



**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y  
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA**

**CENTRO DE POSGRADOS**

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

**MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES  
III PROMOCIÓN**

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

**TEMA:**

**“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y  
MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE  
APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA  
SECA”**

**AUTORES: CHILQUINGA CANDO, LUIS SANDRO  
JIMÉNEZ LEÓN, MARIO POLIBIO**

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

**SANGOLQUÍ  
2015**

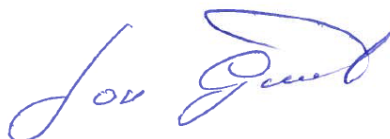
## CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

El suscrito Tutor Ing. José Guasumba C, Msc., con cédula de ciudadanía No. 1708318751, en calidad de Director de Tesis de la Maestría en Energías Renovables,

### CERTIFICA

Que el presente proyecto de grado que lleva como título, “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA” realizado por el Ing. Luis Sandro Chilingua Cando y por el Ing. Mario Polibio Jiménez León, como requisito para la obtención del título de Magíster en Energías Renovables, III Promoción de la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE, fue desarrollada bajo mi dirección y asesoría. La misma que cumple con los requerimientos científicos, tecnológicos y académicos, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.

Sangolquí, 16 de abril de 2015



---

Ing. José Guasumba C, Msc.

**DIRECTOR**

## DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

LUIS SANDRO CHILQUINGA CANDO  
MARIO POLIBIO JIMÉNEZ LEÓN

### DECLARAN QUE:

Este proyecto de investigación de posgrado, denominado “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA”, ha sido elaborado con base a una investigación bibliográfica y técnica, respetando los derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al en las referencias bibliográficas, cuyas fuentes citadas, se incorporan en este documento.

Consecuentemente este trabajo de tesis de grado de magíster en Energías Renovables, es de nuestra autoría intelectual.

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

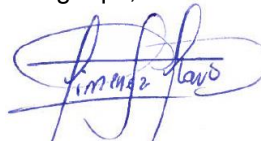
Sangolquí, 16 de abril de 2015



---

ING. LUIS CHILQUINGA CANDO

1500549389  
**AUTOR**



---

ING. MARIO JIMÉNEZ LEÓN

0501519326  
**AUTOR**

## AUTORIZACIÓN

Nosotros,

ING. LUIS SANDRO CHILQUINGA CANDO  
ING. MARIO POLIBIO JIMÉNEZ LEÓN

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del artículo científico correspondiente al proyecto de investigación de posgrado denominado “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 16 de abril de 2015



---

ING. LUIS CHILQUINGA CANDO

1500549389  
**AUTOR**



---

ING. MARIO JIMÉNEZ LEÓN

0501519326  
**AUTOR**

## DEDICATORIA

*Dedico este proyecto de grado a mi esposa Carmita, hijos, hermanos, en especial a mis padres quienes me dieron la vida, educación, su apoyo y consejo incondicional para culminar una meta más de la vida.*

**Luis**

*La presente tesis lo dedico a mis padres, a mi esposa e hijas por todas las atenciones, detalles y por el apoyo constante durante mis estudios, con mucho amor y respeto*

**Mario**

Sangolquí, 16 de abril de 2015

## **AGRADECIMIENTOS**

*Expreso mi más sincero agradecimiento a mi Director de Tesis, Msc. José Guasumba, su dedicación, sus conocimientos, sus orientaciones, y su motivación han sido fundamental para culminar este proyecto.*

*Para la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) por ser la institución que ha forjado toda mi preparación profesional en pregrado, postgrado y a mi familia fuente de apoyo incondicional de toda mi vida.*

**Luis**

*A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y a los docentes del programa de Maestría en Energías Renovables III promoción y de manera muy especial al Sr. Ing. José Guasumba C, Msc. por sus importantes conocimientos y aportes, para el desarrollo y culminación de este proyecto.*

**Mario**

Sangolquí, 16 de abril de 2015

“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA”

## ÍNDICE GENERAL

<b>CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR .....</b>	<b>II</b>
<b>DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....</b>	<b>III</b>
<b>AUTORIZACIÓN .....</b>	<b>IV</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>V</b>
<b>AGRADECIMIENTOS .....</b>	<b>VI</b>
<b>ÍNDICE GENERAL .....</b>	<b>VII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>XIII</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>XVI</b>
<b>ÍNDICE DE ANEXOS .....</b>	<b>XVIII</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>XIX</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>XX</b>
<b>CAPITULO 1 .....</b>	<b>1</b>
<b>GENERALIDADES.....</b>	<b>1</b>
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	5

1.3. OBJETIVOS.....	5
1.3.1. General.....	5
1.3.2. Específicos.....	5
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	6
1.5. ALCANCE.....	7
<b>CAPITULO 2.....</b>	<b>8</b>
<b>ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>8</b>
2.1. EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LA ENERGÍA EN ECUADOR.....	8
2.2. LA LEÑA EN LOS SISTEMAS ENERGÉTICOS.....	13
2.3. LA BIOMASA COMO COMBUSTIBLE SÓLIDO PARA ACS Y SECADO.....	14
2.3.1. Origen y concepto de biomasa.....	14
2.3.2. El aprovechamiento por combustión directa.....	16
2.3.3. Reacción química fundamental de la combustión de madera.....	18
2.4. TIPOS DE SISTEMAS DE CALENTAMIENTO DE ACS.....	21
2.4.1. Generalidades.....	21
2.4.2. Tipos de sistemas de acs.....	22
2.4.3. Componentes de un sistema de agua caliente sanitaria de acumulación.....	25
2.4.4. Sistemas de calentamiento de agua con leña.....	27
2.5. RENDIMIENTO Y EMISIONES EN CALDERAS DE MADERA.....	30
2.5.1. Volumen de la cámara de combustión.....	34
2.5.2. Influencia de los parámetros térmicos en el balance energético de un horno.....	35
2.6. TECNOLOGÍA DEL SECADO.....	37
2.6.1. Humedad de los granos y del aire.....	37
2.6.2. Medición de la humedad de los granos.....	38
2.6.3. Medición de la humedad a la salida de la secadora.....	38
2.6.4. Pérdidas de secado – sobresecado.....	39
2.6.5. Humedad relativa del aire (hr).....	39



