humano desde sus inicios, siendo uno de éstos obtener una sensación térmica agradable.

En nuestro país, reconociendo el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, la presente investigación, pretende convertirse en una alternativa para atender a los sectores vulnerables de la serranía ecuatoriana asentados sobre los 3 000 m.s.n.m. que busque proporcionar un adecuado confort térmico en el interior de sus viviendas. En este contexto es de suma importancia, vinculado a conseguir un elemento eficiente, de bajo costo y de fácil replicabilidad, la investigación y aplicación de métodos energéticamente limpios, de bajo costo y eficientes.

Con el objeto de satisfacer este requerimiento, se busca diseñar un equipo destinado a mantener la temperatura interna de la vivienda en un nivel de confort. En este sentido se busca dimensionar el uso de intercambiadores de calor, que son dispositivos que permiten transferir el calor de un lugar a otro, sistemas que se rigen por los principios de la transferencia de calor.

En primera instancia se indica los requerimientos y pérdidas de energía que inciden en la temperatura al interior de la vivienda tipo, considerando

sus dimensiones, características y materiales y las características climáticas de su entorno, ésta información es necesaria para realizar el análisis y obtener las características que deberá proporcionar el intercambiador. Se realiza un análisis de las pérdidas de energía a través del piso, paredes, ventanas y techo de la vivienda y posteriormente encontrar el modelo matemático del comportamiento de los mismos, y con esto poder estimar los requerimientos energéticos, dimensiones, materiales y características del intercambiador. Luego de analizar los resultados obtenidos, se fabrica un prototipo del intercambiador y se realizan las pruebas que verifiquen su desempeño adecuado.

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

Desde sus inicios, el ser humano con el objeto de cubrir sus requerimientos básicos ha tenido la necesidad de usar energía, y en ocasiones transformar la existente, como es el caso del calor con el fin de brindar una sensación térmica agradable a los usuarios que se encuentran en el interior de viviendas, oficinas, restaurantes u otros lugares donde desarrollan sus actividades.

Para ello, es imperante el uso de intercambiadores de calor, que son dispositivos que permiten transferir el calor de un lugar a otro, ya sea entre fluidos, o con la presencia de un elemento sólido, sistemas que se rigen por los principios de la transferencia de calor.

En este contexto, la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE en la actualidad desarrolla una investigación teórica y aplicada sobre temas relacionados con el uso de la energía solar térmica de media y alta temperatura, denominada: "Investigación y Desarrollo de Aplicaciones de la

Energía Solar Térmica de Media y Alta Temperatura para Trigeneración (trabajo, frío, calor) Utilizando Sistemas de Concentración”.

Como parte de este proyecto, uno de sus componentes ha sido el diseñar y desarrollar un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado para calefacción de viviendas rurales de la región sierra del Ecuador, este intercambiador tendrá la función de aumentar la entalpía del flujo de aire que será inyectado al interior de la vivienda rural, hasta brindar un confort térmico en su interior.

La vivienda considerada en la investigación tendrá las características de las presentes en las regiones de la serranía ecuatoriana sobre los 3000 m.s.n.m., a la que además, se incorporarán conceptos de bioclimatismo con el propósito de conseguir un ahorro sustancial de recursos energéticos, sin perder el confort térmico para sus ocupantes.

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Para el diseño de un equipo destinado a cubrir un objetivo determinado en que se apliquen los principios de la transferencia de calor, es de suma importancia su correcta aplicación, vinculados a conseguir un elemento eficiente, de bajo costo y de fácil replicabilidad, partiendo de un conocimiento claro de las características del recurso solar disponible como fuente primaria para alimentar el sistema térmico.

Por lo tanto, el intercambiador de calor a investigar deberá responder satisfactoriamente a un análisis técnico, económico y ambiental, proveniente de una acertada aplicación de métodos que predigan y aseguren su óptimo funcionamiento, conforme su tamaño y tipo de configuración, y que al vincularlo a conceptos de eficiencia energética en la vivienda, conseguirán disminuir la cantidad de energía y de recursos económicos necesarios para

mantener el área de estudio a una temperatura que bordea los 20°C, en comparación si se realizara este proceso por medio de procedimientos convencionales [1].

Además, de lo expresado anteriormente, la investigación definirá la forma de conservar el calor generado, las pérdidas térmicas del equipo como de la vivienda, donde se va acumular la energía sobrante y la duración de ingreso de aire caliente a su interior; correlacionando estos con la temperatura de diseño, el material de la vivienda y el aislamiento térmico utilizado en ella.

### **1.3 OBJETIVOS**

#### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

Realizar la investigación y desarrollo de un intercambiador de calor de placas y tubos de flujo cruzado, para calefacción de viviendas rurales ubicadas en la región sierra del Ecuador sobre los 3000 msnm, utilizando la energía generada por sistemas de calentamiento por concentración solar térmica.

#### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar la demanda de energía térmica para alcanzar una temperatura interna de confort de una vivienda tipo rural de la serranía ecuatoriana.
- Analizar el recurso solar local y el aporte de calor transferido desde el sistema de concentración hacia el acumulador.

- Realizar el dimensionamiento del intercambiador de calor para satisfacer el tipo de vivienda seleccionada.
- Modelar el intercambiador compacto de tubos y aletas con tres hileras en distribución alternada utilizando generadores de vórtice del tipo Delta Winglet.

#### **1.4 ALCANCE**

Desarrollar un intercambiador de calor de flujo cruzado que utilice como fluido de proceso agua caliente o aceite térmico, proveniente del uso de la energía solar térmica de media y alta temperatura para calefacción de viviendas de la serranía ecuatoriana.

#### **1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

El cambio climático, derivado de la contaminación ambiental existente como producto, entre otros, del uso extensivo de combustibles fósiles, junto con el decaimiento de las reservas existentes de petróleo y el incremento de sus costos; han llevado a que en los últimos años se busquen alternativas de generación de energía mediante fuentes compatibles con el ambiente, permitiendo a las energías renovables alcanzar un rol protagónico destinado a conseguir un desarrollo sostenible en nuestro planeta.

Es así como, el país amparado en un marco legal favorable proveniente de lo señalado en la Constitución de la República en su Art. 15, 413, Plan Nacional del Buen Vivir en sus objetivos 7 y 11, Políticas 7.7 y 11.1, Lineamientos 7.7.a, 7.7.b, 7.8.b y 11.1.c, Código de la Producción, Art.4, 232 y 233, entre otros, ha dictado políticas claras que estimulan el uso de las energías renovables para satisfacer la demanda de su población y

diversificar la matriz energética actual, respetando el ambiente y buscando una sinergia entre el sector energético y productivo. [2], [3], [4].

Por ello, reconociendo el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, que garantice la sostenibilidad y el buen vivir –Sumak Kawsay-, la presente investigación, pretende convertirse en una alternativa para atender a los sectores vulnerables de la serranía ecuatoriana asentados sobre los 3 000 m.s.n.m. buscando proporcionar un adecuado confort térmico en el interior de sus viviendas, mediante la investigación y aplicación de métodos energéticamente limpios, de bajo costo y eficientes, ligados además a conceptos de arquitectura bioclimática, contribuyendo así a la mejora en su calidad de vida y a la mitigación del cambio climático.

## **CAPÍTULO 2**

### **ESTADO DEL ARTE**

Son dispositivos que permiten transferir el calor, en el cual los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos y el contacto térmico se da con las paredes metálicas que los separan.

Debido a que los intercambiadores de calor presentan una gran variedad de formas, tamaños, materiales y modelos, se debe hacer una categorización de acuerdo a sus características comunes, clasificándolos de esta manera, de acuerdo a su operación, por su función y por su forma de construcción.

#### **2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR SU OPERACIÓN**

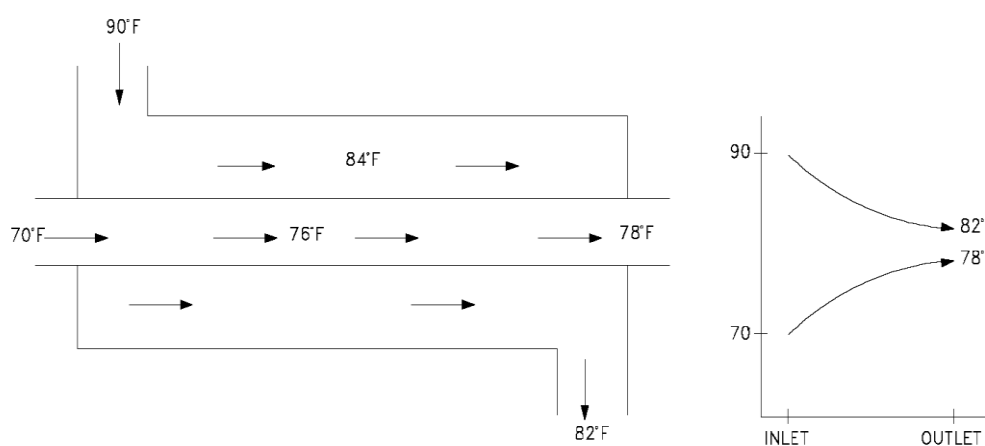
De acuerdo a la operación que deseamos realizar, podemos encontrar diversas direcciones relativas que existe entre los flujos de fluido. Las tres categorías son:

- Flujo paralelo
- Contraflujo y,
- Flujo cruzado.



### 2.1.1 FLUJO PARALELO

Se presenta cuando el flujo interno y externo fluye en la misma dirección, ingresando estos por el mismo extremo y entre ellos buscan llegar a tener un equilibrio térmico, considerando que el de menor temperatura nunca alcanzará la temperatura del fluido más caliente.

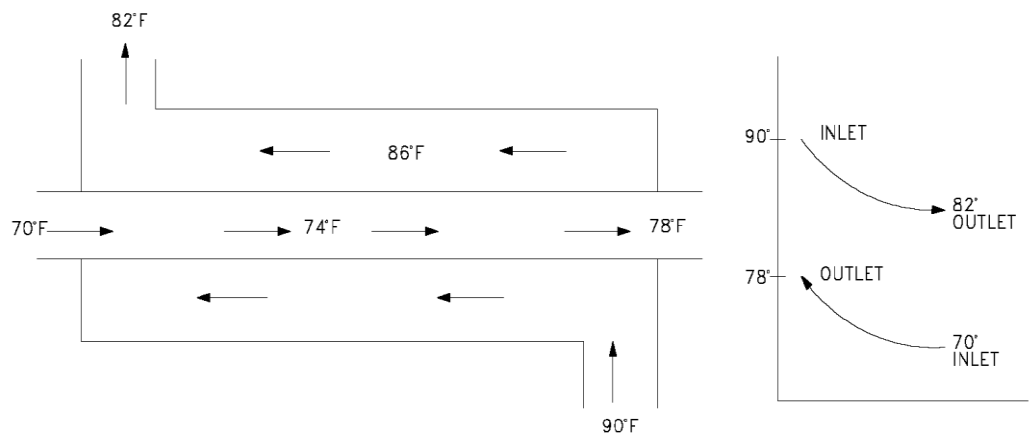


**Figura 2.1.** Intercambiadores de calor de flujo paralelo

**Fuente:** Centro de Investigación en Energía. UNAM

### 2.1.2 CONTRAFLUJO

Se presenta cuando dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto, en el intercambiador cada fluido ingresa por diferente extremo, y el fluido con menor temperatura sale en contraflujo en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura. A diferencia del anterior puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

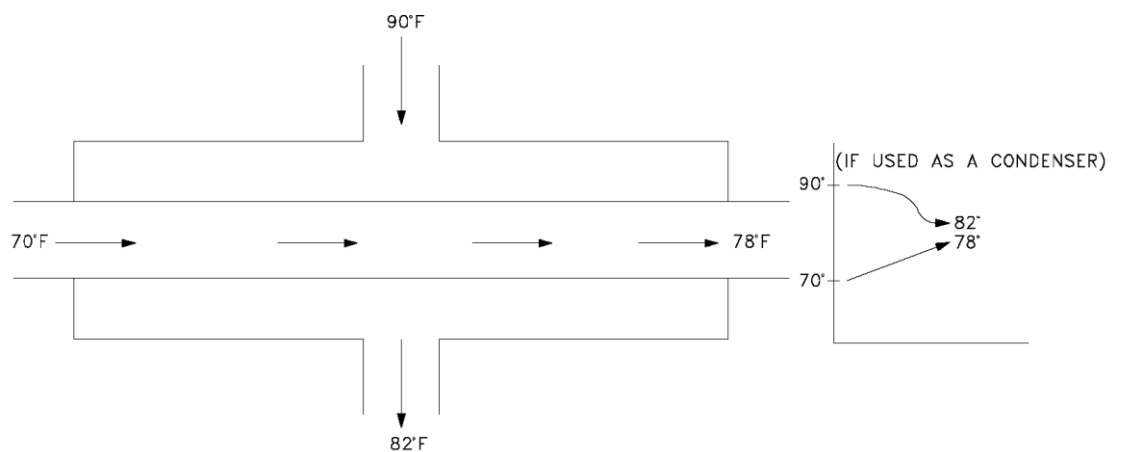


**Figura 2.2.** Intercambiador de calor de contraflujo

**Fuente:** Centro de Investigación en Energía. UNAM

### 2.1.3 FLUJO CRUZADO

Este tipo de intercambiador se presenta cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, es decir uno de ellos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de  $90^\circ$ .

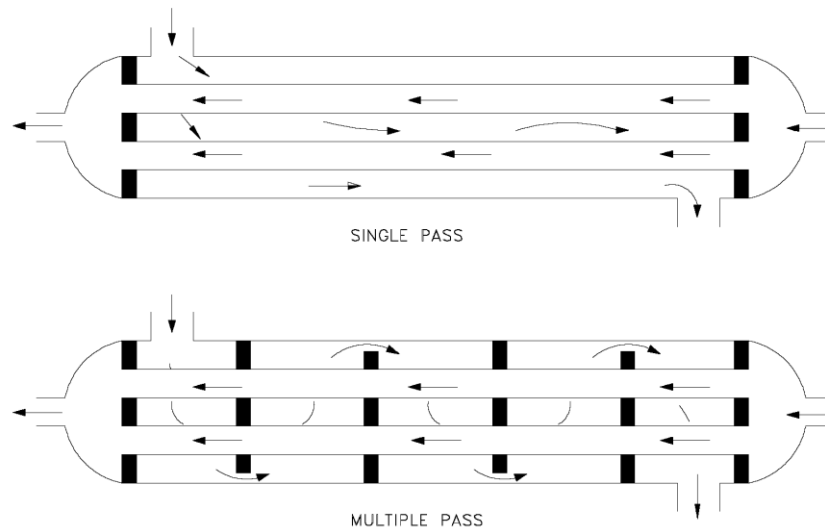


**Figura 2.3.** Intercambiador de calor de flujo cruzado.

**Fuente:** Centro de Investigación en Energía. UNAM

Con el objeto de incrementar la eficiencia, se tienen los intercambiadores de paso simple y de paso múltiple, donde los fluidos pasan varias veces en el intercambiador logrando incrementar el área de contacto. Los de paso

simple son aquellos en los cuales el fluido intercambia calor una sola vez, son aquellos en los cuales se invierten el sentido del flujo debido a que se incorporan en el equipo dobleces en el tubo en forma de “U” y/o deflectores.

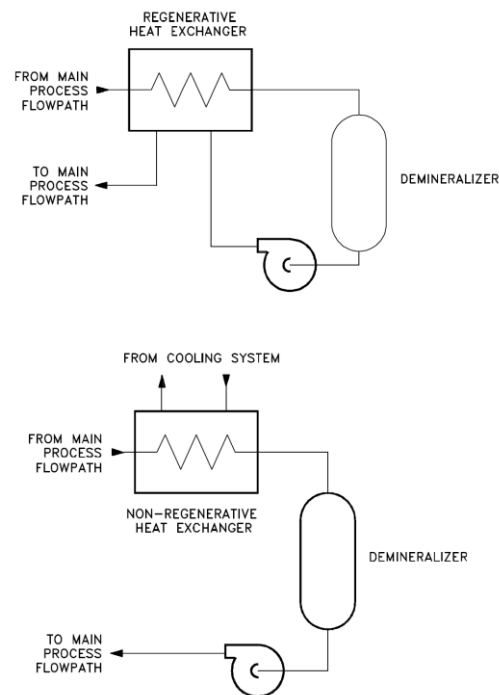


**Figura 2.4.** Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple

**Fuente:** Centro de Investigación en Energía. UNAM

## 2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR SU FUNCIÓN

De acuerdo a su función los intercambiadores de calor se dividen en regenerativos y no regenerativos y cuyo término se refiere básicamente a su funcionamiento.



**Figura 2.5.** Intercambiadores de calor regenerativo y no regenerativo

**Fuente:** Centro de Investigación en Energía. UNAM

### 2.2.1 REGENERATIVOS

Se los representa de esta manera cuando una porción del fluido del sistema principal es tomado con el objeto de que este ceda temperatura en el intercambiador y posteriormente es conducido hasta el sistema principal formando de esta manera un ciclo.

### 2.2.2 NO REGENERATIVOS

Es cuando un fluido de mayor temperatura es enfriado por otro de menor temperatura el mismo que pertenece a un sistema que se encuentra separado.

## 2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR POR LA FORMA DE CONSTRUCCIÓN

De acuerdo a su forma de construcción, se dividen en: intercambiadores de coraza y tubos y de placa.

### 2.3.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

El intercambiador está compuesto por un conjunto de tubos colocados de forma paralela, soldados a una placa para darles sujeción entre ellos y ubicados al interior de una carcasa cilíndrica conocida como coraza. En este, los fluidos que tienen mayor presión circulan al interior de los tubos y los de menor en la coraza.



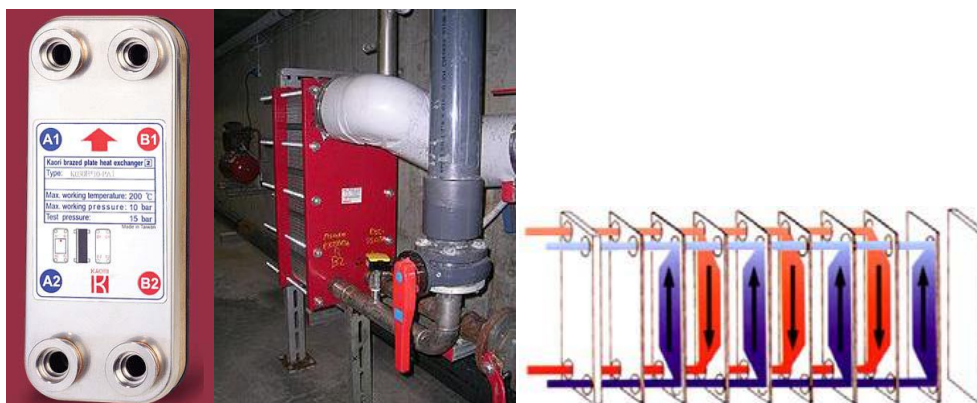
**Figura 2.6.** Intercambiador de calor de coraza y tubos

**Fuente:** ITESCAM México

### 2.3.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

El intercambiador está compuesto por una serie de placas finas corrugadas colocadas de forma intercalada por donde transitan dos fluidos, uno frío y otro caliente, la sumatoria de ellas confieren una gran área de transferencia térmica, por lo que le convierte en un intercambiador de gran

eficiencia, sin embargo su aplicación se la realiza para fluidos de presiones pequeñas.