2.6.6. Contenido de humedad de equilibrio.....	40
2.6.7. Tipos de secadoras de granos.....	40
2.6.8. Consumo específico de energía .....	42
2.6.9. La leña como combustible para el secado de granos .....	44
<b>CAPITULO 3 .....</b>	<b>46</b>
<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>46</b>
3.1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR .....	46
3.2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.....	46
3.2.1. Transferencia de calor a través de una superficie plana.....	48
3.2.2. Conductividad térmica.....	50
3.3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.....	52
3.4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN.....	54
3.5. FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE UN BANCO DE TUBOS.....	55
3.5.1. La diferencia media logarítmica de temperaturas.....	59
3.6. CONVECCIÓN NATURAL .....	61
3.7. CONDUCCIÓN DE CALOR EN CILINDROS DE CAPAS MULTIPLES.....	64
3.8. CÁMARAS DE COMBUSTIÓN .....	65
3.8.1. Características .....	65
3.8.2. Reacciones de combustión.....	66
3.8.3. Tipos de combustión en función de sus productos .....	67
3.9. CALOR DE COMBUSTIÓN DEL CARBURANTE .....	68
3.9.1. Poder calorífico superior e inferior .....	68
3.10. SECADO DE GRANOS Y SECADORA.....	71
3.10.1. Humedad de granos en base húmeda y seca .....	71
3.10.2. Eficiencia de una secadora de granos.....	72
3.10.3. Cálculo caudal de aire de la secadora.....	73

3.11. MONÓXIDO DE CARBONO EN EMISIONES DE GASES .....	74
3.11.1. Generalidades .....	74
3.11.2. Estándares nacionales de calidad de aire ambiental en EE.UU.....	75
3.11.3. Métodos de ensayos según EPA para emisión de gases.....	75
3.11.4. EPA método 10 para el monóxido carbono .....	76
3.11.5. Normativa emisión de gases en ecuador .....	77
<b>CAPITULO 4 .....</b>	<b>81</b>
<b>IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE BIOCALEFÓN.....</b>	<b>81</b>
4.1. INSPECCIÓN DEL ESTADO TÉCNICO .....	81
4.2. SELECCIÓN Y MANTENIMIENTO CORRECTIVO DE COMPONENTES .....	84
4.3. MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO .....	87
4.4. COLOCACIÓN DE INSTRUMENTAL PARA MEDICIONES Y CONTROL. ....	89
4.5 VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	95
4.6. DESCRIPCIÓN EQUIPAMIENTO.....	96
<b>CAPITULO 5 .....</b>	<b>97</b>
<b>DESARROLLO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>97</b>
5.1. CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA DE EUCALIPTO Y PINO.....	97
5.1.1. Determinación del Poder Calorífico.....	99
5.1.2. Determinación del contenido de Cenizas.....	99
5.1.3. Determinación del contenido de Humedad. ....	100
5.1.4. Determinación del Contenido de Volátiles. ....	100
5.1.5. Determinación de la Densidad.....	100
5.2. ENSAYO DE LA HUMEDAD EN LA LEÑA .....	101
5.3. PRUEBA DE TIEMPO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA .....	105
5.4. PRUEBA DE SECADO .....	112

5.4.1. Medición de la Humedad relativa del grano .....	112
5.4.2. Temperaturas y humedades en la secadora de grano.....	113
5.5. PRUEBA TERMOGRÁFICA .....	113
5.6. PRUEBA DE ENERGÍA EN EL INTERACUMULADOR.....	117
5.7. PRUEBA DE EMISIONES DE CO .....	121
<b>CAPITULO 6 .....</b>	<b>125</b>
<b>ANÁLISIS DE DATOS .....</b>	<b>125</b>
6.1. TABULACIÓN DE DATOS.....	125
6.2. ANÁLISIS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	127
6.2.1. Flujo de calor generado por la biomasa de eucalipto.....	127
6.2.2. Calor que se pierde con las cenizas .....	128
6.2.3. Pérdidas de calor en paredes de la cámara de combustión .....	129
6.2.4. Pérdidas por combustión imperfecta mecánica .....	132
6.2.5. Pérdidas por combustión química imperfecta .....	133
6.2.6. Flujo de calor en gases de escape .....	135
6.2.7. Flujo de calor para compensar la humedad relativa del aire en la cámara de combustión.....	136
6.2.8. Pérdidas por radiación.....	137
6.2.9. Pérdidas por infiltraciones.....	139
6.3. ANÁLISIS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR GASES DE COMBUSTIÓN - AIRE. 140	
6.3.1. Cálculo de pérdidas en paredes de intercambiador .....	140
6.3.2. Flujo de calor para compensar la humedad relativa del aire en el intercambiador gases aire.....	142
6.3.3. Cálculo calor transferido en el intercambiador.....	142
6.4. ANÁLISIS EN EL INTERACUMULADOR AIRE AGUA .....	147
6.4.1. Flujo de calor para el calentamiento del agua.....	147
6.4.2. Cálculo de pérdidas en el interacumulador .....	148