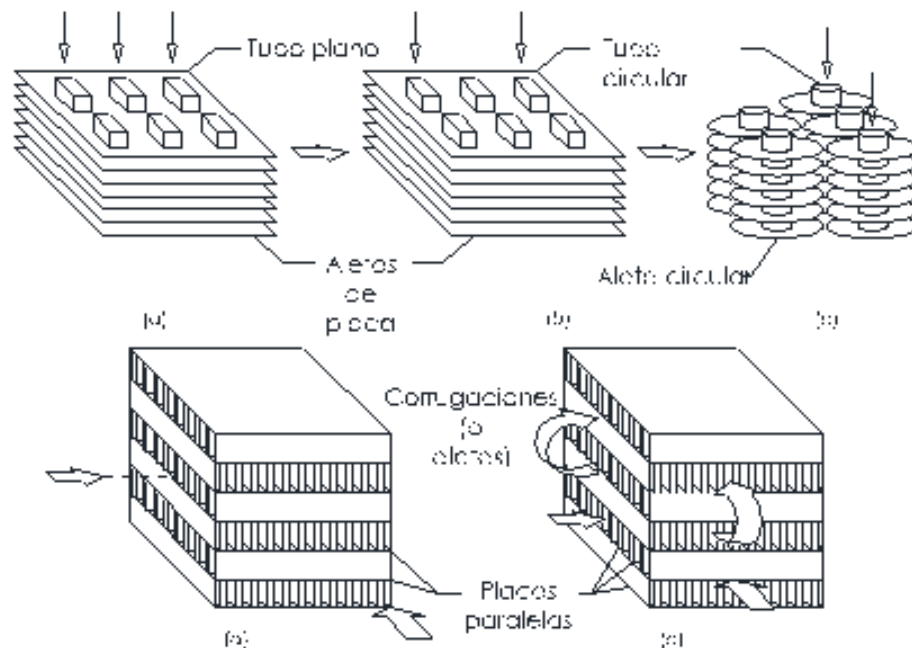
**Figura 2.7.** Intercambiador de calor de placas

**Fuente:** ITESCAM México

## 2.4 RECOMENDACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Conforme a la caracterización explicada anteriormente, a la literatura estudiada y al objeto que persigue la investigación, se desprende que, con el propósito de aumentar el área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, lo recomendable es utilizar intercambiadores de calor compactos o conocidos también como complejos de flujo cruzado, debido básicamente a que ocuparán espacios pequeños, cuyas dimensiones serán calculadas en el siguiente capítulo. De lo anotado por los autores, este tipo de intercambiadores son recomendables cuando al menos uno de los fluidos es gas, que para nuestro caso los fluidos serán aire frío que circulará por las placas y agua a elevada temperatura por los tubos [1], [5], [6], [7].

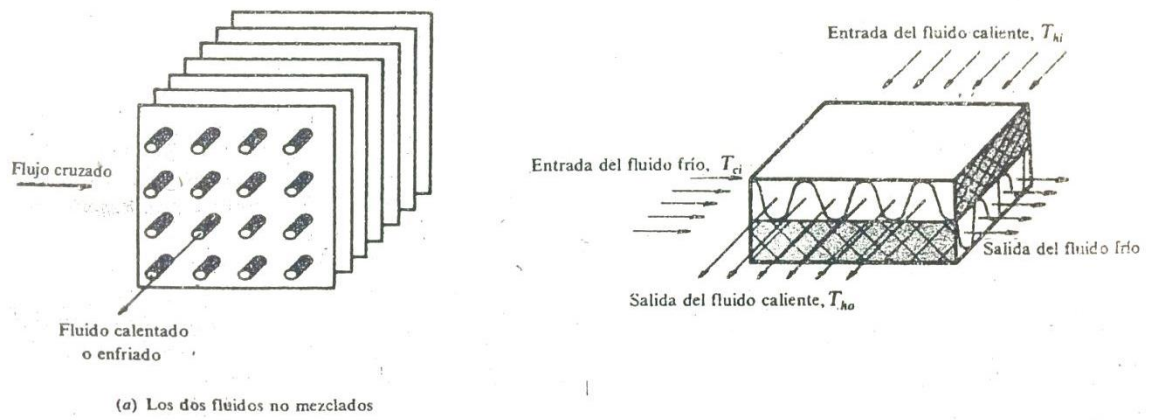
A continuación se presentan los intercambiadores de calor compactos o complejos:



**Figura 2.8:** Intercambiadores de calor compactos o complejos. (a) Tubos con aletas (tubos plano, aletas de placas continuas), (b) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas de placa continuas), (c) Tubos con aletas (tubos circulares, aletas circulares), (d) Aletas de placa (un solo paso), (e) Aletas de placa (multipaso).

**Fuente:** Fundamentos de Transferencia de Calor, Franck P. Incropera

A continuación se presenta el intercambiador de calor de flujo cruzado escogido, donde los fluidos fluyen formando ángulo recto uno con el otro, se puede observar que la corriente de aire circulará a través de las placas y los tubos, por lo que es “no mezclado”, debido a que estará confinado en canales separados por las placas, según realice el recorrido a través del intercambiador.



**Figura 2.9:** Intercambiador de calor de flujo cruzado

**Fuente:** Transferencia de Calor, D.R. Pitts



## **CAPITULO 3**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **3.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS**

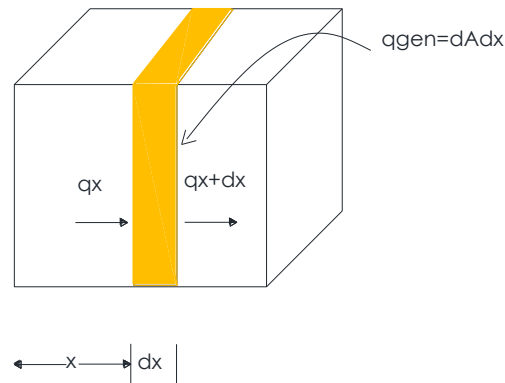
La transferencia de calor, puede definirse como el paso de energía térmica de un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura, bajo ciertas condiciones específicas, las tres formas o tipos de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación, de las cuales se presenta una breve introducción didáctica a continuación.

##### **Transferencia de Calor por Conducción.-**

Es transferencia de calor que se produce a través de un medio estacionario, mismo que puede ser un sólido, cuando existe una diferencia de temperatura. Los mejores conductores de calor son los metales, a diferencia del aire que es un mal conductor.

Cuando en un cuerpo existe un gradiente de temperatura, la experiencia muestra que hay una transferencia de energía desde la región a alta temperatura hacia la región de baja temperatura. Se dice que la energía se

ha transferido por conducción y que el flujo de calor por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura. [6].

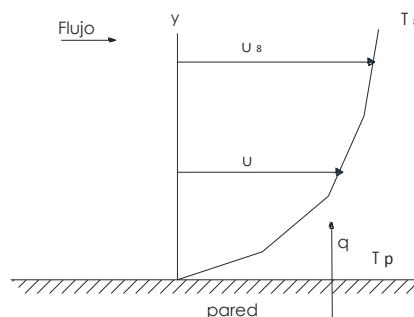


**Figura 3.1.** Transferencia de calor por conducción

**Fuente:** Holman, J. P., Transferencia de Calor, Octava Edición, McGraw - Hill, Interamericana de España, 1998

### **Transferencia de Calor por Convección.-**

La convección se caracteriza porque se produce por medio de un fluido (líquido o gas) que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas. La convección se produce únicamente por medio de materiales fluidos, a diferencia del anterior. Lo que se llama convección en sí, es el transporte de calor por medio del movimiento del fluido. Este movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia puede ser producida solo por la diferencia de densidades de la materia, o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, como es en nuestro caso, en el cual el aire empujado por un ventilador que será introducido al interior de la vivienda, este fenómeno se produce solo en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.



**Figura 3.2.** Transferencia de calor por convección

**Fuente:** Holman, J. P., Transferencia de Calor, Octava Edición, McGraw - Hill, Interamericana de España, 1998

### Transferencia de calor por radiación.-

Se puede atribuir a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos. En ausencia de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas, debido a que todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

Por lo tanto, nuestra investigación pretende, no sólo explicar cómo la energía térmica será transferida, sino también hará una predicción de la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

#### 3.1.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

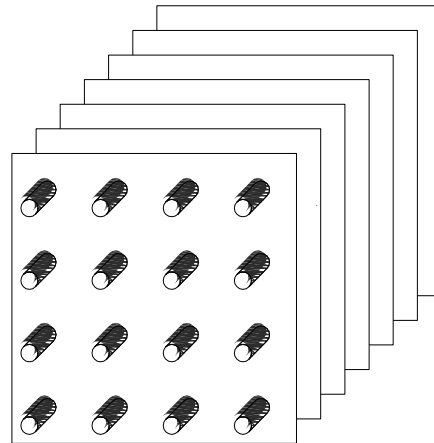
Cuando el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro, los dispositivos que permiten realizar esta tarea son los intercambiadores de calor.

Debido a que los intercambiadores de calor presentan una gran variedad de formas, tamaños, materiales y modelos, se debe seleccionar un tipo que se adapte mejor a las necesidades de la presente investigación. En función de las características de los diferentes intercambiadores analizados en el capítulo 2, se han tomado en cuenta las siguientes características o factores para definir el más apropiado:

- **Necesidades de transferencia de calor.-** Debido a que la acumulación de energía es a través de almacenamiento de la energía térmica solar, su disponibilidad estará restringida a la cantidad que podamos capturar de ella en el día, la misma que variará de acuerdo a las horas de sol pico proyectadas acorde al mes del año correspondiente, hay que considerar que para suministrar el calor requerido en la vivienda se requerirá una considerable cantidad de energía, solo así se logrará calentar el aire frío en la noche. En este sentido, el dispositivo en análisis debe tener la mayor área de transferencia de calor posible.
- **Costo.-** El dispositivo no puede ser de un alto costo, pues está enfocado a sectores de bajos recursos económicos, para ello, su construcción debe realizarse con relativa facilidad y con materiales disponibles en el mercado local.
- **Tamaño físico.-** Al estar ubicado al interior de una vivienda, se debe optimizar su tamaño, considerando que uno de los fluidos es aire y el otro agua.

Con el objeto de cumplir las características anteriores necesarias así como analizando los tipos de intercambiadores disponibles, se deduce que el más apropiado para nuestros requerimientos es el de placas y tubos de flujo cruzado, donde uno de los fluidos será agua y otro fluido aire, en el cual el primero pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de

dichos tubos formando un ángulo de 90°, se agregarán placas con el objeto de aumentar el área de transferencia de calor, a continuación se presenta el intercambiador de calor seleccionado.



**Figura 3.3.** Intercambiador de calor de flujo cruzado de placas y tubos.

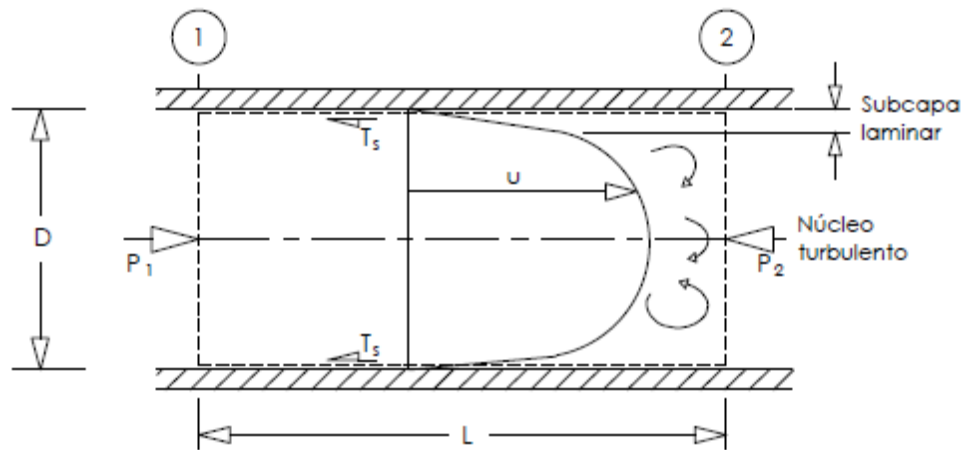
**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

### 3.1.2 ECUACIONES DE DISEÑO

Definido el tipo de intercambiador requerido, es necesario establecer el tipo de flujo que se presenta en su interior, y que, revisado el estado del arte, se deduce que el flujo será del tipo turbulento, debido a que se presentan condiciones de perturbación en el flujo del fluido.

Para desarrollar matemáticamente los conceptos de transferencia de calor en tubos, un importante concepto es el número de Reynolds, mismo que analizando las diferencias entre flujos laminar y turbulento se observa que el tipo de flujo depende del parámetro adimensional  $VD/v$ , donde  $V$  es la velocidad promedio del fluido en un tubo de diámetro  $D$  y  $v \equiv \mu_m/\rho$  es la viscosidad cinemática del fluido en movimiento,  $l$  es una longitud característica, generalmente el número de Reynolds se define como: [6].

$$Re \equiv \frac{Vl}{\nu} \quad (3.1)$$



**Figura 3.4.** Flujo turbulento en un tubo.

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

Otro concepto de interés es el número de Prandtl, el cociente  $\nu/\alpha$ , en cuyo desarrollo se observó que era el nexo de unión entre el perfil de velocidades y el de temperaturas y, por tanto, es un parámetro importante en todos los problemas de transferencia de calor por convección [1].

Estos dos conceptos son importantes, pues según J. P. Holman, se puede tener bastante confianza en la dependencia de la transferencia de calor con los números de Reynolds y Prandtl.

Es importante en cálculos posteriores, el número de Grashof, que es un número adimensional en mecánica de fluidos, mismo que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido, donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica,  $T_s$  es la temperatura de una superficie,  $T_\infty$  es la temperatura ambiente,  $L$  es una longitud característica,  $\nu$  es la viscosidad cinemática. [6].

$$Gr = \frac{g(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (3.2)$$

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl da como resultado el número de Rayleigh; un número adimensional que se utiliza en cálculos de transferencia de calor por convección natural. [6].

Existe una forma análoga del número de Grashof utilizada en convección natural por transferencia de masa.

$$Gr_c = \frac{g\beta(C_{a,s} - C_{a,a})L^3}{\nu^2} \quad (3.3)$$

En donde, donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $T$  significa temperatura constante,  $\rho$  es la densidad del fluido,  $L$  es una longitud característica,  $\nu$  es la viscosidad cinemática,  $C_a$  es la concentración de la especie  $a$ ,  $C_{a,s}$  es la concentración de la especie  $a$  en una superficie,  $C_{a,a}$  es la concentración de la especie  $a$  en el ambiente,  $p$  significa presión constante:

$$\beta^* = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial C_a} \right)_{T,p} \quad (3.4)$$

El número de Nusselt, así mismo es un concepto de utilidad posteriormente, este es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor, considerando si ésta ocurriera solamente por conducción.

Cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt es igual al valor de uno, para números de Rayleigh superiores a 1000, se

tiene que la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

$$= \frac{\text{transferencia de calor por convección}}{\text{transferencia de calor por conducción}} \quad (3.5)$$

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo, donde  $L$  es una longitud característica (para formas complejas se define como el volumen del cuerpo dividido entre su área superficial),  $k_f$  es como la conductividad térmica del fluido,  $h$  como el coeficiente de transferencia de calor

En flujo a lo largo de un tubo, una relación en la cual las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media volumétrica  $T_b$ , es la ampliamente utilizada ecuación de Dittus-Boelter, donde  $\overline{Nu}_D$  representa el coeficiente promedio de transferencia de calor,  $Re$  y  $Pr$  son los números de Reynolds y Prandtl respectivamente. [6].

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_D &\equiv \frac{\overline{h}D}{k} & (3.6) \\ &= (0.023)Re_D^{0.8}Pr^n \end{aligned}$$

donde:  $\overline{h}$  coeficiente promedio de transferencia de calor,  $D$  diámetro interno de la tubería,  $k$  coeficiente de pérdidas adimensional, y  $n =$   
 $\begin{cases} 0.4 \text{ para calentamiento del fluido} \\ 0.3 \text{ para enfriamiento del fluido} \end{cases}$

Esta ecuación es válida para  $10\,000 < Re_D < 120\,000$ ,  $0.7 < Pr < 120$  y  $L/D > 60$ . Es importante notar que esta ecuación se limita a los casos en los cuales la diferencia entre la temperatura superficial del tubo y la temperatura media volumétrica del fluido no sea mayor de  $10^\circ\text{F}$  para líquidos y  $100^\circ\text{F}$  o para gases. [6].



Para números de Prandtl mayores ( $0.7 < Pr < 16\,700$ ) y diferencias de temperaturas más altas, se recomienda la ecuación de Sieder – Tate, la cual además es adecuada cuando hay grandes cambios en el valor de la viscosidad. [6].

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = (0.023)Re_D^{0.8}Pr^{1/3} \left( \frac{u_b}{u_s} \right)^{0.14} \quad (3.7)$$

Esta ecuación es válida para  $Re_D > 10\,000$  y  $L/D > 60$  y puede utilizarse para calentamiento o para enfriamiento. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media volumétrica, con excepción de  $u_s$ , la cual se evalúa a la temperatura superficial. [6].

Las ecuaciones de esta sección son válidas para ductos no circulares, en los cuales el diámetro  $D$  se reemplaza por el diámetro hidráulico  $D_H$ .

### 3.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA

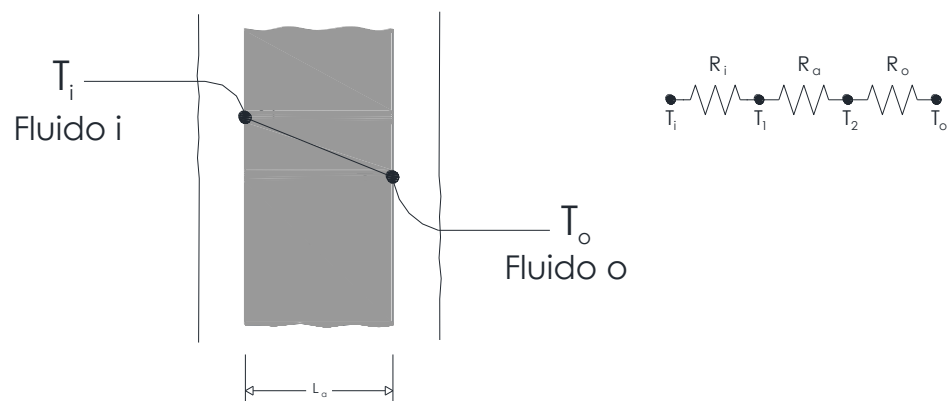
Para analizar el coeficiente global de transferencia de calor, un concepto importante es la ecuación de enfriamiento de Newton, la cual se puede expresar en la siguiente forma:

$$q = hA\Delta T \quad (3.8)$$

donde:  $h$  coeficiente de convección del calor de transferencia,  $A$  área normal a la dirección del flujo de calor,  $\Delta T$  diferencia de temperatura entre la superficie del sólido y el fluido.

Es conveniente a menudo expresar la tasa de transferencia de calor en situaciones que involucran simultáneamente convección y conducción calorífica reemplazando  $h$  por un coeficiente global de transferencia  $U$ .

Para el caso de una pared plana, como observamos en la figura siguiente, considerando una pared plana de material homogéneo y uniforme, de conductividad térmica constante, expuesto al contacto del fluido  $i$  de temperatura  $T_i$  de un lado, y del otro al fluido  $o$  de temperatura  $T_o$ , en general las temperaturas de los fluidos, suficientemente lejanos de la pared para no ser afectadas por la transferencia de calor, son conocidas y las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  no se especifican, tenemos en este caso [6]:



**Figura 4.5.** Transferencia de calor en una pared plana

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

$$\frac{q}{A} = \bar{h}_i(T_i - T_1) = \bar{h}_o(T_2 - T_o) \quad (3.9)$$

$$q = \frac{T_i - T_1}{1/\bar{h}_i A} = \frac{T_2 - T_o}{1/\bar{h}_o A} \quad (3.10)$$

Aquí la barra sobre  $h$  denota el valor promedio de toda la superficie

Para proceso de transferencia de calor en analogía con un circuito de resistencias eléctricas, la transferencia de calor global se calcula como el

cociente entre la diferencia total de temperaturas y la suma de las resistencias térmicas. [1].

Si  $R_a = L_a/K_aA$ , es la resistencia de conducción debida al material homogéneo a, como el flujo de calor de conducción dentro del sólido debe ser exactamente igual al flujo de calor de convección en el contorno se tiene [1].

$$\frac{q}{A} = \frac{T_i - T_o}{1/\bar{h}_i + L_a/k_a + 1/\bar{h}_o} = \frac{(\Delta T)_{global}}{A\Sigma R_t} \quad (3.11)$$

Si se define el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , por:

$$U \equiv \frac{1}{A\Sigma R_t} \quad (3.12)$$

Para cualquier forma geométrica se aplica que:

$$\frac{q}{A} = U(\Delta T)_{global} \quad (3.13)$$

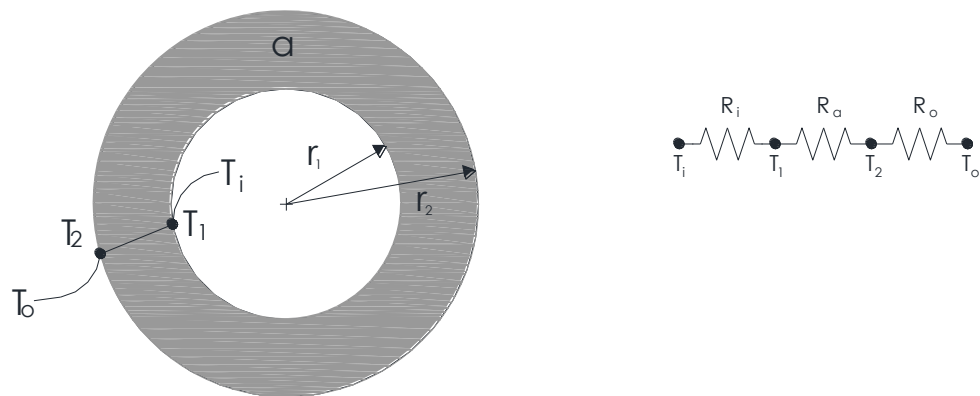
Para el caso de una pared plana tenemos:

$$U = \frac{1}{1/\bar{h}_i + L_a/k_a + 1/\bar{h}_o} \quad (3.14)$$

Para el caso de una pared plana de capas múltiples a, b, ... ..,

$$U = \frac{1}{1/\bar{h}_i + L_a/k_a + L_b/k_b + \dots 1/\bar{h}_o} \quad (3.15)$$

Para el caso de sistemas radiales, como observamos en la figura, consideremos un sistema cilíndrico el cual consiste en una capa sencilla de material que tiene un flujo de convección interior tanto como exterior, considerando a  $T_2$  la temperatura en  $r_2$  y así sucesivamente [6]:



**Figura 3.6.** Transferencia de calor en un sistema cilíndrico.

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

$$q = \frac{(\Delta T)_{global}}{A \Sigma R_t} = \frac{T_i - T_o}{\Sigma R_t} \quad (3.16)$$

Las energías térmicas son:

$$R_i = \text{resistencia convectiva interna } R_t = \frac{1}{2\pi r_1 L \bar{h}_i}$$

$$R_a = \text{resistencia } R_t \text{ conductiva del material } a = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_a L}$$

$$R_o = \text{resistencia convectiva externa } R_t = \frac{1}{2\pi r_2 L \bar{h}_o}$$

En estas expresiones  $L$  es la longitud del sistema cilíndrico, sumando resistencias térmicas:

$$\Sigma R_t = \frac{1}{2\pi r_1 L \bar{h}_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_a L} + \frac{1}{2\pi r_2 L \bar{h}_o} \quad (3.17)$$

Por definición  $U = 1/(A\Sigma R_t)$ ,  $A$  se acostumbra tomar el área de la superficie exterior  $A_o = 2\pi r_2 L$ , donde:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 \bar{h}_i} + \frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{1}{\bar{h}_o}} \quad (3.18)$$

Aquí el subíndice  $o$  se refiere al hecho de que  $U_o$  se toma con base en el área de la superficie exterior del cilindro.

Para un sistema cilíndrico de capas múltiples que tienen  $n - 1$  capas materiales:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_n}{r_1 \bar{h}_i} + \frac{r_n \ln(r_2/r_1)}{k_{1,2}} + \dots + \frac{r_n \ln(r_n/r_{n-1})}{k_{n-1,n}} + \frac{1}{\bar{h}_o}} \quad (3.19)$$

Aquí los subíndices  $k$  se refieren a los radios que comprenden la capa respectiva.

Así, para intercambiadores de calor se tiene que el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , es proporcional al recíproco de la suma de las resistencias térmicas, tenemos para las configuraciones más corrientes:

Pared plana:

$$U = \frac{1}{1/h_o + L/k + 1/h_i} \quad (3.20)$$

Pared cilíndrica:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.21)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{r_i}{r_o h_o}} \quad (3.22)$$

Aquí los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior de la pared, respectivamente, se debe notar que es importante que en el caso de una pared cilíndrica, el área de convección es diferente para los dos fluidos, en consecuencia el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial deben ser compatibles, es decir: [6].

$$q = U_o A_o \bar{\Delta T} = U_i A_i \bar{\Delta T} \quad (3.23)$$

Para el diseño preliminar de intercambiadores de calor, es conveniente estimar los coeficientes globales de transferencia de calor y se pueden tomar de tablas; la gran amplitud de los valores citados debe ser por la diversidad de materiales que tienen diferentes conductividades térmicas, condiciones de flujo y también la configuración geométrica.

### 3.3 HAZ DE TUBOS EN FLUJO TRANSVERSAL

#### 3.3.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN INTERCAMBIADOR

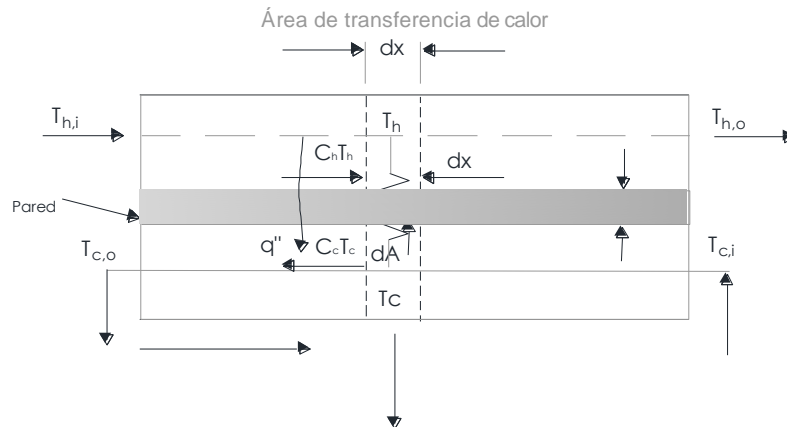
Para analizar la transferencia de calor de un intercambiador, se debe relacionar: la velocidad de transferencia de calor  $q$ , la superficie de transferencia de calor  $A$ , la tasa de capacidad calorífica  $C$  de cada fluido, el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , y las temperaturas terminales de fluidos; utilizando dos relaciones básicas para este fin: [8].

- 1) Balance de energía sobre la base de la primera ley de la termodinámica,
- 2) Ecuaciones de velocidad de transferencia de calor:

2.1) Ecuaciones de velocidad de entalpía para cada uno de los dos fluidos:  $q = q_j = \dot{m}_j \Delta h_j$ ,

2.2) Ecuación de velocidad de transferencia de calor:  $q = UA\Delta T_m$

Considerando un intercambiador de dos fluidos, con el objeto de llegar a relacionar las variables involucradas con el rendimiento térmico de este intercambiador, se desarrolla el esquema presentado en la figura siguiente, sin embargo se considera que el esquema y las ecuaciones de balance para disposiciones de intercambiador de flujo puede ser diferente, pero el modelado básico sigue siendo el mismo; este análisis busca introducir variables importantes para el análisis de un intercambiador de calor: [8].



**Figura 3.7.** Esquema para modelado de variables involucradas con el rendimiento térmico

**Fuente:** Shah, 1983

Dos ecuaciones diferenciales de conservación de energía (basadas en la primera ley de la termodinámica) se pueden combinar de la siguiente manera para volúmenes de control asociados con el elemento diferencial de área  $dA$  para el flujo en estado estacionario, un sistema adiabático global, y cambios de energía potencial y cinética despreciables: [8].

$$dq = q'' dA = -C_h dT_h = -C_c dT_c \quad (3.24)$$

Los signos negativos en esta ecuación son el resultado de  $T_h$  y  $T_c$  disminuyendo con el aumento de  $A$ ,  $dq$  es la velocidad de transferencia de calor del fluido caliente al frío,  $C = \dot{m}c_p$  es la tasa de capacidad de calor del fluido,  $\dot{m}$  es la velocidad del flujo del fluido,  $C_p$  es el calor específico del fluido a presión constante,  $T$  es la temperatura del fluido, y los subíndices  $h$  y  $c$  denotan el fluido caliente y frío respectivamente. Nótese que la expresión  $\dot{m}c_p = C$  aparece en la ecuación 3.24:

En general, para cualquier cambio de estado isobárico, la ecuación 3.24, puede ser reemplazada por:



$$dq = -\dot{m}_h dh_h = -\dot{m}_c dh_c \quad (3.25)$$

Donde h es la entalpía específica del fluido.

La ecuación de la velocidad de transferencia de calor global para el área de superficie dA es:

$$dq = U(T_h - T_c)_{local} dA = U\Delta T dA \quad (3.26)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor local.

Dos ecuaciones básicas pueden ser escritas sobre una base global para todo el intercambiador de la siguiente manera:

$$q = \int C dT = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.27)$$

$$q = \int U\Delta T dA = U_m A \Delta T_m \quad (3.28)$$

Aquí los subíndices i y o denotan entrada y salida, respectivamente;  $T_{h,o}$  y  $T_{c,o}$  representan las temperaturas de salida;  $U_m$  y  $T_m$  son la media general del coeficiente de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media del intercambiador, respectivamente.

Se desprende de las ecuaciones 3.27 y 3.28 el estado de equilibrio del comportamiento del intercambiador de calor global adiabático puede ser presentado de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} T_{h,o}, T_{c,o} \text{ o } q \\ = \Phi(T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c, U, A, \text{arreglo del flujo}) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Dónde  $T_{h,o}, T_{c,o}$  o  $q$ ; son variables dependientes y  $T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c$ ; son variables operación y  $U, A$ , arreglo del flujo; son variables de diseño.

Para el análisis de intercambiador de calor, es difícil entender y trabajar con tanto número de variables y parámetros como se indica en la ecuación 3.29.

Desde el análisis dimensional, tres grupos adimensionales se formulan a partir de seis independientes y una o más variables dependientes de la ecuación 3.29. El número reducido de variables y parámetros adimensionales simplifica mucho el análisis, además de proporcionar una comprensión clara del comportamiento, y los resultados se pueden presentar en formas de gráficos y tablas más compactos. La forma específica de estos grupos es, en cierta medida opcional. Dentro de estas opciones tenemos, dependiendo del método de transferencia de calor: La eficacia - número de unidades de transferencia de calor, método  $\epsilon - NTU$  o  $P - NTU$ ; la diferencia media de temperatura MTD; la eficacia de la diferencia de temperatura media de la eficacia - efectividad de temperatura, método  $\Psi - P$ , y el método  $P_1 - P_2$ .

La ecuación 3.26 puede ser presentada mediante una integral como:

$$\int q \frac{dq}{\Delta T} = \int A U dA \quad (3.30)$$

Ahora definimos la diferencia de temperatura media y el coeficiente global de transferencia de calor usando los términos de la ecuación 3.30:

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{q} \int q \frac{dq}{\Delta T} \quad (3.31)$$

$$U_m = \frac{1}{A} \int A U dA \quad (3.32)$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.31 y 3.32 en 3.30 tenemos:

$$q = U_m A \Delta T_m \quad (3.33)$$

Aquí  $U_m$  es el coeficiente de transferencia de calor global medio, y  $T_m$  es la verdadera (o efectiva) diferencia de temperatura media.

En general, el coeficiente global de transferencia de calor se trata como constante en el intercambiador de calor para el análisis, designándolo como  $U$ . Entonces la ecuación 3.28 se expresa:

$$q = U A \Delta T_m \quad (3.34)$$

Nótese que si  $U$  se trata como constante entonces integrando la ecuación 3.26:

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int A \Delta T dA \quad (3.35)$$

El rango de temperatura para un fluido se refiere como su aumento de la temperatura real  $\Delta T$  dentro del intercambiador. Los rangos de temperatura para fluidos calientes y fríos en el intercambiador son  $\Delta T_h = T_{h,i} - T_{h,o}$  y  $\Delta T_c = T_{c,o} - T_{c,i}$ , respectivamente [8].

### 3.3.2 HAZ DE TUBOS EN FLUJO TRANSVERSAL

En muchos casos se requieren intercambiadores que transfieren calor desde cilindros sometidos a un flujo transversal, en cuyos casos se complica el intercambio de calor por convección debido a la separación del flujo. La analogía de Reynolds, no es aplicable debido a que el arrastre por perfil puede ser sensiblemente mayor que el arrastre por cortadura, por lo que la mayor parte de los cálculos de transferencia de calor para problemas de este tipo se basan en ecuaciones de correlación empíricas. [6].




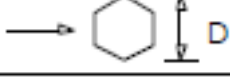

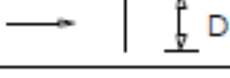
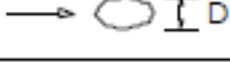
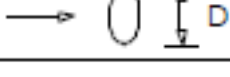
Debido a que muchas de las disposiciones de los intercambiadores de calor constan de múltiples filas de tubos, las características de la transferencia de calor para haces de tubos tiene un interés práctico importante. [1].

En el caso de estos intercambiadores, las estelas de los tubos localizados aguas arriba influyen sobre la rapidez de transferencia de calor y las características del flujo sobre los tubos situados aguas abajo, para los primeros tubos se presentan variaciones tubo a tubo y después no se evidencian cambios perceptibles. [6].

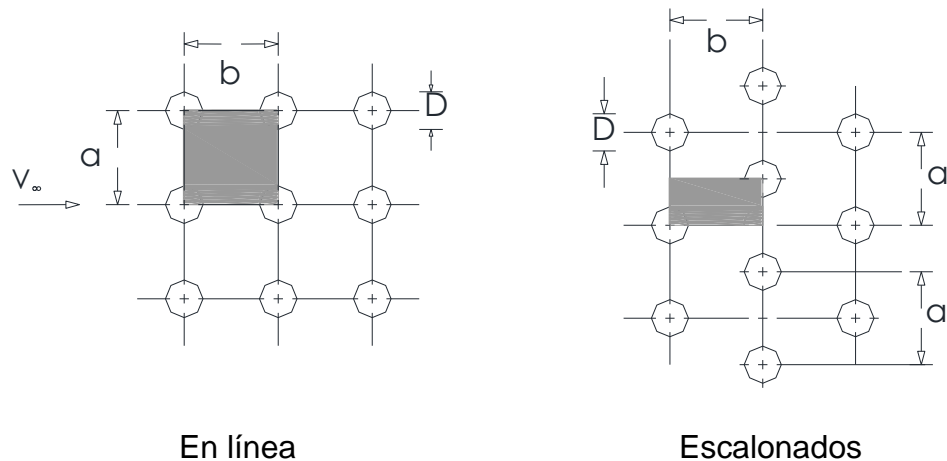
E. D. Grimson estudió las características de la transferencia de calor de haces de tubos al tresbolillo y en línea y, basándose en la correlación de los resultados de diversos investigadores, quien encontró que el coeficiente promedio de transferencia de calor para haces de por lo menos 10 tubos de profundidad en la dirección del flujo está dado por: [1], [6].

$$\frac{\bar{h}D}{k_f} = C_1(Re_{m\acute{a}x})^n \quad (3.36)$$

**Tabla 3.1.** Coeficientes para transferencia de calor de haces de tubos al tresbolillo y en línea

Configuración	$Re_{D,1}$	C	n
	0.4 a 4 4 a 40 40 a 4000 4.000 a 40 000 40 000 a 400 000	0.989 0.911 0.683 0.193 0.0266	0.330 0.385 0.466 0.618 0.805
	2500 a 7500 5000 a 100 000	0.261 0.222	0.624 0.588
	2500 a 8000 5000 a 100 000	0.160 0.092	0.699 0.675
	5000 a 19500 19500 a 100 000	0.144 0.035	0.638 0.782
	5000 a 100 000	0.138	0.638
	4000 a 15000	0.205	0.731
	2500 a 15 000	0.224	0.612
	3000 a 15 000	0.085	0.804

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum



**Figura 3.8.** Disposición de tubos en línea y escalonados

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

Donde  $Re_{m\acute{a}x} = V_{m\acute{a}x}D/v_f$  y las constantes  $C_1$  y  $n$  se dan en la tabla 2. La velocidad máxima,  $V_{m\acute{a}x}$ , ocurre en el pasaje mínimo de flujo. En relación con las celdas unitarias sombreadas en la Figura 8, se observa que el pasaje mínimo para haces de tubos en línea es igual a  $a - D$ , de modo que por continuidad [6].

$$V_{max} = \frac{V_{\infty}a}{a - D} \quad (3.37)$$

Para haces escalonados, el pasaje mínimo es el menor valor entre  $(a - D)/2$  y  $\sqrt{((\frac{a}{2})^2 + b^2) - D}$  (la diagonal) y  $V_{m\acute{a}x}$ , es igual a  $V_{\infty}a/2$  dividido por este menor valor [6].