6.5. ANÁLISIS DE FLUJO DE CALOR EN LA SECADORA .....	150
6.5.1. Flujo de calor que ingresa a la secadora de grano .....	151
6.5.2. Flujo de calor que se pierde por las paredes de la secadora de grano.....	151
6.6. DETERMINACIÓN DE TIEMPO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA.....	154
6.7. CÁLCULO DEL VOLUMEN DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN.....	156
6.8. BALANCE DE ENERGÍA CON LEÑA DE EUCALIPTO Y PINO A DIFERENTES HUMEDADES. ....	157
6.9. PROPUESTA DE MEJORA .....	161
6.10. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL BIOCALEFÓN .....	162
<b>CAPITULO 7 .....</b>	<b>164</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>164</b>
7.1. CONCLUSIONES .....	164
7.2. RECOMENDACIONES .....	166
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>167</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Evolución de la oferta de energía por fuentes 1970 - 2012 .....	8
<b>Figura 2.</b> Evolución del consumo de energía por sectores 1970 - 2012.....	9
<b>Figura 3.</b> Evolución del consumo de energía por fuentes 1970 - 2012 .....	10
<b>Figura 4.</b> Estructura del consumo por fuente.....	10
<b>Figura 5.</b> Consumo de los sectores económicos por tipo de fuente .....	11
<b>Figura 6.</b> Consumo por fuente de los sectores económicos .....	12
<b>Figura 7.</b> Sistema de calentamiento de agua de acumulación. ....	23
<b>Figura 8.</b> Sistema de producción instantánea de ACS.....	24
<b>Figura 9.</b> Interacumulador. ....	26
<b>Figura 10.</b> Ejemplos de un Acumulador indirecto .....	27
<b>Figura 11.</b> Calentamiento de agua con madera sistema directo .....	28
<b>Figura 12.</b> Sistema de ACS con intercambiador en el interior de la estufa. ....	28
<b>Figura 13.</b> Sistema de ACS con intercambiador en el interior y alrededor del tubo.	29
<b>Figura 14.</b> Tipos de calderas para madera .....	29
<b>Figura 15.</b> Eficiencia térmica calderas de corriente ascendente (A) y descendente (B) .....	32
<b>Figura 16.</b> Biocalefón de calentamiento continuo. ....	33
<b>Figura 17.</b> Curva de humedad de equilibrio (a) para el maíz y (b) para el trigo .....	40
<b>Figura 18.</b> Secadora horizontal de capa estática.....	42
<b>Figura 19.</b> Convección de signos para el flujo de calor por conducción.....	47
<b>Figura 20.</b> Transferencia de calor en régimen permanente a través de una pared plana. ...	49
<b>Figura 21.</b> Dependencia entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura .....	51
<b>Figura 22.</b> Transferencia de calor por convección en una placa .....	52
<b>Figura 23.</b> Patrones de flujo intercambiadores de calor de flujo transversal.....	56
<b>Figura 24.</b> Arreglos de tubos en un banco (a) Alineados (b) Escalonados .....	56
<b>Figura 25.</b> Temperatura en un intercambiador de calor de flujo transversal de un paso. ....	60
<b>Figura 26.</b> Factor de corrección de la LMTD para flujo cruzado con un fluido mezclado.....	61
<b>Figura 27.</b> Resistencias térmicas para un cilindro compuesto de tres capas y sujeto a convección en ambos lados. ....	64
<b>Figura 28.</b> Proceso industrial en cámara combustión .....	65
<b>Figura 29.</b> Tipos de combustión en función de productos. ....	67
<b>Figura 30.</b> Distancia recomendadas para instalación de sensores .....	76
<b>Figura 31.</b> Concentración Máxima de CO por tipo combustible.....	77
<b>Figura 32.</b> Biocalefón en su fase de construcción y transporte a la comunidad.....	82