Para haces de tubos que tienen menos de 10 tubos en la dirección del flujo, Kays y Lo, obtuvieron los coeficientes de corrección que se dan en la Tabla 3, donde  $\bar{h}_{10}$  se expresa mediante: [6].

**Tabla 3.2.** Coeficientes para diferentes relaciones geométricas entre tubos en línea y escalonados

Configuración	a/D							
	1.25		1.50		2		3	
	$C_1$	n	$C_1$	n	$C_1$	n	$C_1$	n
Tubos en línea:								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Tubos escalonados:								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

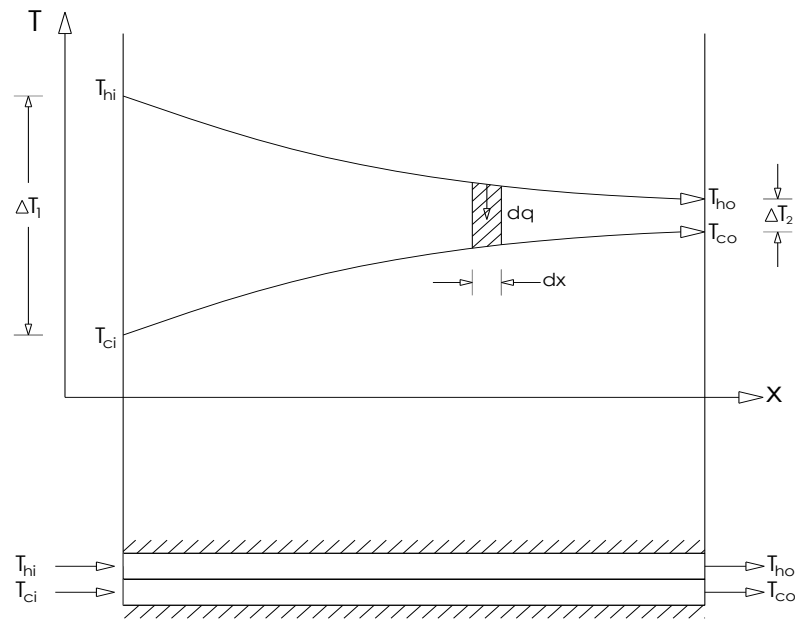
**Tabla 3.3.** Relaciones de  $\bar{h}$  par tubos en línea y escalonados

	Relación de $\bar{h}/\bar{h}_p$								
	Número de tubos								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Escalonados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

### 3.3.3 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA

Un concepto importante para análisis es el de definir el incremento  $\Delta T$ . Considérese por ejemplo, un intercambiador de placa plana y flujo paralelo, cuyos perfiles de temperatura se muestran en la figura siguiente.



**Figura 3.9.** Diferencia media logarítmica de temperatura

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

Haremos las siguientes suposiciones [6].

1.  $U$  es constante a través de todo el intercambiador.
2. El sistema es adiabático; existe intercambio de calor únicamente entre los dos fluidos.
3. Las temperaturas de los dos fluidos son constantes en una sección transversal determinada y se pueden representar mediante las temperaturas medias volumétricas.
4. Los calores específicos de los fluidos son constantes.

Con base en estas suposiciones, la rapidez de transferencia de calor entre el fluido caliente y el fluido frío para una longitud diferencial  $dx$  es [6]:



$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (3.39)$$

Ya que  $dA$  es igual al producto de la longitud  $dx$  por una anchura constante. La energía ganada por el fluido frío es igual a la energía cedida por el fluido caliente, es decir,

$$dq = \dot{m}_c c_c dT_c = -\dot{m}_h c_h dT_h \quad (3.40)$$

Donde  $\dot{m}$  es la rapidez del flujo de masa y  $c$  es el calor específico. Si despejamos los diferenciales de temperatura de las ecuaciones  $dq = \dot{m}_c c_c dT_c = -\dot{m}_h c_h dT_h$  y los restamos obtenemos:

$$d(T_h - T_c) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) dq \quad (3.41)$$

La eliminación de  $dq$  entre  $dq = U(T_h - T_c)dA$ ,  $d(T_h - T_c) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) dq$  conduce a

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) dA \quad (3.42)$$

La cual se integra para dar:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) \quad (3.43)$$

Donde los términos  $\Delta T$  son los que se indican en la figura 9.

A partir del balance de energía para cada fluido se obtiene,

$$\dot{m}_h c_h = \frac{q}{(T_{hi} - T_{ho})} \quad \dot{m}_c c_c = \frac{q}{(T_{co} - T_{ci})} \quad (3.44)$$

Y al sustituir estas expresiones en  $\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right)$  tenemos:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA \frac{(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{co} - T_{ci})}{q} \quad (3.45)$$

O, en función de las diferencias de temperatura en los extremos,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.46)$$

Comparando este resultado con la ecuación  $q = UA \overline{\Delta T}$ , notamos que:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \equiv \Delta T_{ml} \quad (3.47)$$

Esta diferencia promedio efectiva de temperatura se denomina diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT). Puede demostrarse fácilmente que los subíndices 1 y 2 pueden ser intercambiados sin que cambie el valor de  $\Delta T_{ml}$ ; en consecuencia, la designación de los extremos para ser utilizados en  $q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$  y  $\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \equiv \Delta T_{ml}$  es arbitraria. [6].

También se puede comprobar que las ecuaciones  $q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$  y  $\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \equiv \Delta T_{ml}$  puede utilizarse para otros intercambiadores de un solo paso, tales como el de placa plana en contraflujo y el de doble tubo en flujo paralelo o en contraflujo. Además, estas ecuaciones son válidas para evaporadores y condensadores de un solo paso, con flujo paralelo o contraflujo, donde uno de los fluidos permanece a temperatura constante. [6].

**Tabla 3.4.** Valores de U para diferentes elementos

Combinación de fluidos	U	
	Btu/hr-pie <sup>2</sup> -°F	W/m <sup>2</sup> -K
Aceite a aceite	30-55	170-312
Sustancias orgánicas a		
sustancias orgánicas	10-60	57-340
Vapor de agua a:		
Soluciones acuosas	100-600	567-3400
Aceite combustible, pesado	10-30	57-170
Liviano	30-60	170-340
Gases	5-50	28-284
Agua	175-600	993-3400
Agua a:		
Alcohol	50-150	284-850
Salmuera	100-200	567-1135
Aire comprimido	10-30	57-170
Alcohol condensado	45-120	255-680
Amoníaco condensado	150-250	850-1420
Freón 12 condensado	80-150	454-850
Aceite condensado	40-100	227-567
Gasolina	60-90	340-510
Aceite lubricante	20-60	113-340
Solventes orgánicos	50-150	284-850
Agua	150-300	850-1700

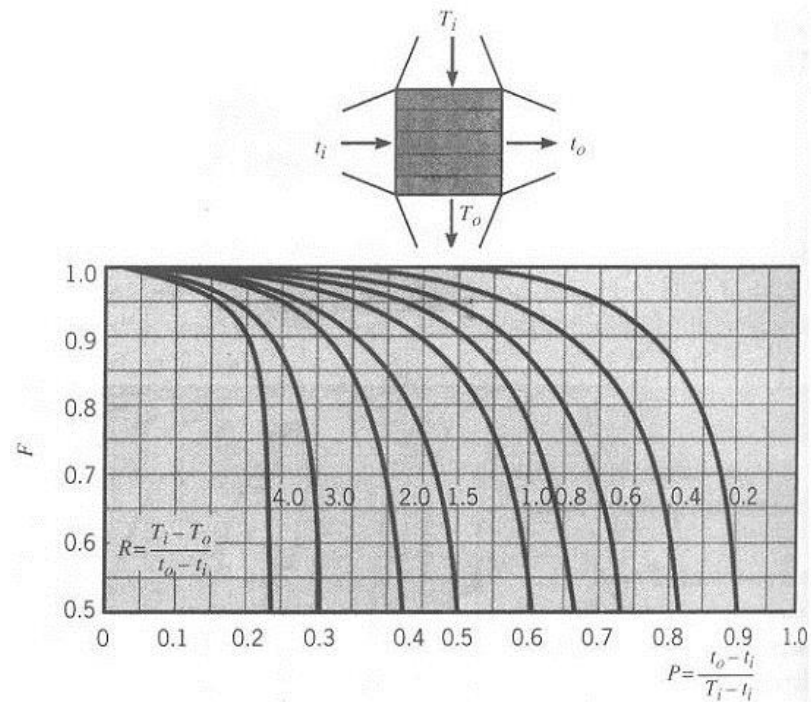
**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

Para los intercambiadores de calor más complejos, como los que incluyen tubos múltiples, varios pasos por la carcasa o flujo cruzado, la determinación de la diferencia promedio efectiva de temperatura es tan difícil que la práctica usual consiste en modificar (10.1) mediante un factor de corrección F, en la forma [6].

$$q = UAF\Delta T_{ml} \quad (3.48)$$

Aquí se considera que  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia promedio efectiva de temperatura para un intercambiador de doble tubo en contraflujo con las mismas temperaturas a la entrada y a la salida de los fluidos que en el diseño más complejo.

Acorde a la aplicación a utilizar deberá escogerse la tabla que representen los factores de corrección para la configuración escogida, que para nuestro caso es la de flujo cruzado con los dos fluidos no mezclados.



**Figura 3.10.** Factores de corrección

**Fuente:** Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, Teoría y Problemas de Transferencia de Transferencia de Calor, Serie de Compendios Schaum

## **CAPITULO 4**

### **DESARROLLO EXPERIMENTAL**

#### **4.1 ELECCIÓN DE MATERIALES**

Los materiales que componen las viviendas en la sierra ecuatoriana, son de similares características en toda la región y serán detalladas a continuación en el numeral correspondiente. Por otro lado, para la fabricación del intercambiador, se ha considerado que los materiales que serán usados para su elaboración, sean económicos y se encuentren disponibles en el mercado local, a fin de asegurar una buena interacción entre sus componentes, garantizando la calidad del intercambiador y su fácil replicabilidad. Por tanto, los materiales a ser usados en su confección, así como el equipo deberán tener las siguientes características:

- Facilidad y disponibilidad en el mercado local.
- Tecnologías disponibles para la construcción del equipo.
- Economía de los materiales.
- Aplicación y usos del sistema.

#### **4.2 CONDICIONES DEL SISTEMA ENERGÉTICO**

El desarrollo del sistema, es basado en las condiciones de salida del sistema de acumulación térmica de la central solar de media temperatura del

laboratorio de Energía Renovable de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

#### 4.2.1 CONDICIONES DEL FLUIDO DE TRABAJO

Las características y condiciones de salida del fluido de trabajo que proviene del acumulador térmico, se detalla a continuación:

**Tabla 4.1.** Características y condiciones de la salida del fluido de trabajo que proviene del acumulador térmico

Tipo de fluido:	H <sub>2</sub> O
Temperatura de entrada al sistema de acumulación:	18°C
Temperatura a la salida del sistema de acumulación térmica:	140 °C
Flujo másico del fluido de trabajo:	0.017 kg/s
Entalpía del fluido a la salida del sistema de acumulación:	1125.23kJ/kg
Presión de operación:	361.54 kPa

**Fuente:** Proyecto central solar de media temperatura, Tesis Vega, J., Urrutia, .P, 2015

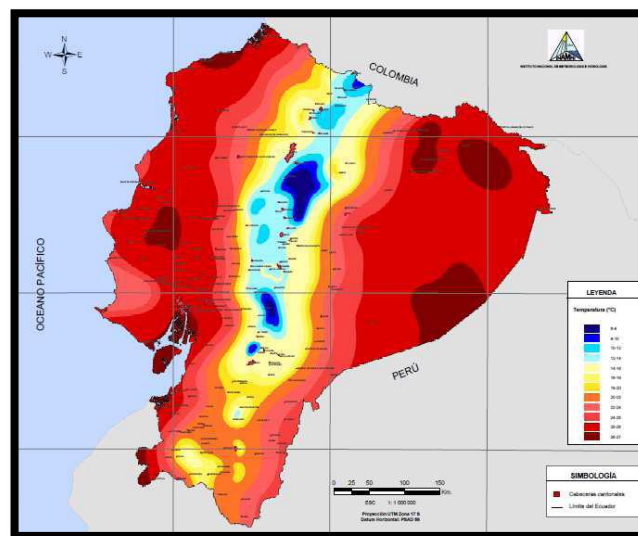
**NOTA:** el sistema de acumulación térmica de la central solar de media temperatura, está diseñado para un volumen de 450 litros, y el fluido de trabajo (H<sub>2</sub>O) puede trabajar en fase de vapor o liquido saturado.

#### 4.2.2 CONDICIONES DE LA VIVIENDA

El sistema energético será aplicado para el calentamiento de viviendas de la serranía ecuatoriana, ubicadas sobre los 3.000 m.s.n.m. donde se presentan climas templados a fríos, con precipitaciones frecuentemente sólidas, cuya arquitectura tiene como principal característica la conservación del calor en su interior, siendo estas compactas con pocas aberturas [9].

Según lo establecido en la Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador, página 10, el Ecuador mantiene 12 zonas térmicas de acuerdo a la temperatura

media anual registrada, como se lo puede observar en el mapa de isotermas del Ecuador, donde los rangos de temperatura para nuestra investigación, corresponde a la zona climática ZT1, con rangos de temperatura según los datos del INHAMI comprendidos entre 6 a 10 °C (identificados con color celeste), y humedades relativas medias comprendidas entre 63,52% a 80,44 %, a continuación se presenta lo señalado [10]:



**Figura 4.1.** Mapa de temperatura media multianual del Ecuador – Serie 1965-1999

**Fuente:** Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador, 2011

**Tabla 4.2.** Rangos de Temperatura de acuerdo a las zonas climáticas, según el mapa del INHAMI

Zona Climática	Rango de temperatura. Según datos del INHAMI
ZT1	6 -10 [°C]
ZT2	10 -14 [°C]
ZT3	14 -18 [°C]
ZT4	18 -22 [°C]
ZT5	22 -25 [°C]
ZT6	25 -27 [°C]

**Fuente:** Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador, 2011

**Tabla 4.3.** Datos de temperatura media, máxima y mínima para los sitios seleccionados. Datos proporcionados por el INHAMI

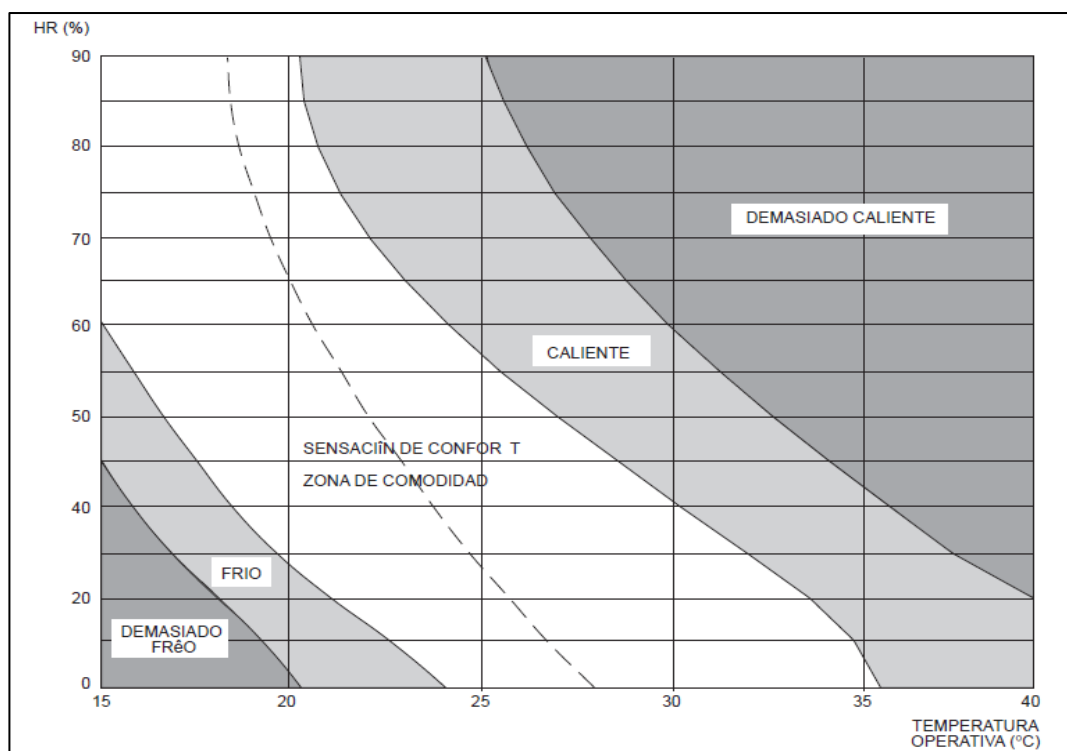
<b>PROMEDIO AÑOS 2000 -2008</b>					
<b>ESTACIÓN</b>		<b>VALOR ANUAL</b>			
		<b>Temperaturas Extremas °C</b>			<b>Humedad Relativa</b>
<b>COD / NOMBRE</b>	<b>PROVINCIA</b>	<b>Mínima</b>	<b>Media</b>	<b>Máxima</b>	<b>Media %</b>
M002 La Tola	PICHINCHA	9,41	15,57	22,82	76,58
M003 Izobamba	PICHINCHA	6,33	11,99	18,37	78,75
M004 Rumipamba	COTOPAXI	8,74	14,03	19,85	75,44
M005 Portoviejo	MANABÍ	21,13	25,11	30,75	76,98
M006 Pichilingue	LOS RÍOS	21,53	24,95	29,49	82,96
M007 Rocafuerte	NAPO	22,07	25,72	31,25	86,58
M008 Puyo	PASTAZA	17,12	20,77	26,09	87,13
M024 Quito-Iñaquito	PICHINCHA	9,62	14,94	21,18	68,12
M026 Puerto Ila	PICHINCHA	21,3	24,38	28,32	87,96
M031 Cañar	CAÑAR	7,46	11,93	16,84	76,35
M033 La Argelia Loja	LOJA	12,16	16,17	21,61	74,35
M037 Milagro	GUAYAS	21,86	25,39	29,44	79,24
M051 Babahoyo	LOS RÍOS	33,15	25,04	29,05	76,46
M103 San Gabriel	CARCHI	6,73	12,47	17,55	78,81
M105 Otavalo	IMBABURA	8,39	14,71	21,89	<b>80,44</b>
M133 Guaslan	CHIMBORAZO	8,34	13,97	15,04	<b>63,52</b>
M138 Paute	AZUAY	11,04	17,41	24,49	78,99
M153 Muisne	ESMERALDAS	21,37	25,06	27,4	85,61
M221 Galapagos	GALAPAGOS	21,54	24,25	27,92	81,84
M258 Quero Chico- Ambato	TUNGURAHUA	7,78	12,7	18,77	76,02
MA2V Guayaquil	GUAYAS	22,38	26,1	30,63	73,86

**Fuente:** Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador, 2011



Con los datos obtenidos de las tablas anteriores, se define la temperatura de confort al interior de vivienda con la cual se trabajará en el proyecto de investigación, tomado en consideración que según lo establece la norma ISO 7 [11], el confort térmico “es una condición mental en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico”, que depende de varios parámetros globales externos, como la temperatura del aire, la velocidad del mismo y la humedad relativa, y otros específicos internos como la actividad física desarrollada, la cantidad de ropa o el metabolismo de cada individuo.

Por tanto, de acuerdo a los valores obtenidos de humedad relativa media, ubicados en la tabla anterior, se obtiene un promedio entre los dos parámetros (mínimo= 63,52% y máximo= 80,44%) de HR= 71,98% que, con fines de cálculo para lectura en el gráfico de Temperaturas de Confort, esta deberá ser de 19 °C a 20°C al interior de viviendas ubicadas sobre los 3.000 metros.



**Figura 4.2.** Curvas de confort

**Fuente:** Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC – 11, Capítulo 13, Eficiencia Energética en la Construcción en Ecuador, 2011

Las condiciones de confort de la vivienda, no dependen únicamente de la temperatura y la humedad, se debe además considerar el recambio de aire en las viviendas, de tal manera que garantice la expulsión de aire viciado, manteniendo los niveles de temperatura y humedad en condiciones de confort.

El recambio de aire para distintas zonas en una vivienda, según lo establece la Guía de renovación de aire eficiente en el sector residencia en su página 18, viene dado por en la siguiente tabla [12]:

**Tabla 4.4.** Valores recomendados para el recambio de aire

Áreas de vivienda	m <sup>3</sup> /h	
Dormitorios	18	por ocupante
Aseo y Baños	54	por local
Cocinas	7.2	por m <sup>2</sup> útil
Zonas Comunes	2.52	por m <sup>2</sup> útil

**Fuente:** Guía de renovación de aire eficiente en el sector residencia, 2014

#### 4.2.3 TIPO DE VIVIENDA

El tipo de vivienda es unifamiliar de una planta, con un área útil de 48m<sup>2</sup>, compuesta por 2 dormitorios, 1 baño, sala comedor y cocina. Estructuralmente esta conformada por columnas de hormigón armado ( $f_y=4200 \text{ kg/cm}^2$ ;  $H_S=180 \text{ kg/m}^3$ ), con mampostería de bloque de hormigón  $e=10 \text{ cm}$ , cubierta de fibrocemento a dos aguas y piso de hormigón armado alisado. Las vigetas de cubierta, ventanas y puertas son de madera. A continuación se presenta el plano arquitectónico de la planta de la vivienda así como el corte A-A con el objeto de visualizar las áreas y alturas de entepiso. Los planos arquitectónicos restantes se presenta en el **Anexo 1**.



calor absorbido por los elementos de la vivienda para mantener la temperatura de confort.

- **Calor Generado:** calor requerido por la vivienda para mantener la temperatura de confort.

$$\dot{q}_{generado} = \dot{q}_{accesorios} - \dot{q}_{pérdidas} \quad (4.1)$$

#### 4.3.1 CÁLCULO CALOR GENERADO POR ACCESORIOS

Para el cálculo del calor generado por los accesorios, se han separado los sectores de la vivienda, y se han identificado las posibles cargas que estarían presentes en cada uno de los sectores, a continuación se detallan los accesorios y sus cargas según el sector de la vivienda:

**Tabla 4.5.** Calor generado por accesorios en dormitorio 1

<b>DORMITORIO 1</b>		
<b>ACCESORIO</b>	<b>CALOR GENERADO [W]</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
TV	60	
Radio	10	
Iluminación	20	(un foco de 20W)
DVD	10	
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>	

**Tabla 4.6.** Calor generado por accesorios en dormitorio 2

<b>DORMITORIO 2</b>		
<b>ACCESORIO</b>	<b>CALOR GENERADO [W]</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
TV	60	
Radio	10	
DVD	10	
Iluminación	20	(un focos de 20W)
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>	

**Tabla 4.7.** Calor generado por accesorios en el corredor

<b>CORREDOR</b>		
<b>ACCESORIO</b>	<b>CALOR GENERADO [W]</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
Iluminación	40	(dos focos de 20W)

**Tabla 4.8.** Calor generado por accesorios en la cocina

<b>COCINA</b>		
<b>ACCESORIO</b>	<b>CALOR GENERADO [W]</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
Iluminación	40	(dos focos de 20W)
Cafetera	200	
Refrigeradora	120	
Tostadora	100	
<b>TOTAL</b>	<b>460</b>	

El calor generado por los accesorios en los dormitorios es **200W**

El calor generado por los accesorios en la vivienda es de **700W**.

#### **4.3.2 CÁLCULO DEBIDO A PÉRDIDAS EN LA VIVIENDA**

Las pérdidas en la vivienda serán calculadas, tomando en consideración lo siguiente:

- Pérdidas por calentamiento en recambio de aire.
- Pérdidas por convección en las paredes de la vivienda.
- Pérdidas por convección y radiación en el techo de la vivienda.
- Pérdidas por conducción en el piso.

##### **4.3.2.1 CALOR POR PÉRDIDAS POR CALENTAMIENTO EN RECAMBIO DE AIRE**

Las pérdidas por calentamiento de aire ocurren debido a que un cierto volumen de aire debe ser renovado para mantener las condiciones de temperatura y humedad de confort en el interior de la vivienda. El volumen de aire de renovación, ingresa al sistema con una temperatura inferior que la

de confort, y por consiguiente se requiere calentarlo para mantener las condiciones establecidas en el sistema.

El calor debido al recambio o renovación de aire viene dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

donde,  $\dot{m}_{aire}$  es el flujo másico de aire de renovación,  $c_p$  Calor específico del aire, y  $\Delta T$  la Diferencia de Temperatura entre la entrada y salida del aire.

Para conocer la masa de aire de recambio requerida en el sistema, es necesario establecer los volúmenes de la vivienda, y luego en función de los valores establecidos para recambio de aire, se determinará el flujo másico ideal y por ende el calor por recambio de aire.

$$\dot{q}_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

- Temperatura del ambiente: 8°C
- Temperatura de confort: 20°C
- Calor específico del aire a presión constante: 1.005 kJ/kg °C

### **Cálculo de las áreas y volúmenes de la vivienda:**

En las siguientes tablas, se detallan los volúmenes de aire y áreas de la vivienda a ser estudiados y comprende específicamente el área de dormitorios, debido a que es el espacio donde los ocupantes de la vivienda necesitarán tener las condiciones de confort para su descanso, previsto de 20h00 a 6h00 (total 10 horas). Por lo que el diseño y la investigación se desarrollarán bajo estos parámetros.

Para lo cual, debido a que los dormitorios mantienen una pendiente en el techo, volumen de aire es variable, por lo que se sumará el volumen desde

el piso hasta la altura de inicio de pendiente y desde ese punto hasta el mas elevado en cada uno de los dormitorios.

**Tabla 4.9.** Cálculo de volumen de aire en dormitorios

CÁLCULO DE VOLUMES DE AIRE PARED					CÁLCULO DE VOLUMES DE AIRE PARED A TECHO					TOTAL
Descripción/LUGAR	L1	L2	Altura	[m3]	Descripción/LUGAR	L1	L2	Altura	[m3]	[m3]
Vol. D1	3	3	2,25	20,25	Vol. D1	3	3	1,13	10,13	30,38
Vol. D2	3	4	2,95	35,40	Vol. D2	3	4	0,375	4,50	39,90
										70,28

El flujo másico necesario para las habitaciones de la vivienda es de 0.06 kg/s, considerando según lo indica la guía de renovación de aire eficiente en el sector residencial se realizan 6 renovaciones por hora.

<b>Volumen</b>	<b>70,28 m3</b>
<b>Volumen total con renovación de aire</b>	<b>421,65 m3</b>
<b>Flujo volumetrico</b>	<b>421,65 m3/h</b>
<b>Flujo másico</b>	<b>0,18 kg/s</b>

$$\dot{q}_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \Delta T$$

$$\dot{q}_{aire} = 0.18 \cdot 1.005 \cdot (20 - 8) \cdot 1000$$

$$\dot{q}_{aire} = 2170.8W$$

Los cálculos de las áreas que componen los dormitorios se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 4.10.** Cálculo de áreas de componentes en dormitorios en m<sup>2</sup>

	PAREDES			PISO			TECHO		
	a	b	Total	a	b	Total	a	b	Total
Dormitorio 2	2,63	3	7,89	4	3	12	4	3,1	12,4
	2,63	3	7,89						
	2,25	4	9,00						
	0	0	0,00						
	<b>total</b>		<b>21,78</b>			<b>12</b>			
Dormitorio 1	3,375	3	10,13	3	3	9	4	3,1	12,4
	3,375	3	10,13						
	3,75	3	11,25						
			<b>31,50</b>			<b>9</b>			
<b>TOTAL</b>			<b>53,28</b>			<b>21</b>			<b>24,8</b>

### 4.3.2.2 CALOR POR PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN EN LAS PAREDES DE LA VIVIENDA

Para el análisis se ha considerado que la velocidad de viento de 1.2 m/s y el área de paredes de 53,28 m<sup>2</sup>, según lo obtenido en el la tabla anterior, con estos datos se obtiene el coeficiente de convección exterior, tomando en cuenta que la temperatura externa se encuentra en 8°C y la temperatura de pared al interior en

Coeficiente de convección exterior:

$$h_{\text{epared}} := 2.8 + 3 \cdot v_{\text{aire}} = 6.4 \quad \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

La pérdida de calor por convección exterior de la pared se obtiene con la fórmula 8.12 del libro Transferencia de Calor – D.R. Pitts, pag. 198:

$$Q_{\text{conv ep}} := A_{\text{pared}} \cdot h_{\text{epared}} \cdot (T_{\text{pa}} - T_{\text{apa}}) = 4.093 \times 10^3 \quad \text{Watts}$$

Cálculo del número de Grashof:

$$T_{\text{spa}} := \frac{T_{\text{pa}} + T_{\text{apa}}}{2} = 14 \quad \text{°C}$$

$$T_{\text{spa1}} := \left( T_{\text{spa}} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32 \text{°F}$$

$$T_{\text{spa1}} = 57.2 \quad \text{°F}$$

$$\mu := 1.82510^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \quad \text{Tabla Cengel transferencia de calor pag.736 viscosidad dinámica}$$

Transformación de temperatura a grados Fahrenheit:

$$T_{\text{pa1}} := \left( T_{\text{pa}} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{\text{apa1}} := \left( T_{\text{apa}} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{\text{pa1}} = 68 \quad \text{°F}$$

$$T_{\text{apa1}} = 46.4 \quad \text{°F}$$

Cálculo de la temperatura de referencia en °F:



$$T_{\text{refpa}} := T_{\text{spal}} + 0.38(T_{\text{pal}} - T_{\text{apal}})$$

$$T_{\text{refpa}} = 65.408 \quad ^\circ\text{F}$$

Transformación temperatura de referencia en  $^\circ\text{C}$ :

$$T_{\text{refpal}} := (T_{\text{refpa}} - 32) \cdot \frac{5}{9} = 18.56$$

$$\beta_{\text{pa}} := \frac{1}{T_{\text{refpal}}} \quad \text{Fórmula 8.2 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.196}$$

$$\beta_{\text{pa}} = 0.054^\circ\text{C}^{-1}$$

$$L_{\text{pa}} := 4\pi$$

$$g_{\text{r}} := 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\rho_{\text{p}} := 1.204 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Cálculo del número de Grashof:

*Fórmula 8.30 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.201*

$$\text{Grashop}_{\text{pa}} := \frac{g_{\text{r}} \cdot \beta_{\text{pa}} \cdot \rho_{\text{p}}^2 \cdot (T_{\text{pa}} - T_{\text{apa}}) \cdot L_{\text{pa}}^3}{\mu^2} = 1.765 \times 10^{12}$$

Cálculo del número de Nuselt:

$$K_{\text{p}} := 0.254 \frac{\text{Watts}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Nu} := 0.068 \text{Grashop}_{\text{pa}}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Fórmula 8.32 del Libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.203}$$

$$\text{Nu} = 821.778$$

$$h_{\text{ipa}} := \frac{\text{Nu} \cdot K_{\text{p}}}{L_{\text{pa}}} = 52.183 \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Por tanto:

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{ipa}}} + \frac{L_{\text{pa}}}{K_p} + \frac{1}{h_{\text{pared}}}}$$

$$U = 0.063$$

El calor perdido por las paredes será:

$$Q_{\text{perd}} := U \cdot A_{\text{pared}} \cdot (T_{\text{pa}} - T_{\text{apa}}) = 40.158 \text{ Watts}$$

#### 4.3.2.3 CALOR POR PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EN EL TECHO DE LA VIVIENDA

Área de la cubierta, velocidad de aire, emisividad del material y constante Boltzmann:

$$A_{\text{cub}} := 24.8 \text{ m}^2 \quad v_{\text{aire}} := 1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\varepsilon_{\text{cub}} := 0.88 \quad \text{Emisividad de cubierta de fibrolit}$$

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \quad \begin{array}{l} \text{Constante de Steffan Boltzmann} \\ \text{libro de Transferencia de calor - D.R. Pitts. Pag 262} \end{array}$$

$$T_{\text{cu}} := 20 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ac}} := 8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mc}} := \frac{20 + 8}{2}$$

$$T_{\text{mc}} = 14$$

$$T_{\text{abs}} := T_{\text{mc}} + 273 \text{ K}$$

$$h_{\text{rc}} := 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{\text{abs}}^3$$

$$h_{\text{rc}} = 4.718 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Pérdidas por radiación de la cubierta:

$$Q_P := A_{\text{cub}} \cdot h_{\text{rc}} \cdot (T_{\text{cu}} - T_{\text{ac}}) = 1.404 \times 10^3 \quad \text{Watts}$$

$$h_{\text{ec}} := 2.8 + 3 \cdot v_{\text{aire}} = 6.4 \quad \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$Q_{\text{conv}_{\text{ec}}} := A_{\text{cub}} \cdot h_{\text{ec}} \cdot (T_{\text{cu}} - T_{\text{ac}}) = 1.905 \times 10^3 \quad \text{Watts}$$

Cálculo del número de Grashof:

$$T_{s1} := \frac{T_{\text{cu}} + T_{\text{ac}}}{2} = 14 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\mu := 1.825 \cdot 10^{-5} \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \quad \text{Tabla del libro Transferencia de calor - Cengel, pag.736 viscosidad dinámica}$$

$$T_{s2} := \left( T_{s1} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{s2} = 57.2 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{c1} := \left( T_{\text{cu}} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{c1} = 68 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{ac}1} := \left( T_{\text{ac}} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{\text{ac}1} = 46.4 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{refc}} := T_{s2} + 0.38(T_{c1} - T_{\text{ac}1})$$

$$T_{\text{refc}} = 65.408 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{refc}1} := (T_{\text{refc}} - 32) \cdot \frac{5}{9} = 18.56 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\beta_c := \frac{1}{T_{\text{refc}1}} \quad \text{Fórmula 8.2 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.196}$$

$$\beta_c = 0.054$$

$$L_c := 6.34 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_c := 1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$g_r := 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Grashop}_c := \frac{g_r \cdot \beta_c \cdot \rho_c^2 \cdot (T_{cu} - T_{ac}) \cdot L_c^3}{\mu^2} = 6.994 \times 10^{12} \quad \text{Fórmula 8.30 del libro de calor - D.R. Pitts pag 201}$$

Coefficiente de conductividad térmica:

$$K_c := 0.25 \cdot \frac{\text{Watts}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_c := 0.1; \quad \text{Nu} := 0.068 \text{Grashof}_c^{\frac{1}{3}} \quad \text{Fórmula 8.32 del libro Transferencia de calor - D.R. Pitts pag. 203}$$

$$\text{Nu} = 1.3 \times 10^3$$

$$h_i := \frac{\text{Nu} \cdot K_c}{L_c}$$

$$h_i = 52.067$$

Coefficiente global de transferencia para paredes planas:

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_c}{K_c} + \frac{1}{h_{ec}}}$$

$$U = 0.04$$

$$Q_{\text{perd}_{\text{conv}}} := U \cdot A_{\text{cub}} \cdot (T_{cu} - T_{ac}) = 11.832 \quad \text{Watts}$$

$$Q_{\text{perdtotales}} := Q_{\text{perd}_{\text{conv}}} + Q_P = 1.416 \times 10^3 \quad \text{Watts}$$

#### 4.3.2.4 CALOR POR PÉRDIDAS POR CONDUCCIÓN EN EL PISO

Área de piso y velocidad de aire:

$$v_{\text{aire}} := 1.2 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A_{\text{piso}} := 21 \quad \text{m}^2$$