<b>Figura 33.</b> Biocalefón en su fase de Inspección en la comunidad .....	82
<b>Figura 34.</b> Condiciones iniciales del Biocalefón .....	83
<b>Figura 35.</b> Fases de mantenimiento .....	87
<b>Figura 36.</b> Puesta en operación del Biocalefón.....	88
<b>Figura 37.</b> Ubicación de termocuplas tipo K y PT1000 .....	94
<b>Figura 38.</b> Temperaturas externas de los componentes del Biocalefón.....	95
<b>Figura 39.</b> Tomas de muestras para analizar características de la madera. ....	98
<b>Figura 40.</b> Muestras para envío al Laboratorio.....	98
<b>Figura 41.</b> Forma de efectuar las mediciones de humedad en la leña .....	103
<b>Figura 42.</b> Temperaturas en el sistema con leña eucalipto al 12.5% de humedad. ....	109
<b>Figura 43.</b> Variación de temperatura del agua y aire de proceso.....	110
<b>Figura 44.</b> Incremento de la temperatura del agua quemando leña de eucalipto .	110
<b>Figura 45.</b> Incremento de la temperatura del agua quemando leña de pino.....	111
<b>Figura 46.</b> Medición de la humedad de grano antes de secado .....	112
<b>Figura 47.</b> Proceso de secado y humedad final del grano .....	113
<b>Figura 48.</b> Temperatura y humedad relativa a la entrada y salida de la secadora.	113
<b>Figura 49.</b> Imágenes termográficas reporte a las cuatro horas de quema.....	114
<b>Figura 50.</b> Imágenes reporte a las cinco horas de quema .....	116
<b>Figura 51.</b> Conexiones eléctricas del caudalímetro.....	118
<b>Figura 52.</b> Variación de Temperaturas, caudal, Energía y Potencia.....	120
<b>Figura 53.</b> Variación de Temperaturas, caudal, Energía y Potencia después de 12 h.....	120
<b>Figura 54.</b> Medición de CO del pino a diferentes humedades sin exceso de aire.	121
<b>Figura 55.</b> Comparación de emisiones de CO para eucalipto con la normativa nacional ...	122
<b>Figura 56.</b> Comparación de emisiones de CO para el pino con la normativa nacional .....	123
<b>Figura 57.</b> Comparación de emisiones de CO para eucalipto con la normativa Chilena ....	123
<b>Figura 58.</b> Comparación de emisiones de CO para el pino con la normativa Chilena .....	124
<b>Figura 59.</b> Cámara de combustión del Biocalefón.....	129
<b>Figura 60.</b> Carta psicrométrica para 2800 m.s.n.m .....	136
<b>Figura 61.</b> Factor de pérdidas de calor por unidad de superficie.....	138
<b>Figura 62.</b> Ducto para la batería de tubos. ....	140
<b>Figura 63.</b> Intercambiador de calor gases de combustión-aire .....	143
<b>Figura 64.</b> Distribución de temperatura en el intercambiador de calor .....	144
<b>Figura 65.</b> Interacumulador de 500 litros por convección natural para ACS.....	147
<b>Figura 66.</b> Modelo del interacumulador para determinar U .....	150

<b>Figura 67.</b> Aspecto estructural de la secadora de grano .....	152
<b>Figura 68.</b> Modelo para determinar las pérdidas por las paredes de la secadora .	152
<b>Figura 69.</b> Modelo del interacumulador para ACS.....	154
<b>Figura 70.</b> Intercambiador de calor del interacumulador. ....	155
<b>Figura 71.</b> Balances de energía para el Biocalefón con leña eucalipto al 12.5% de humedad.....	159
<b>Figura 72.</b> Balances de energía para el Biocalefón con leña de pino al 15.8% de humedad.....	160

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Comparación energética de diversos combustibles .....	20
<b>Tabla 2</b> Determinación de la masa seca .....	38
<b>Tabla 3</b> Consumo específico de energía en una secadora convencional tipo torre .	42
<b>Tabla 4</b> Efecto de la temperatura del aire en la capacidad de remoción del agua ...	44
<b>Tabla 5</b> Conductividades térmicas de metales, sólidos no metálicos, líquidos y gases. ....	48
<b>Tabla 6</b> Magnitud de coeficiente de transferencia de calor por convección h.....	53
<b>Tabla 7</b> Constates para las ecuaciones 17 y 19, para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas.....	58
<b>Tabla 8</b> Factor de corrección C2 para la ecuación 20 para $NL < 10$ .....	59
<b>Tabla 9</b> Equivalencias entre humedad en base húmeda y humedad en base seca .....	72
<b>Tabla 10</b> Métodos de ensayos recomendados por EPA .....	75
<b>Tabla 11</b> Límites máximos permisibles de concentraciones de emisión al aire para fuentes fijas de combustión, incluidas fuentes de combustión abierta ( $mg/Nm^3$ ) .....	80
<b>Tabla 12</b> Manta Térmica – Lana Roca.....	85
<b>Tabla 13</b> Aislante Térmico – Plaqueta Refractaria.....	85
<b>Tabla 14</b> Acero – Plancha de Acero.....	86
<b>Tabla 15</b> Instrumentación fija del Biocalefón .....	89
<b>Tabla 16</b> Dispositivos portátiles de Medición .....	90
<b>Tabla 17</b> Especificaciones Manómetro y Termómetro .....	93
<b>Tabla 18</b> Especificaciones técnicas Sopladores .....	93
<b>Tabla 19</b> Resumen de ensayos realizados en el INER para la caracterización de la biomasa pino y eucalipto. ....	101
<b>Tabla 20</b> Tamaño de muestra .....	102
<b>Tabla 21</b> Clasificación de la leña según NCh2907-2005.....	103
<b>Tabla 22</b> Resultados de mediciones de humedad para eucalipto .....	104
<b>Tabla 23</b> Distribución de termocuplas conectadas a Datalogger BTM4208SD .....	105
<b>Tabla 24</b> Temperaturas promedios para intervalos de 10 min, eucalipto al 12.5 % H.....	108
<b>Tabla 25</b> Información de la imagen termográfica a 4 horas de la quema .....	115
<b>Tabla 26</b> Información de la imagen termográfica a 5 horas de quema. ....	116
<b>Tabla 27</b> Datos de energía térmica entregada por el medidor WMZ.....	119
<b>Tabla 28</b> Mediciones de Monóxido de Carbono a distintas humedades para el eucalipto y el pino .....	122
<b>Tabla 29</b> Datos y resultados de los ensayos realizados en la quema de eucalipto y pino. ....	126
<b>Tabla 30</b> Áreas y temperaturas en la superficie de la cámara de combustión.....	137



<b>Tabla 31</b> Resumen de balance energético del Biocalefón para leña de eucalipto y pino....	158
<b>Tabla 32</b> Resumen las especificaciones técnicas del Biocalefón .....	162

## ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1:** Características de los sistemas de ACS
- ANEXO 2:** Planos componentes mecánicos y térmicos del Biocalefón
- ANEXO 3:** Plano de instalación de Instrumentación
- ANEXO 4:** Características técnicas a considerar en el Biocalefón
- ANEXO 5:** Ensayos realizados en los laboratorios del INER
- ANEXO 6:** Curvas de variación de temperaturas para las 6 quemas
- ANEXO 7:** Emisividad para determinar pérdidas por radiación

## RESUMEN

La presente investigación analiza el comportamiento energético y mejora en el rendimiento de un biocalefón de aplicación múltiple. El equipamiento tiene la finalidad de proporcionar agua caliente sanitaria con una capacidad de 500 litros, con un salto de temperatura de 45°C. El calor residual se utiliza para el secado de productos agrícolas o cereales. En este sistema los gases de combustión ingresan a un intercambiador de flujo cruzado que calienta el aire que es impulsado con un ventilador de 321 m<sup>3</sup>/h. El aire caliente ingresa a un interacumulador en donde el agua es calentada por convección natural. El estudio energético, parte de un análisis inmediato y proximal realizado a la biomasa y que arrojó como resultados un poder calórico superior de 16.11 MJ/Kg y 16.75 MJ/Kg para el eucalipto y pino respectivamente. El análisis de transferencia de calor en los intercambiadores se realizó aplicando el método DTML (diferencial media logarítmica de temperatura) por lo que fue necesario instalar sensores de temperatura acoplados a una datalogger de 12 canales. En la parte experimental se realizó la quema con leña a distintas humedades (eucalipto: 12.5%, 18% y 35% y pino: 15.8%, 18.2% y 39.10%). Para el ensayo con leña de eucalipto al 12.5 % de humedad se tardó 6 horas para calentar 500 l de agua desde los 17.7 °C a los 62.15 °C, con un consumo de 39.8 Kg de biomasa, el aire que sale desde el interacumulador es aprovechado para secar maíz, obteniendo un rendimiento final del 26.64%. Las emisiones de los gases fueron medidas con el analizador de monóxido de carbono Prufrex IR410. Las emisiones en condiciones normales de operación fueron de: 0.01, 0.04 y 0.18% para el eucalipto y de: 0.06, 0.09 y 0.18% para el pino.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **AGUA CALIENTE SANITARIA**
- **BIOCALEFÓN**
- **SECADO DE GRANOS**
- **BIOMASA**

## ABSTRACT

This research analyzes the energy performance and improvement in the performance of a multi biocalefon application. The equipment is intended to provide hot water with a capacity of 500 liters, with a increase of 45°C. The waste heat is used for drying agricultural products or cereals. In this system the flue gases enter a cross flow exchanger that heats the air that is driven with a fan 321 m<sup>3</sup>/h. Warm air enters a interacumulador where water is heated by natural convection. The energy study, part of an immediate and proximal analysis of biomass and as results showed a higher calorific value of 16.11 MJ/kg and 16.75 MJ/Kg for eucalyptus and pine respectively. Analysis of heat transfer in exchangers was performed by applying the method "LMTD" (log mean temperature difference) so it was necessary to install temperature sensors coupled to a 12-channel data logger. In the experimental part was performed with burning wood at different humidities (Eucalyptus: 12.5%, 18% and 35% and pine: 15.8%, 18.2% and 39.10%). For testing with eucalyptus wood moisture 12.5% took six hours to heat 500 liters of water from 17.7°C to 62.15°C, with a consumption of 39.8 kg of biomass, the air exiting from the SHW is corn advantage to dry, obtaining a final yield of 26.64%. Emissions of gases were measured with carbon monoxide analyzer Prufrex IR410. Emissions under normal operating conditions were: 0.01%, 0.04% and 0.18% and for eucalyptus: 0.06%, 0.09% and 0.18% for pine.

### KEYWORDS:

- **SANITARY HOT WATER (SHW)**
- **BIOCALEFON**
- **GRAIN DRYING**
- **BIOMASS**

## ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA

La leña constituye una fuente renovable de energía que se ha utilizado desde años atrás y hoy en día empleada generalmente en los sistemas energéticos rurales. La leña puede recogerse y utilizarse con técnicas sencillas y sin tener que recurrir a equipos costosos, y ello hace que responda particularmente bien a las necesidades y las posibilidades de sus usuarios. En el Ecuador su consumo actualmente tiene un rol muy representativo para usos de cocción en zonas rurales, representando el 13% (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013) de la demanda de energía del sector residencial.

La energía utilizada para el calentamiento de agua representa el mayor porcentaje de consumo a nivel residencial. Los sistemas de preparación de Agua Caliente Sanitaria están muy extendidos en nuestra sociedad. En la actualidad consideramos el agua caliente como un requisito de confort imprescindible en nuestras vidas. Del estudio del arte se determina seis tipos de sistemas de calentamiento de agua: la leña, el petróleo/gas, eléctricos, bomba de calor, solar y sistemas instantáneos (Oussama, Farouk, Rafic, & Hasna Louahlia, 2014).

Nuestro estudio se enfoca a realizar el análisis energético en un Biocallefón que tiene como finalidad calentar 500 litros de agua para uso sanitario y emplear calor residual para el secado de productos agrícolas y cereales.