Coeficiente de convección exterior:

$$h_{ep} := 2.8 + 3 \cdot v_{aire} = 6.4 \quad \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

$$T_{pi} := 20 \quad \text{°C}$$

$$T_{api} := 8 \quad \text{°C}$$

Pérdidas de calor por convección exterior del piso:

*Fórmula 8.12 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag. 198*

$$Q_{conv_{ep}} := A_{piso} \cdot h_{ep} \cdot (T_{pi} - T_{api}) = 1.613 \times 10^3 \quad \text{Watts}$$

Cálculo del número de Graso:

$$T_{spi} := \frac{T_{pi} + T_{api}}{2} = 14 \quad \text{°C}$$

$$T_{spi1} := \left( T_{spi} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32 \quad \text{°F}$$

$$T_{spi1} = 57.2 \quad \text{°F}$$

Tabla del libro de Cengel Transferencia de Calor, pag. 736 Viscosidad dinámica:

$$\mu := 1.825 \cdot 10^{-5} \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Transformación temperatura a grados Fahrenheit:

$$T_{pi1} := \left( T_{pi} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{pi1} = 68 \quad \text{°F}$$

$$T_{api1} := \left( T_{api} \cdot \frac{9}{5} \right) + 32$$

$$T_{api1} = 46.4 \quad \text{°F}$$

Cálculo de la temperatura de referencia en °F:

$$T_{\text{refpi}} := T_{\text{spi1}} + 0.38(T_{\text{pi1}} - T_{\text{api1}})$$

$$T_{\text{refpi}} = 65.408 \quad ^\circ\text{F}$$

Transformación de temperatura de referencia a °C

$$T_{\text{refpi1}} := (T_{\text{refpi}} - 32) \cdot \frac{5}{9} = 18.56 \quad ^\circ\text{C}$$

Coefficiente de expansión volumétrica:

*Fórmula 8.2 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.196*

$$\beta_{\text{pi}} := \frac{1}{T_{\text{refpi1}}}$$

$$\beta_{\text{pi}} = 0.054 \quad ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$L_{\text{pi}} := 4 \quad \text{m}$$

$$g_r := 9.8 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\rho_p := 1.204 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Cálculo del número de Grashof:

*Fórmula 8.30 del libro Transferencia de calor - D. R. Pitts pag.201*

$$\text{Grashop}_{\text{pi}} := \frac{g_r \cdot \beta_{\text{pi}} \cdot \rho_p^2 \cdot (T_{\text{pi}} - T_{\text{api}}) \cdot L_{\text{pi}}^3}{\mu^2} = 1.765 \times 10^{12}$$

Cálculo del número de Nuselt:

*Ecuación 8.33 del libro de Transferencia de calor - D.R. Pitts pag.203*

$$K_p := 0.25 \cdot \frac{\text{Watts}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Nu} := 0.068 \text{Grashop}_{\text{pi}}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Nu} = 821.778$$

$$h_{ip} := \frac{Nu \cdot K_p}{L_{pi}} = 52.183 \quad \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_{ip}} + \frac{L_{pi}}{K_p} + \frac{1}{h_{ep}}}$$

$$U = 0.063$$

$$Q_{perd} := U \cdot A_{piso} \cdot (T_{pi} - T_{api}) = 15.826 \quad \text{Watts}$$

### 4.3.3 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

#### Balance Energético de la vivienda

$$\dot{q}_{entra} - \dot{q}_{sale} = \dot{q}_{generado}$$

$$\dot{q}_{accesorios} - \left( \dot{q}_{perdidas} \right) = \dot{q}_{generado}$$

#### Calor debido a pérdidas

$$\dot{q}_{perdidas} = \dot{q}_{aire} + \dot{q}_p + \dot{q}_t + \dot{q}_s$$

$$\dot{q}_{perdidas} = 2170.80 + 40.158 + 1416 + 15.826$$

$$\dot{q}_{perdidas} = 3642.784W$$

#### Calor requerido para el intercambiador

$$\dot{q}_{generado} = \dot{q}_{accesorios} - \dot{q}_{pérdidas}$$

$$\dot{q}_{generad} = 200 - 3642.784$$

$$\dot{q}_{generado} = -3442.784W$$

El calor requerido en el intercambiador de calor es de 3442.784 W para conservar la temperatura de confort en los dormitorios.

#### 4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR

Para el dimensionamiento del intercambiador se consideran las siguientes variables:

- Calor generado en el intercambiador.
- Flujo másico del fluido de trabajo.
- Temperatura de entrada y salida del fluido de trabajo.

El calor de un intercambiador de calor viene dado por la siguiente expresión:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \cdot F \quad (4.4)$$

En donde **U** Coeficiente global de transferencia de calor, **A** Área de transferencia de calor,  **$\Delta T_{ml}$**  Diferencia de temperaturas media logarítmica, **F** Factor de corrección por tipo de intercambiador, a continuación procedemos con el cálculo:

Cálculo del número de tubos del intercambiador de calor:

Diámetro interior del tubo y espesor:

$$d_i := 0.01 \text{ m}$$

$$d_i = 11 \text{ mm}$$

$$e_t := 2 \text{ mm}$$

Diámetro exterior del tubo:

$$d_o := d_i + 2 \cdot e_t$$

$$d_o = 0.015 \text{ m}$$

Diámetro exterior del tubo de cobre a ser utilizado para el diseño del intercambiador de calor:

$$d_o = 12.7 \text{ mm}$$



Temperaturas:

$$T_{ci} := 8^{\circ}\text{C}$$

$$T_{co} := 20^{\circ}\text{C}$$

$$T_{hi} := 140^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ho} := 44^{\circ}\text{C}$$

Tiempo de calentamiento de aire en las habitaciones:

$$t_c := 10\text{hr}$$

Calor requerido para recambio de aire

$$q_{\text{aire}} := 2170.0\text{ kW}$$

Calor perdido del piso, paredes y techo:

$$q_{\text{piso}} := 15.82\text{ W}$$

$$q_{\text{paredes}} := 40.15\text{ W}$$

$$q_{\text{techo}} := 141\text{ W}$$

$$q_{\text{perd}} := q_{\text{piso}} + q_{\text{paredes}} + q_{\text{techo}} = 1.471984 \times 10^3\text{ W}$$

Calor generado por accesorios: Dato obtenido del punto 4.3.1.

$$q_{\text{acce}} := 20\text{ W}$$

Calor necesario:

$$q_n := q_{\text{aire}} + q_{\text{perd}} - q_{\text{acce}}$$

$$q_n = 3.442064 \times 10^3\text{ kW}$$

$$q_n = U \cdot A \cdot N \cdot F \cdot \Delta T_{\text{ml}}$$

La potencia que requieren las habitaciones es de 3.442064 kW

Longitud de los tubos:

$$\text{long} := 0.5\text{r}$$

Área de los tubos

$$A_t := \pi \cdot d_o \cdot \text{long}$$

$$A_t = 0.023562\text{m}^2$$

Tabla 7.1 Coeficiente de transferencia de calor global, Diseño Térmico pág. 396

$$U := 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas

$$\Delta T_{ML} := \left[ \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left( \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \right]$$

$$\Delta T_{ML} = 69.76901;$$

Factor de corrección:

Transferencia de Calor, D.R. Pitts, Fig. 10.3 Flujo cruzado con fluido mezclado, pag 244

$$F_1 := 0.9;$$

$$N_t := \frac{Q_n}{U \cdot A_t \cdot F_1 \cdot \Delta T_{ML}}$$

$$N_t = 50.085269$$

$$N_t = 51 \text{ tubos}$$

Para la fabricación de intercambiador se necesitarán 51 tubos de cobre, a continuación se presentan los planos de diseño y proceso de construcción del equipo.

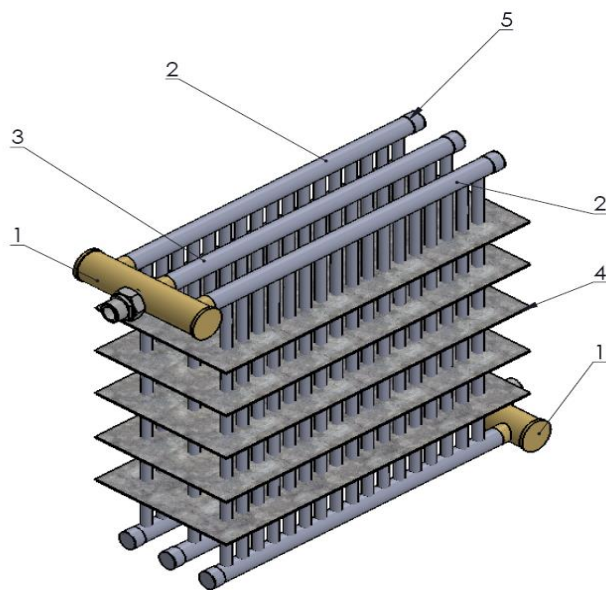
#### 4.4.1. PLANOS DE DETALLE PARA FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR

Conforme a los cálculos anteriores, la fabricación del intercambiador de tubos y placas se realizará con 51 tubos de cobre distribuidos en tres hileras de 17 tubos cada una unidos mediante tubos lineales y acoplado a dos surtidores, uno de entrada del caldero y otro de salida para recirculación al circuito. Entre las hileras de tubos se dispone la colocación de 5 placas con el objeto de aumentar el área de transferencia de calor. El intercambiador será montado en una estructura metálica de acero con pintura electrostática para evitar oxidaciones, a este se acoplará el ventilador que permita empujar el flujo de aire al interior de los dormitorios de la vivienda rural. Los elementos que componen el intercambiador son los siguientes:

**Tabla 4.11.** Componentes del intercambiador de tubos y placas

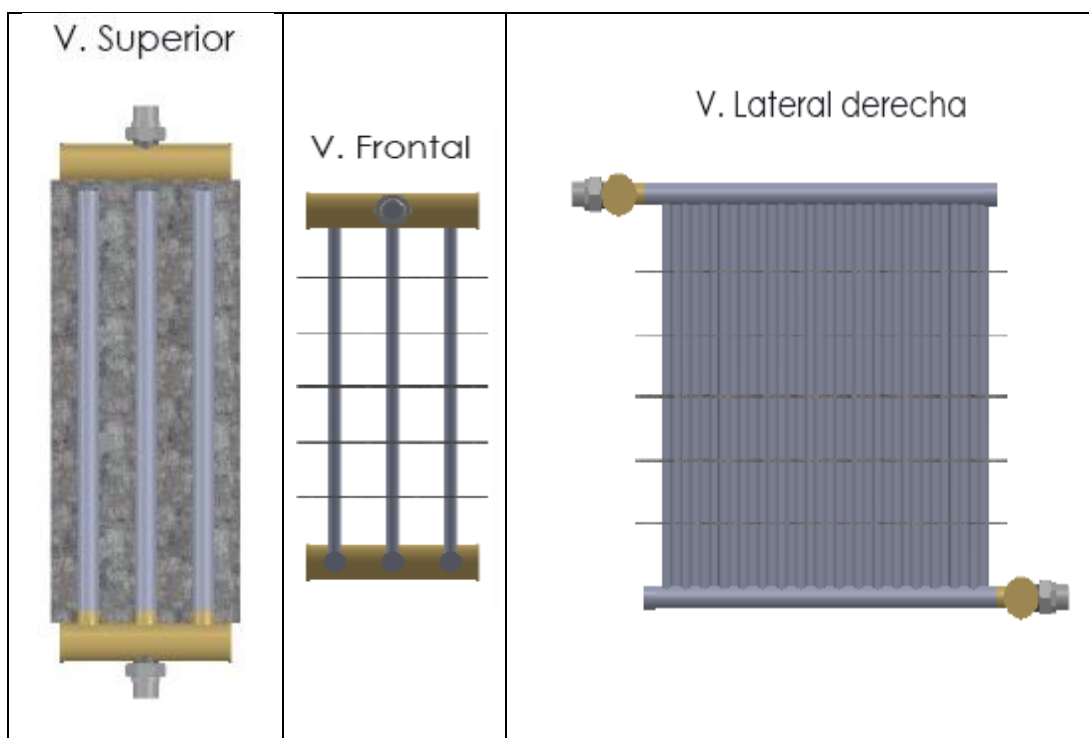
<b>No. ELEMENTO</b>	<b>No. PIEZA</b>	<b>CANTIDAD</b>
1	Surtidor	2
2	Tubo línea 1 y 3	2
3	Tubos línea 2	1
4	Placa	5
5	Tapón	6

En el siguiente gráfico se observa los elementos descritos en la tabla anterior:



**Figura 4.4.** Ubicación de componentes del intercambiador

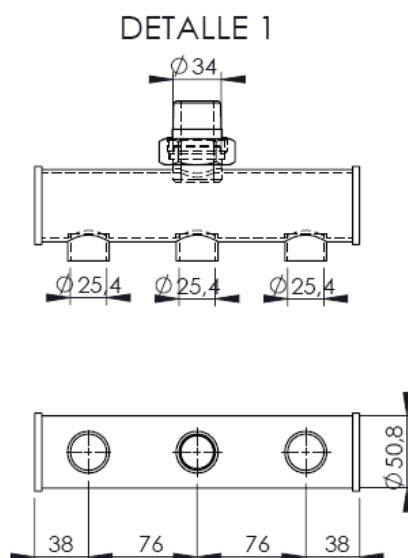
La figura siguiente presenta la vista superior, frontal y lateral derecha del Intercambiador de tubos y placas. El **Anexo 2** presenta el intercambiador y detalle de los componentes que lo integra a escala.



**Figura 4.5.** Vista Superior, Frontal y Lateral del Intercambiador

Las características de los elementos del intercambiador son las siguientes:

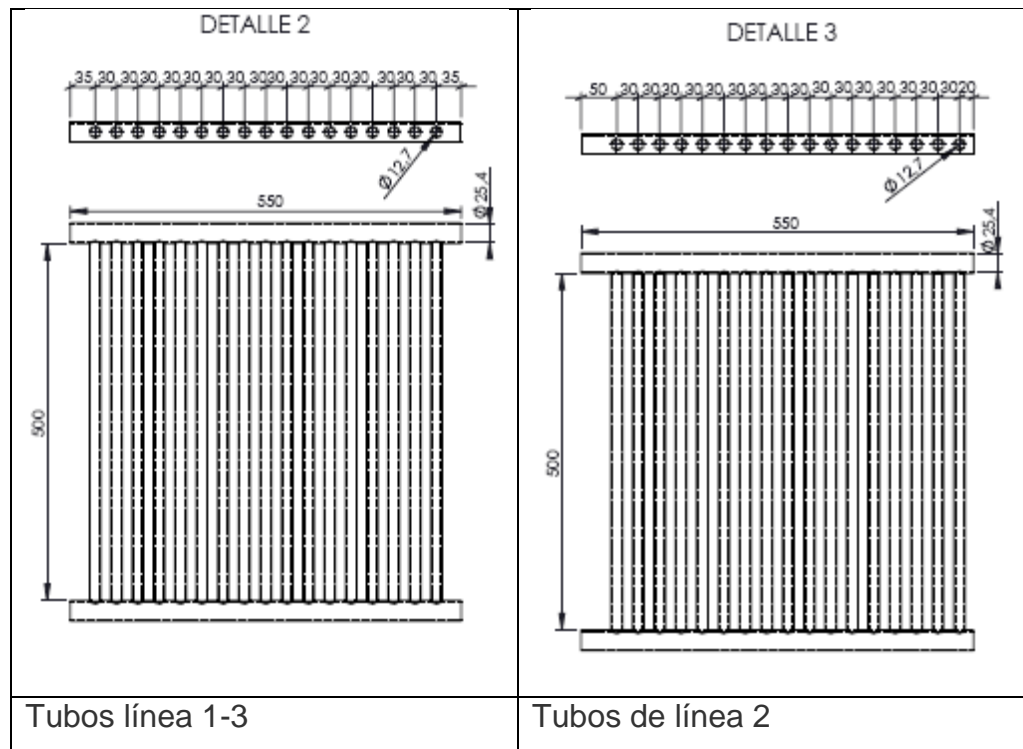
**Surtidor:** el material de fabricación es tubo de cobre circular de longitud 228mm y diámetro 50.8 mm, en el cual se acopla otro tubo del mismo material de diámetro 34mm, como ingreso y salida del fluido que circulará por el intercambiador. El tubo será roscado para facilitar su acople. Además de lo mencionado, por el otro extremo se acoplarán los tubos de la línea 1, 2 y 3 que tendrán un diámetro de 25,4 mm, con una separación entre ejes de 76mm, con distancias equidistante de los extremos del tubo de 38 mm, el gráfico siguiente presenta el detalle mencionado:



**Figura 4.6.** Detalle constructivo de los surtidores en el intercambiador

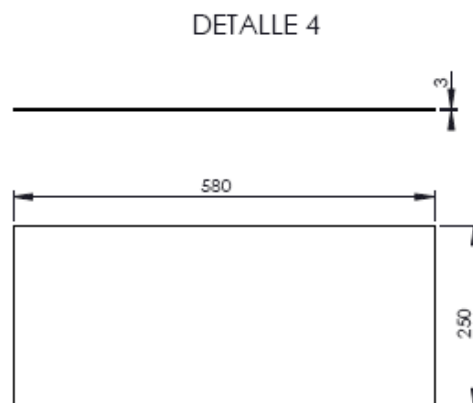
**Tubos de Línea 1, 2 y 3:** El material de los tubos es cobre, de longitud 550mm y diámetro 25,4 mm, en cada uno de ellos se acopla mediante suelda autógena 17 tubos de diámetro 12,7mm. La colocación de los tubos de media pulgada en los tubos de línea se realizará asegurando que la ubicación de todo el arreglo sea del tipo triangular entre los ejes de los tubos de las hileras 1 - 2 y 2 -3, a fin de permitir albergar la mayor cantidad de ellos en el interior de la carcasa y asegurar así una mayor transferencia de calor

al fluido que circula en su interior, en la figura siguiente se presenta el detalle constructivo de los dos tipos de arreglos.



**Figura 4.7.** Detalle constructivo tubo lineal 1 – 3 y 2

**Placas:** En número de placas es de 5, elaboradas en aluminio de espesor 3mm y 580mm de largo por 250mm de ancho, por las cuales, atravesarán los 51 tubos de las tres hileras, con la disposición o arreglo en triángulo explicada anteriormente. El detalle constructivo se presenta a continuación:



**Figura 4.8.** Detalle constructivo placas de intercambiador

#### 4.4.2. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN EN TALLER, REGISTRO FOTOGRÁFICO

El proceso de construcción del intercambiador con el detalle constructivo anterior se presenta a continuación a través del registro fotográfico:







Suelda y colocación de tapones



Montaje en estructura y colocación de ventilador

**Figura 4.9.** Registro fotográfico construcción de intercambiador

#### 4.5 ENSAYOS TÉRMICOS

Los ensayos térmicos al intercambiador fueron realizados en los Laboratorios de Energía Renovable de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE. Para lo cual, fue acoplado el intercambiador al caldero, a través de una manguera de alta presión y temperatura, con el objeto de conocer la eficiencia del mismo, verificar su comportamiento, condiciones de diseño y elaborar el balance energético.