Para cumplir con lo propuesto se propone en el capítulo 1 las generalidades del proyecto como: antecedentes, definición del problema, objetivos, justificación e importancia y alcance. El capítulo 2 se enfoca al estado del arte sobre: la leña en los sistemas energéticos, la biomasa como

combustible sólido para ACS y secado, tipos de sistemas de ACS, rendimiento y emisiones de las caderas y tecnología del secado. El capítulo 3 corresponde al marco teórico relacionado con la transferencia de calor, el calor del carburante y emisiones de gases. En el capítulo 4 se trata sobre la implementación del sistema para la puesta en funcionamiento del Biocalefón y sobre la instalación de la instrumentación necesaria para la toma de datos. El capítulo 5 corresponde al desarrollo experimental y ensayos realizados en las quemas respectivas. En el capítulo 6 se realiza el análisis de datos obtenidos en las quemas con leña a diferentes contenidos de humedad y se realiza el balance energético estableciendo propuestas de mejora y se concluye con el capítulo 7 donde se establece las respectivas conclusiones y recomendaciones.

## **CAPITULO 1**

### **GENERALIDADES**

#### **1.1. ANTECEDENTES**

La crisis del petróleo hace más obvia la dependencia económica de los combustibles fósiles, como consecuencia de ello la necesidad de nuevas fuentes de energía se ha convertido en un asunto más urgente (De la Rosa Alain, 2007). Las fuentes de energía renovables están llamadas a proporcionar la solución a este problema puesto que ellas son inextinguibles y tienen un menor impacto adverso sobre el medio ambiente, en relación a los combustibles fósiles.

En la actualidad se vuelve a la biomasa buscando soluciones energéticas eficientes que permitan nuevas concepciones económicas de su aprovechamiento para obtener una serie de beneficios entre los que se encuentra la reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera, fundamentalmente de CO<sub>2</sub>, causante del efecto invernadero y SO<sub>2</sub> de la lluvia ácida. En efecto, el balance de producción de CO<sub>2</sub> se estima como nulo, ya que el carbono liberado a la atmósfera ha tenido que ser previamente fijado de ésta en el proceso de la fotosíntesis y en cuanto al SO<sub>2</sub>, el nivel de contenido de azufre es bajo.

Las fuentes de la Biomasa son: biomasa forestal procedente de los bosques y los montes; biomasa residual generada por cualquier actividad humana, procesos agrícolas, ganaderos o industrias derivadas de su transformación y cultivos energéticos desarrollados con la única finalidad de producir biomasa.

Las ventajas de usar biomasa radican en los siguientes aspectos. Es más económica que los derivados de petróleo y el gas natural. Su precio es estable: a diferencia de los hidrocarburos (Renowattio, 2015). Es de producción local: sobre todo con recursos agrícolas y forestales nacionales, es un recurso renovable: los hidrocarburos son recursos no renovables. Es segura más que otros combustibles, tiene baja explosividad y actualmente los sistemas de alimentación están automatizados, no hay riesgos de fugas como en el gas licuado de petróleo y no emite polvo como el carbón.

Las energías como la solar o eólica, además de tener un bajo rendimiento de captación, son muy difíciles de almacenar (son procesos costosos en términos energéticos), por lo que necesitan de energías de apoyo. Sin embargo, la biomasa constituye una energía renovable de fácil almacenaje, que permite su utilización dosificada en cada momento, y en función de la demanda existente.

La característica esencial de la biomasa como combustible, es que constituye un ciclo cerrado energético y por tanto renovable. En su formación, las especies vegetales absorben la energía solar mediante la fotosíntesis, energía que se fija (almacena) en forma de carbono mediante la transformación del  $\text{CO}_2$  ambiental, el agua y diversos minerales (sin valor energético), en materias orgánicas altamente energéticas. La combustión directa de esta "biomasa" vegetal se realiza mediante su oxidación total en contacto con el  $\text{O}_2$  del aire, liberándose en el proceso energía térmica, agua,  $\text{CO}_2$  y cenizas; las cenizas servirán de abono en el proceso de fotosíntesis de nuevas plantaciones, cerrándose así el ciclo. Esto es lo que le confiere la denominación de energía renovable. Es muy importante resaltar que en todo éste proceso no se liberan productos nocivos, lo que supone una gran ventaja medioambiental frente a los combustibles fósiles.

El Agua Caliente Sanitaria (ACS) es agua destinada para consumo humano que ha sido calentada, se utiliza para usos sanitarios (duchas,



baños) y para otros usos de limpieza (lavadora, fregado de platos, lavavajillas).

Las instalaciones de ACS, si no son convenientemente diseñadas y mantenidas, pueden convertirse en focos amplificadores de la bacteria *Legionella*, causante de la legionelosis, que es una enfermedad bacteriana de origen ambiental. La legionella es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones físico-químicas, multiplicándose entre 20°C y 45°C, destruyéndose a 70°C. Su temperatura óptima de crecimiento es 35°C – 37°C.

En la distribución de ACS con tubería de acero galvanizado, no debe superarse de 58°C, puesto a que mayores temperaturas atacan la protección galvánica, destruyéndola y empieza a corroerse el acero sin protección, de modo que el agua que salga este a una temperatura adecuada para el uso entre 30°C y 45°C. Las instalaciones ACS deben cumplir ciertos criterios:

- El agua se debe acumular a una temperatura de al menos 60°C
- Se debe asegurar los 50°C en los puntos más alejados
- La instalación permitirá que el agua alcance los 70°C

Los tanques de almacenamiento para ACS, pueden ser metálicos (hierro galvanizado, hierro con recubrimiento porcelanizado, acero inoxidable etc.) o de cualquier otro material que demuestre soportar las condiciones ya mencionadas, de presión, temperatura, corrosión, oxidación, dureza de agua e resistencia al ambiente. Estas condiciones definen el espesor de la pared de cada tanque.

El aislamiento del tanque debe presentar características físicas, químicas y termofísicas de tal forma que, tenga una muy baja conductividad térmica (menor de 0,040W/m°C en el rango de 20 °C a 120 °C), una muy baja

absorbencia de agua, baja capilaridad y mínima retención del agua, debe ser químicamente estable (por más de 20 años), que evite formación de llama.

Prácticamente son dos métodos para obtener ACS, por energía no renovable se aprovecha los calentadores a gas y por energía alternativa o renovable tenemos los que aprovechan la energía solar a través de colectores planos, otra alternativa es el biocalefón que a través de la combustión directa de biomasa con ventilación forzada se puede obtener ACS. Por último otra alternativa para ACS es utilizar los calentadores eléctricos.

En el Ecuador, concretamente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, se han realizado algunas investigaciones sobre aprovechamientos energéticos de la Biomasa. Para el caso de la cascarilla de arroz se llegó a determinar las Revoluciones del tornillo sin fin para alimentación del combustible que es de una RPM (Tipanluisa, 2012).

Dentro de los programas de vinculación con la colectividad, que tiene la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, en el año 2008 realiza la entrega de un biocalefón con capacidad para 500 litros de agua caliente sanitaria y una cámara de secado para 55 kg a la comunidad de Ozogoché Alto, cumpliendo con la oferta de proporcionar agua caliente sanitaria a la Escuela Luis Plutarco Cevallos localizada en la Provincia de Chimborazo.

El biocalefón fue instalado con el apoyo de los alumnos y personal docente del departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, los cuales bajo su responsabilidad se realizó pruebas de campo por tres meses antes de realizar la entrega oficial a la Comuna de Ozogoché Alto, proporcionando a la vez la capacitación respectiva para el correcto funcionamiento y mantenimiento del equipo.

## **1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

La Universidad de las Fuerzas Armadas, como parte de las actividades de Vinculación con la Colectividad, instaló en el año 2008 en la Escuela Luis Plutarco Cevallos un Biocallefón cuyo objetivo principal fue dotar de agua caliente sanitaria para los niños de dicha escuela, mediante la combustión de biomasa. Lamentablemente este biocallefón y sus componentes, se encontraron en un proceso de deterioro debido a que no se utilizó y se encontró a la intemperie.

Ante esta situación, se propone recuperar y optimizar la operación del Biocallefón para mejorar sus prestaciones y posteriormente a nivel investigativo, determinar los parámetros óptimos de operación que permitan alcanzar la más alta eficiencia energética en la producción de ACS y secado de productos agrícolas, mediante el uso apropiado de la biomasa leñosa con la reducción de las emisiones a la atmósfera, debido a la quema del eucalipto o pino con diferentes contenidos de humedad.

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. General**

Optimizar y mejorar la eficiencia del proceso térmico en los biocallefones con calentamiento indirecto de aire de proceso, mediante el estudio y aprovechamiento óptimo de las características energéticas de la biomasa seca de eucalipto y pino.

### **1.3.2. Específicos**

- Analizar el estado del arte sobre los sistemas energéticos desarrollados para el aprovechamiento de la biomasa seca, destinados a la obtención de agua caliente sanitaria y secado, mediante procesos de combustión.

- Realizar el levantamiento técnico, físico y funcional del biocalefón donado por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, a la comuna de Ozogoché Alto en la Provincia de Chimborazo, con la posterior optimización y puesta en marcha del biocalefón para utilizarlo con fines de investigación, mediante la implementación de la instrumentación y equipamiento necesario.
- Analizar el rendimiento energético del sistema de combustión de biomasa, variando el contenido de humedad final del combustible sólido para reducir las emisiones de CO de la biomasa seca de eucalipto y pino, y de esta manera contribuir con la mejora ambiental en zonas de explotación y aprovechamiento de estos recursos.
- Proporcionar un biocalefón optimizado experimental multiuso para calentamiento de agua de uso sanitario y secador de productos agrícolas, para que sea usado en el desarrollo de futuras investigaciones relacionadas con los procesos de combustión de Biomasa, que es una necesidad urgente para el Ecuador a fin de contribuir con la modernización de la Matriz Energética Nacional.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

El desarrollo del presente proyecto de investigación mejora los procesos de calidad y rendimiento térmico en la obtención agua caliente sanitaria y adicional con la cogeneración utilizarlo en procesos de secado de productos, aprovechando así el biocalefón para aplicaciones múltiples.

La problemática que se presenta en la actualidad es por la utilización de gas como un método para obtener ACS, u otro ejemplo en el calentamiento de agua en piscinas. Un punto crítico es la fuga del gas por la frontera fomentando el contrabando, ha esto la problemática de mantener un subsidio que esta alrededor 700 millones al año siendo un punto negativo

que se considera en el Plan del Buen Vivir que el presente gobierno desea aplicar con el cambio de la matriz energética, fomentando la implementación alternativa de energías renovables que aporte a esta filosofía.