Para ello, se inyectó el vapor proveniente del caldero de propiedad de la ESPE, al intercambiador y proceder a verificar las presiones del fluido al ingreso y salida del mismo, así como 5 temperaturas del fluido:

- T1= temperatura de ingreso del vapor al intercambiador
- T2= temperatura de flujo de aire entregado del intercambiador al ambiente
- T3= temperatura del fluido en el interior del sistema
- T4= temperatura en el interior del sistema
- T5= Temperatura de salida del fluido

Además de lo indicado, se procedió a ensayar el equipo a diferente presión de entrada de vapor: 20 PSI, 15 PSI y 10 PSI.

La ubicación de las termocupas y manómetros para las mediciones de presión y temperatura se presenta a continuación:



**Figura 4.10.** Ubicación de los puntos para medición de temperatura en intercambiador

## 4.5.1 EQUIPO UTILIZADO

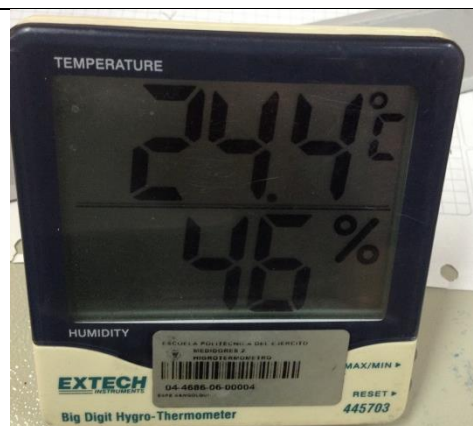
Tabla 12. Características de los equipos utilizados en la investigación

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
 <p data-bbox="475 801 874 837"><b>TERMÓMETRO INFRAROJO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li data-bbox="1027 495 1374 622">– Medición de temperatura en varios puntos del intercambiador</li> <li data-bbox="1027 645 1374 725">– Rango de temperatura 0° C – 500°C</li> <li data-bbox="1027 748 1374 779">– Marca: Nubbe</li> </ul>
 <p data-bbox="501 1218 847 1254"><b>VALVULA PARA VAPOR</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li data-bbox="1027 860 1410 987">– Regulación de presión de ingreso al intercambiador</li> <li data-bbox="1027 1061 1410 1093">– Diámetro 1 pulgada</li> <li data-bbox="1027 1211 1410 1243">– Tipo esférica</li> </ul>
 <p data-bbox="564 1832 778 1868"><b>ANEMÓMETRO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li data-bbox="1027 1397 1410 1576">– Equipo para medición de velocidad de flujo de aire a la salida del intercambiador</li> <li data-bbox="1027 1653 1410 1733">– Velocidad de aire (m/s), 0,6 – 40,00 m/s.</li> <li data-bbox="1027 1800 1410 1832">– Marca Kassel.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li data-bbox="1027 1890 1410 2018">– Medición de temperatura en 5 puntos del intercambiador</li> </ul>



**TERMÓMETRO DE 5 SENSORES**

- Rango -50°C a 105°C
- Marca PENTA III



**HIDROTERMOMETRO**

- Medición de humedad relativa y temperatura al interior de área de ensayo y al exterior
- Marca EXTECH

- Caldero para generación de vapor
- Laboratorio de Energías Renovables, Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE
- Presión de vapor 115 PSI
- Marca Power Flame



**MANÓMETRO**

- Registro de presión del fluido al ingreso y salida del sistema
- 
- Rango de operación: 0 -200 PSI

#### **4.6 TOMA DE DATOS**

Para la toma de datos se realiza el siguiente procedimiento:

- Instalación de la manguera de alta presión entre salida del circuito del caldero e ingreso a intercambiador

- Instalación de manómetros y sensores de temperatura en la entrada y salida de intercambiador, en tubos del sistema del intercambiador y a 40 cm de la salida del flujo de aire
- Verificar el estado general de las conexiones y la instrumentación disponible
- Carga del combustible (15 galones de diesel) en el caldero y encendido del mismo, 30 minutos posteriores para el inicio de la su operación
- Apertura de la válvulas para purgar aire del intercambiador
- Encender el ventilador del intercambiador y variar paulatinamente el flujo de ingreso de vapor, al intercambiador hasta tener las presiones para ensayo del mismo
- Cuando las condiciones se han estabilizado, iniciar con la toma de datos en intervalos de 5 minutos, para ello se deberá apoyar de un cronómetro y anotar los datos obtenidos en la tabla elaborada para este propósito
- Toma de datos de las 5 termocuplas, 4 del sistema y 1 de la temperatura del flujo de aire entregado al ambiente
- Simultáneamente toma de datos de los hidrotérmmetros colocados en el exterior y en el interior del sitio del ensayo y de la velocidad del aire que es entregado por el intercambiador
- Realizar al menos 8 tomas de datos para cada una de las presiones ensayadas (20 PSI, 15 PSI y 10 PSI)

- Una vez finalizado se procederá apagar el caldero y aperturar las válvulas de ingreso y salida del intercambiador, apagar el ventilador, purgar el circuito y se retiraran los equipos de medición.

## CAPITULO 5

### ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 5.1 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DEL ENSAYO

Las condiciones iniciales del ensayo del intercambiador se presentan a continuación:

**Tabla 5.1.** Condiciones ambientales iniciales del ensayo

Temperatura ambiente:	22°C
Temperatura interior:	24°C
Humedad relativa exterior:	54%
Humedad relativa interior:	38%
Presión atmosférica:	757.6 mbar
Altura sobre el nivel del mar:	2383 msnm

Los parámetros del ensayo a ser obtenidos son los siguientes:

Temperaturas:

$T_{wi} = T_1 =$  temperatura de entrada del fluido al intercambiador (°C)

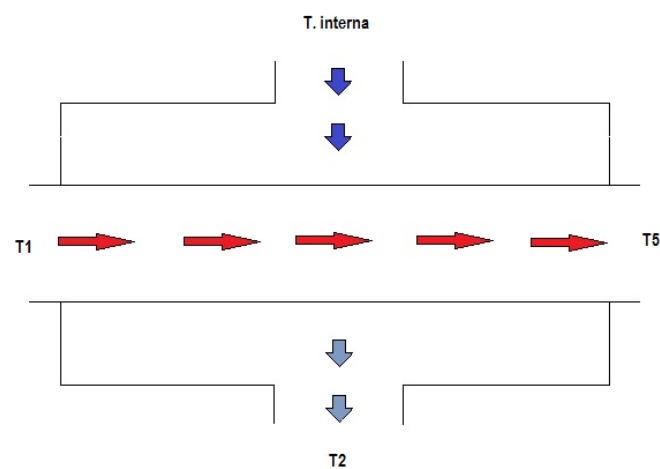
$T_{wo} = T_5 =$  Temperatura de salida del fluido al ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{ai} = T_{amb} =$  temperatura de flujo de aire entregado del ambiente al intercambiador

$T_{ao} = T_2 =$  temperatura de flujo de aire entregado del intercambiador al ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_3 =$  temperatura del fluido en el interior del sistema ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_4 =$  temperatura del fluido en el interior del sistema ( $^{\circ}\text{C}$ )



**Figura 5.1.** Esquema de temperaturas al interior del intercambiador

Presiones:

$P_1 =$  Presión de vapor a la entrada del intercambiador (PSI)

$P_2 =$  Presión de vapor a la salida del intercambiador (PSI)

Humedad relativa:

$HR_1 =$  humedad relativa al interior del local del ensayo

$HR_2 =$  humedad relativa al exterior del local del ensayo

El intervalo de tiempo para toma de datos: 5 minutos

Las presiones de ingreso al sistema son:

20 PSI

15 PSI

10 PSI



Los datos obtenidos deberán ser registrados en la siguiente tabla:

**Tabla 5.2.** Registro de datos

Responsable:						Fecha:							
Hora de inicio													
Hora de finalización:						Intercambiador de calor							
Tiempo	T1=Tw1	T2=Ta0	T3	T4	T5=Two	T. ambiente Interna=Tai	Humedad relativa interna	T. ambiente Externa	Humedad relativa externa	Presión entrada	Presión de salida	Intervalo de Tiempo	Eficiencia
(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(PSI)	(°C)	(PSI)	(PSI)	(PSI)	(min)	
PROMEDIO													

## 5.2 ANÁLISIS ESTADÍSTICO

Para realizar el análisis estadístico se presentan los resultados obtenidos en los ensayos realizados a las presiones de entrada del fluido al intercambiador a: 20 PSI, 15 PSI y 10 PSI.

### PRIMER ENSAYO:

Presión de ingreso del fluido al intercambiador: 20 PSI y eficiencia del equipo

**Tabla 5.3.** Resultados para ensayo de intercambiador a 20 PSI

Responsable: V Maila y D Vilaña						Fecha: 04/05/2015							
Hora de inicio: 12h00													
Hora de finalización: 12h40						Intercambiador de calor							
Tiempo	T1=Tw1	T2=Ta0	T3	T4	T5=Two	T. ambiente Interna=Tai	Humedad relativa interna	T. ambiente Externa	Humedad relativa externa	Presión entrada	Presión de salida	Intervalo de Tiempo	Eficiencia
(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(PSI)	(°C)	(PSI)	(PSI)	(PSI)	(min)	
12:30	94	42	91,2	83,9	87,7	25	38	22	54	20	10	5	0,25
12:35	95	44,7	93,7	86	88,7	24	36	21	54	20	10	10	0,29
12:40	94,3	44,3	93,4	85,4	88	25	34	22	56	20	10	15	0,28
PROMEDIO	94,43	43,67	92,77	85,10	88,13	24,67	36,00	21,67	54,67	20,00	10,00	10,00	0,27

Debido a que el número de datos no es representativo para un análisis estadístico (mínimo 8) no se realiza la representación gráfica del mismo.

### SEGUNDO ENSAYO:

Presión de ingreso del fluido al intercambiador: 20 PSI y eficiencia del equipo

**Tabla 5.4.** Resultados para ensayo de intercambiador a 15 PSI

Responsable: V Maila y D Vilaña						Fecha: 05/05/2015							
Hora de inicio: 12h00													
Hora de finalización: 14h20						Intercambiador de calor							
Tiempo	T1=Tw1	T2=To	T3	T4	T5=Two	T. ambiente Interna= Tai	Humedad relativa interna	T. ambiente Externa	Humedad relativa externa	Presión entrada	Presión de salida	Intervalo de Tiempo	Eficiencia
(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(PSI)	(°C)	(PSI)	(PSI)	(PSI)	(min)	
1:05	96	39,2	88,1	81	89,7	26	33	23	46	15	5	20	0,19
1:10	97	42,2	86,4	80,2	90,7	25	31	22	47	15	3	25	0,24
1:15	96	42,3	88	81,3	89,7	24	30	21	45	15	4	30	0,25
1:20	97	42,5	90,2	82,6	90,7	26	30	23	45	15	5	35	0,23
1:25	96	42,8	89,8	82,7	89,7	26	28	23	43	15	5	40	0,24
1:30	95	43,1	87,4	81,5	88,7	25	27	22	39	15	4	45	0,26
1:35	94,3	43,8	86,6	80,5	88	25	26	22	42	15	5	50	0,27
1:40	96,5	43,7	86,4	80,2	90,2	24	26	21	41	15	5	55	0,27
1:45	96,7	40,2	79,4	73,6	90,4	27	25	24	40	15	4	60	0,19
2:15	95,4	37,7	80,2	73,1	89,1	28	27,8	25	40	15	4	65	0,14
2:20	94,3	41,7	86,5	80,1	88	27	28,7	24	40	15	3	70	0,22
<b>PROMEDIO</b>	<b>95,84</b>	<b>41,75</b>	<b>86,27</b>	<b>79,71</b>	<b>89,54</b>	<b>25,73</b>	<b>28,41</b>	<b>22,73</b>	<b>42,55</b>	<b>15,00</b>	<b>4,27</b>	<b>45,00</b>	<b>0,23</b>

A continuación se representa gráficamente los valores obtenidos, observando claramente una tendencia similar de la curva de la temperatura de ingreso con respecto a la de salida del intercambiador (T1 y T5), con un comportamiento uniforme y una diferencia de temperatura constante entre los puntos medidos en los intervalos de toma de datos cada 5 minutos.

La temperatura de salida del aire que atraviesa el intercambiador se puede observar también constante (T2), llegando a los 40°C.

Las temperaturas T3 y T4 se puede observar que son menores a las de la salida del fluido que atraviesa el intercambiador, esto debido a que el flujo de aire que atraviesa el intercambiador absorbe el calor irradiado por los tubos bajando la temperatura del fluido interno que atraviesa dichos tubos.

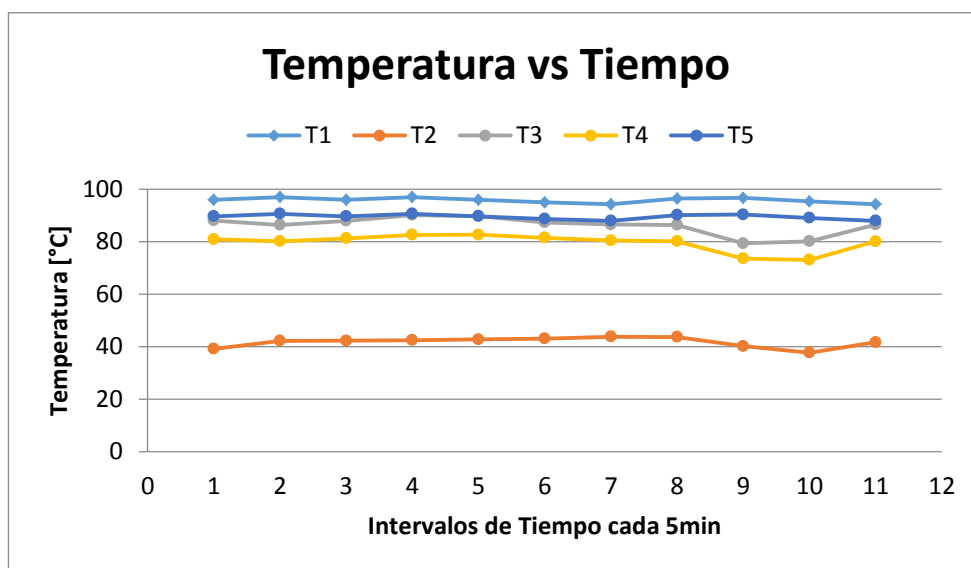


Figura 5.2. Gráfica de Temperatura vs. Tiempo (P=15 psi)

### TERCER ENSAYO:

Presión de ingreso del fluido al intercambiador: 10PSI y eficiencia del equipo

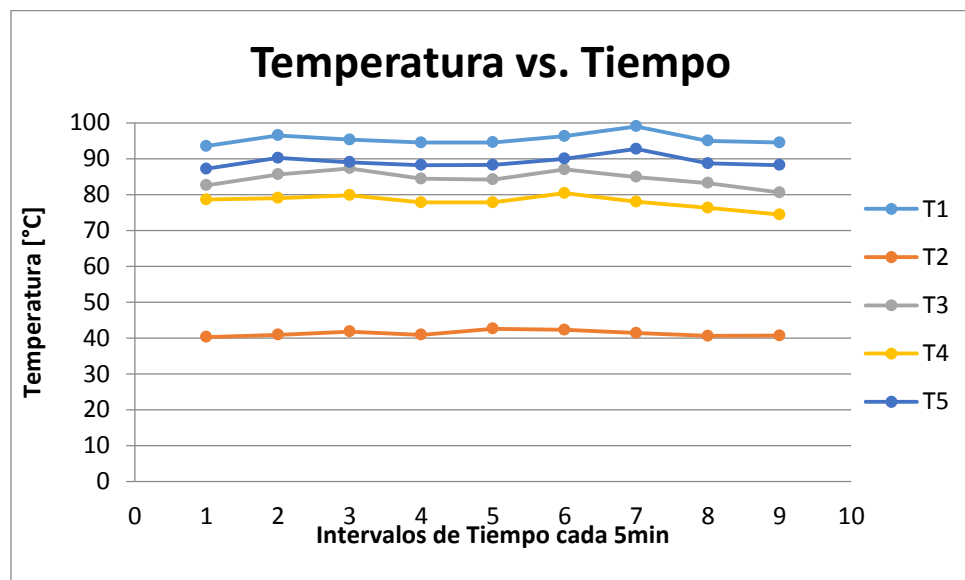
Tabla 5.5. Resultados para ensayo de intercambiador a 10 PSI

Responsable: V Mailla y D Vilaña		Fecha: 05/05/2015											
Hora de inicio: 14h25													
Hora de finalización: 15h10		Intercambiador de calor											
Tiempo	T1=Tw1	T2=Ta0	T3	T4	T5=Two	T. ambiente Interna=Tai	Humedad relativa interna	T. ambiente Externa	Humedad relativa externa	Presión entrada	Presión de salida	Intervalo de Tiempo	Eficiencia
(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(PSI)	(°C)	(PSI)	(PSI)	(PSI)	(min)	
2:25	93,5	40,3	82,6	78,6	87,2	26	29,6	23	41	10	0	75	0,21
2:30	96,5	40,9	85,6	79	90,2	27	29,6	24	41	10	0	80	0,20
2:35	95,3	41,8	87,3	79,8	89	28	30,4	25	39	10	0	85	0,21
2:40	94,5	40,9	84,4	77,8	88,2	26	30,5	23	38	10	0	90	0,22
2:45	94,56	42,6	84,2	77,8	88,26	27,5	30,7	24,5	38	10	0	95	0,23
2:50	96,3	42,3	87	80,4	90	26,3	31,1	23,3	36	10	0	100	0,23
2:55	99	41,4	84,9	78	92,7	25,4	31,3	22,4	36	10	0	105	0,22
3:00	95	40,6	83,2	76,3	88,7	26,5	30,8	23,5	36	10	0	110	0,21
3:05	94,5	40,7	80,6	74,4	88,2	26,3	30,9	23,3	34	10	0	115	0,21
PROMEDIO	95,46	41,28	84,42	78,01	89,16	26,56	30,54	23,56	37,67	10,00	0,00	95,00	0,21

Tal como se observó en el ensayo realizado a una presión de entrada de 15 PSI, el comportamiento de las curvas es muy similar al realizado en este ensayo con una presión de 10 PSI, observando una tendencia similar en la representación de la curva de la temperatura de ingreso con respecto a la de salida del intercambiador (T1 y T5), con un comportamiento uniforme y una diferencia de temperatura constante entre los puntos medidos en los

intervalos de toma de datos cada 5 minutos, aseveración que puede ser observada en el gráfico siguiente, donde además se observa que la temperatura de salida del aire que atraviesa el intercambiador es también constante (T2), llegando a los 40 °C.

Las temperaturas T3 y T4 son menores a las de la salida del fluido que atraviesa el intercambiador, esto debido a que el flujo de aire que atraviesa el intercambiador absorbe el calor irradiado por los tubos que lo conforma, bajando la temperatura de las termocuplas mas no del fluido interno que atraviesa dichos tubos.



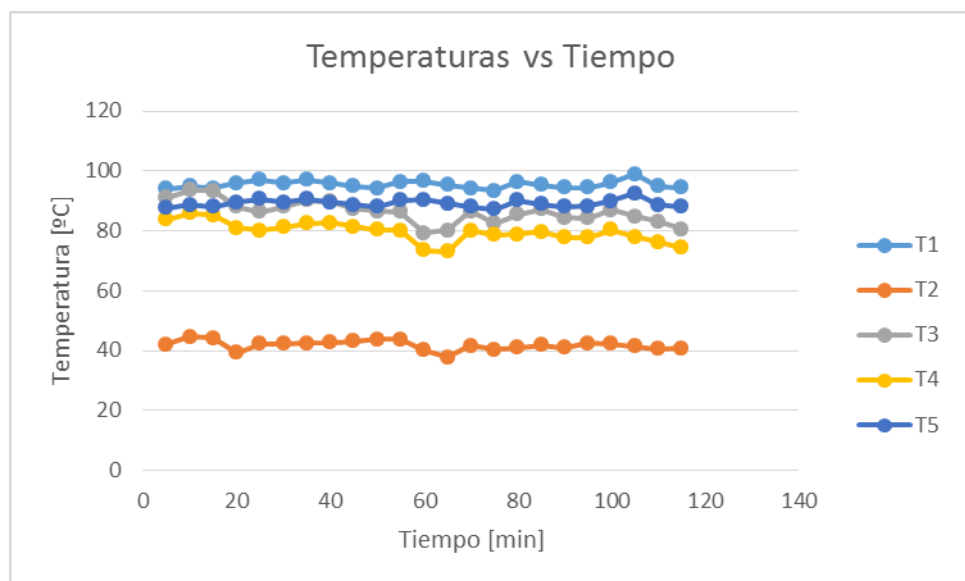
**Figura 5.3.** Gráfica de Temperatura vs. Tiempo (P=10 PSI)

Se presenta también la tabla y una gráfica con los valores obtenidos en los tres ensayos, así como las curvas de temperatura observando una tendencia similar a los analizados anteriormente.

**Tabla 5.6.** Resultados total de ensayos realizados

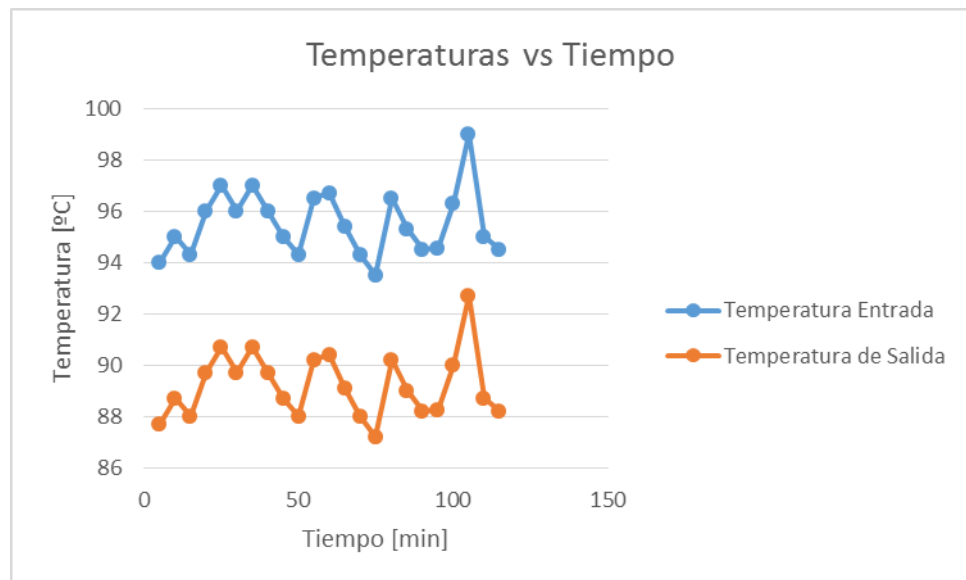
Tiempo	T1	T2	T3	T4	T5	T. ambiente Interna	Humedad relativa interna	T. ambiente Externa	Humedad relativa externa	Intercambiador de calor		Tiempo [min]	Eficiencia
										Presión entrada	Presión de salida		
12:30	94	42	91,2	83,9	87,7	25	38	22	54	20	10	5	0,25
12:35	95	44,7	93,7	86	88,7	24	36	21	54	20	10	10	0,29
12:40	94,3	44,3	93,4	85,4	88	25	34	22	56	20	10	15	0,28
1:05	96	39,2	88,1	81	89,7	26	33	23	46	15	5	20	0,19
1:10	97	42,2	86,4	80,2	90,7	25	31	22	47	15	3	25	0,24
1:15	96	42,3	88	81,3	89,7	24	30	21	45	15	4	30	0,25
1:20	97	42,5	90,2	82,6	90,7	26	30	23	45	15	5	35	0,23
1:25	96	42,8	89,8	82,7	89,7	26	28	23	43	15	5	40	0,24
1:30	95	43,1	87,4	81,5	88,7	25	27	22	39	15	4	45	0,26
1:35	94,3	43,8	86,6	80,5	88	25	26	22	42	15	5	50	0,27
1:40	96,5	43,7	86,4	80,2	90,2	24	26	21	41	15	5	55	0,27
1:45	96,7	40,2	79,4	73,6	90,4	27	25	24	40	15	4	60	0,19
2:15	95,4	37,7	80,2	73,1	89,1	28	27,8	25	40	15	4	65	0,14
2:20	94,3	41,7	86,5	80,1	88	27	28,7	24	40	15	3	70	0,22
2:25	93,5	40,3	82,6	78,6	87,2	26	29,6	23	41	10	0	75	0,21
2:30	96,5	40,9	85,6	79	90,2	27	29,6	24	41	10	0	80	0,20
2:35	95,3	41,8	87,3	79,8	89	28	30,4	25	39	10	0	85	0,21
2:40	94,5	40,9	84,4	77,8	88,2	26	30,5	23	38	10	0	90	0,22
2:45	94,56	42,6	84,2	77,8	88,26	27,5	30,7	24,5	38	10	0	95	0,23
2:50	96,3	42,3	87	80,4	90	26,3	31,1	23,3	36	10	0	100	0,23
2:55	99	41,4	84,9	78	92,7	25,4	31,3	22,4	36	10	0	105	0,22
3:00	95	40,6	83,2	76,3	88,7	26,5	30,8	23,5	36	10	0	110	0,21
3:05	94,5	40,7	80,6	74,4	88,2	26,3	30,9	23,3	34	10	0	115	0,21
PROMEDIO	95,51	41,81	86,40	79,75	89,21	25,91	30,23	22,91	42,22	13,70	3,35	120	0,23

A continuación se presenta los gráficos de Temperatura vs. Tiempo con una toma de datos en 120 minutos en intervalos de 5 minutos en dos días de ensayos.



**Figura 5.4.** Temperatura vs. Tiempo en tres presiones de ingreso al intercambiador

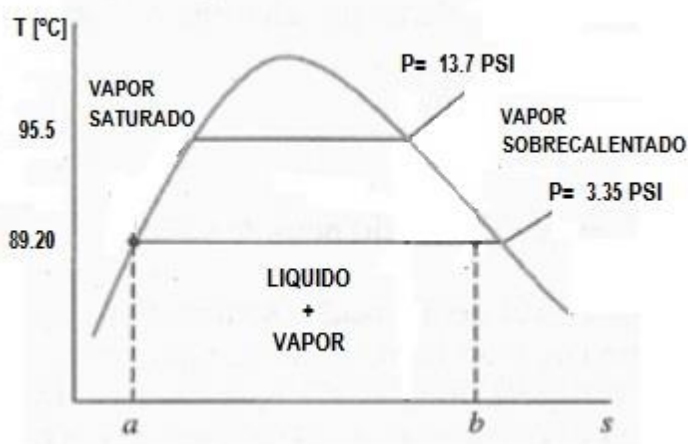
De igual manera, se obtiene la gráfica de la temperatura de ingreso del fluido al intercambiador y la de salida del intercambiador observando en  $\Delta T$  igual para todas las 27 mediciones realizadas.



**Figura 5.5.** Temperatura de entrada vs. Temperatura de salida en las tres presiones ensayadas

En base a las diferencias de temperatura se ha podido obtener la eficiencia del intercambiador llegando al 23 % en las condiciones a las cuales fue ensayado.

Por último en base a los datos obtenidos se presenta el diagrama de presiones y temperaturas del sistema:



**Figura 5.6.** Temperatura vs. Presión de vapor

### 5.3 CARACTERIZACIÓN DE RESULTADOS

Con los resultados obtenidos en la investigación se presenta a continuación el balance térmico del sistema:

#### BALANCE ENERGÉTICO:

VARIABLES A SER UTILIZADAS OBTENIDOS DE LOS DATOS PROMEDIOS:

**Tabla 5.7.** Datos iniciales de variables para cálculo balance energético

Temperatura de entrada del aire	T <sub>ai</sub>	25.91°C
Temperatura de salida del aire	T <sub>ao</sub>	41.81 °C
Temperatura de entrada del fluido	T <sub>wi</sub>	95.5 °C
Temperatura de salida del fluido	T <sub>wo</sub>	89.20°C

Para el balance de energía se establece que el calor que ingresa al intercambiador es igual al calor que sale:

$$Q_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}}$$

$$m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w = m_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a$$

donde:  $m_w$  Flujo másico del fluido Kg/s,  $m_a$  Flujo másico del aire kg/s,  $T_{wi}$  Temperatura de ingreso del fluido ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{wo}$  Temperatura de salida del fluido ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{ai}$  Temperatura de ingreso del aire ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{ao}$  Temperatura de salida del aire ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$$\begin{aligned} T_{wi} &:= 95.5 \text{ } ^{\circ}\text{C} & T_{ai} &:= 41.81 \text{ } ^{\circ}\text{C} \\ T_{wo} &:= 89.20 \text{ } ^{\circ}\text{C} & T_{ao} &:= 25.91 \text{ } ^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

El flujo másico del fluido ha sido obtenido de las especificaciones del caldero del laboratorio de Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

$$m_w := 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura para el fluido:

$$\Delta T_w := T_{wi} - T_{wo} = 6.3 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura para el aire:

$$\Delta T_a := T_{ai} - T_{ao} = 15.9 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Cálculo de la temperatura promedio del vapor de agua:

$$T_w := \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} = 92.35 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Cálculo temperatura promedio del aire durante su etapa de calentamiento:

$$T_a := \frac{T_{ai} + T_{ao}}{2} = 33.86 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Con el valor de la temperatura promedio del fluido se procede a buscar las propiedades termodinámicas en las tablas (Cengel A9, pág. 730).



**Tabla 5.8.** Propiedades termodinámicas de los fluidos

Temperatura del fluido	Calor específico	Entalpía de vaporización
$T_w [^{\circ}\text{C}]$	$C_{pw} [\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}]$	$h_{fg} [\text{kJ}/\text{kg}]$
90	1993	2283
92.35	1985.01	2276.89
95	2010	2270

Por lo que:

$$C_{pw} := 1985.01 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$$

Con el valor de temperatura promedio del aire se procede a encontrar las propiedades termodinámicas, a través de la tabla Cengel A 15, página 736

**Tabla 5.9.** Calor específico para temperatura promedio de aire

Temperatura del aire	Calor específico
$T_w [^{\circ}\text{C}]$	$C_{pw} [\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}]$
33.86	1007

Por lo que:

$$C_{pa} := 1007 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$$

Flujo másico del aire:

$$m_a := 0.032 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Y obtenemos el calor de entrada y salida:

Calor de entrada:

$$Q_{\text{entrada}} := m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w = 682.804 \quad \text{Watts}$$

Calor de salida:

$$Q_{\text{salida}} := m_a \cdot C_{pa} \cdot \Delta T_a = 512.362 \quad \text{Watts}$$

## **CAPITULO 6**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **6.1 CONCLUSIONES**

En la actualidad el uso de las energías renovables ha ido en crecimiento, debido a las visibles muestras de los efectos negativos al entorno, causadas básicamente por el cambio climático, derivado en su mayoría por del uso extensivo de combustibles fósiles. Es así como las energías renovables pretenden alcanzar un rol protagónico destinado a conseguir un desarrollo sostenible en nuestro planeta.

El Ecuador incorpora en su marco legal, políticas que impulsan e incentivan el uso de los recursos naturales existentes, con fines de generación eléctrica con miras a disminuir la dependencia de los combustibles fósiles y diversificar la matriz energética actual, respetando el ambiente y buscando una sinergia entre el sector energético y productivo.

El presente trabajo de investigación es parte de un gran proyecto de aprovechamiento de la energía solar, con fines de atender y mejorar las condiciones de vida de poblaciones vulnerables de nuestro país, entre ellas, las asentadas sobre los 3000 metros, quienes presentan en su mayoría

carencia de condiciones de confort térmico en el interior de sus viviendas causando deterioro en la salud de sus ocupantes entre otros problemas asociados.

Las características del equipo desarrollado, en relación con otros intercambiadores, permiten optimizar la transferencia de calor proveniente del caldero, a través de una distribución escalonada de los tubos junto con las placas, resultando obtener una mayor área de transferencia útil y por ende una mayor eficiencia.

El diseño del mismo, parte de la determinación de la humedad relativa en el piso climático de estudio, zona ZT1, con miras a determinar la temperatura de confort de las viviendas, relacionando para ello, la humedad relativa existente a estas alturas con los rangos de temperaturas de confort, definiendo así el más óptimo.

De igual forma, se plantea la investigación en una vivienda tipo, de superficie similar a las existentes en la zona de estudio, cuya distribución obedece a optimizar el área útil de la misma. Debido al comportamiento natural de los ocupantes de las viviendas, entre una de las necesidades en este piso climático, es contar con un confort térmico en su interior, que permita actividades de entrenamiento, estudio y descanso de sus ocupantes por un periodo de al menos 10 horas diariamente.

En base al estudio realizado, se ha establecido el calor requerido en el interior de los dormitorios con el objeto de dimensionar un intercambiador que genere 3442.78W con miras a conservar las temperaturas de confort en el tiempo y en los espacios señalados.

El equipo dimensionado ha sido calculado para abastecer la demanda señalada y su fabricación fue realizada a través de los planos de detalle elaborados, tomando en cuenta la utilización de materiales de fácil acceso en

el mercado local, optimización de medidas y adecuada replicabilidad. Las medidas del intercambiador son: 55x55x22,8 cm, en el cual alberga 51 tubos de cobre, 5 placas de aluminio y una estructura metálica para su montaje.

Los ensayos térmicos realizados al equipo fueron efectuados en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad de las Fuerzas Armadas, con el objeto de verificar su comportamiento térmico en condiciones de variaciones de presión a 20, 15 y 10 psi en el ingreso del flujo. Los ensayos realizados determinaron una variación de temperatura de 6,3°C entre la temperatura de entrada y la de salida del flujo del intercambiador. Consiguiendo además un incremento de temperatura de 16,04°C en relación con la temperatura del ambiente y la de salida del intercambiador. La eficiencia real del intercambiador alcanza el 23 %.

## **6.2 RECOMENDACIONES**

La eficiencia del intercambiador obtenida en las condiciones ensayadas es baja, por lo que se recomienda aumentar la potencia de empuje de aire proveniente del ventilador hacia el intercambiador, mediante la incorporación de un ventilador con una mayor potencia y mayor área de barrido, esto permitirá aprovechar la energía no consumida.

De igual manera se puede recomendar la incorporación de otro intercambiador de calor para el calentamiento de otra vivienda con el objeto de aprovechar la energía que se desperdicia.

Por último, con los datos obtenidos se recomienda disminuir el flujo másico de vapor que ingresa al intercambiador, disminuyendo de esta manera el calor generado y como consecuencia de ello aumentará el  $\Delta T$  logrando así una mayor eficiencia del equipo, esto hasta encontrar un balance entre estos parámetros

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] – Holman, J. P., *Transferencia de Calor*, Octava Edición, McGraw - Hill, Interamericana de España, 1998.
- [2] – Asamblea Constituyente, *Constitución de la República del Ecuador*, Registro Oficial #449, 2008.
- [3] - Secretaría Nacional de Planificación y Desarrollo. *Plan Nacional para el Buen Vivir 2013 – 2017*, 2013.
- [4] – Registro Oficial #351. *Código Orgánico de la Producción, Comercio e Inversiones*, 2010.
- [5] – Frank P. Incropera & David P. de Witt. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Cuarta Edición, Prentice Hall Hispanoamerica, S.A., México, 1999.
- [6] – Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom, *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor*, Serie de Compendios Schaum.
- [7] – O. A. Jaramillo, *Intercambiadores de Calor*, Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México, 2007
- [8] – Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulić, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 2003.
- [9] - Pesantez Moyano, María Paz. 2012, pp 22. Confort térmico en el área social de una vivienda unifamiliar en Cuenca. Universidad de Cuenca, Facultad de Artes, Escuela de Diseño. Azuay.
- [10] - 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.
- [11] - International Standards Organization (ISO), *Thermal Comfort Standards*, 2002
- [12] - Guía de renovación de aire eficiente en el sector residencia, Consejería de Economía y Hacienda, Comunidad de Madrid, Madrid, 2014.
- [13] - Yunis A. Cengel. 2003. *Transferencia de Calor*. Segunda edición. McGraw Hill. Interamericana, México.

## **ANEXOS**

**Anexo 1. Planos arquitectónicos de vivienda rural**

**Anexo 2. Planos de detalle para fabricación de intercambiador**

### Anexo 1. Planos arquitectónicos de vivienda tipo