Proporcionar una iniciativa para sectores productivos del país, ya que una de las metas del gobierno nacional es el cambio de la matriz productiva del Ecuador. Con la ejecución de este proyecto se propone una iniciativa para que los sectores productivos puedan adoptar esta idea para su industrialización.

Con el equipo experimental puesto a punto y con los resultados obtenidos en la investigación de campo se dispondrá de unidad didáctica para el laboratorio de Energías Renovables y será soporte para iniciar nuevas investigaciones.

### **1.5. ALCANCE**

El desarrollo del presente proyecto de investigación se sustenta en la recuperación técnica del biocalefón donado años atrás a la Comuna de Ozogoché Alto para lo cual se debe considerar las siguientes actividades:

El trabajo de investigación consiste en la readecuación de componentes mecánicos, implementación de sistemas de monitoreo de parámetros termofísicos y de esta manera, optimizar los procesos de análisis energético, toma de datos y resultados de la investigación, durante los ensayos de combustión y transferencia de energía térmica entre cámara de combustión, intercambiador de calor gases-aire, interacumulador de convección natural y secadora, sin modificar el diseño concebido en el biocalefón existente. Además, esta Investigación se fundamenta en el estudio y caracterización energética de la biomasa seca de eucalipto y pino, a fin de que en futuros proyectos se puedan desarrollar nuevas instalaciones de uso industrial o artesanal.

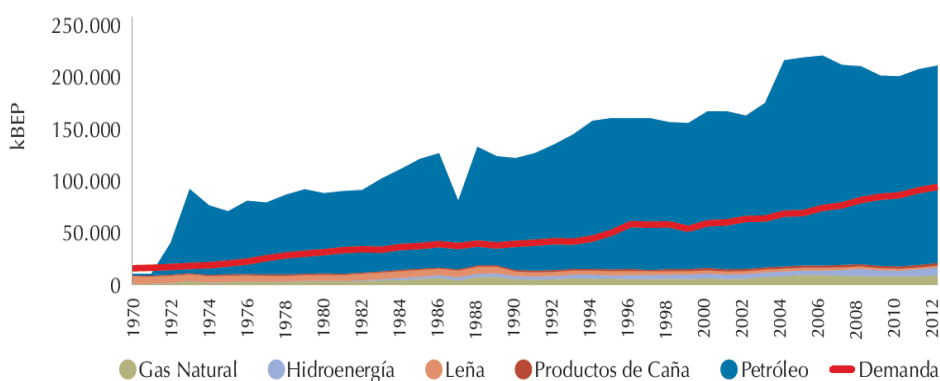
## CAPITULO 2

### ESTADO DEL ARTE

#### 2.1. EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LA ENERGÍA EN ECUADOR

Ecuador es considerado actualmente como un exportador neto de energía. Desde 1972, en vísperas de iniciar las exportaciones de crudo oriente, el sector petrolero asume importancia inusitada en la estructura económica del país (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013), donde la matriz de energía primaria ha sido dominada por el petróleo tanto como principal energético interno como para su exportación.

La figura 1 muestra la producción de energía por fuentes primarias durante los últimos 40 años, en donde es claramente visible la importancia que juega el petróleo en la sociedad ecuatoriana, no solo para abastecer la demanda interna (carga a refinerías y generación eléctrica), sino también por la renta derivada de las exportaciones que forman parte de los recursos fiscales con los que cuenta el Gobierno.

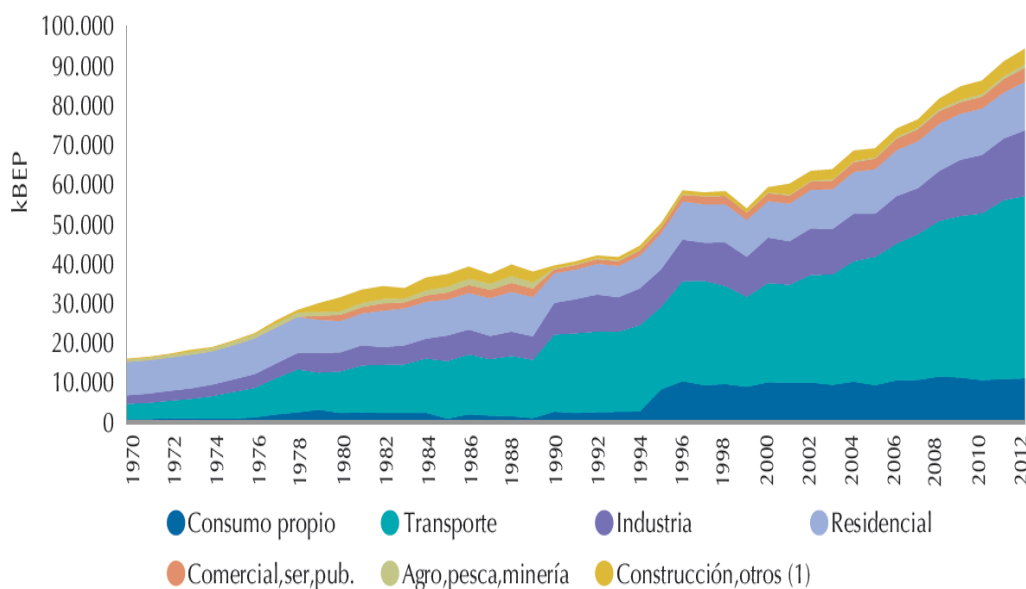


**Figura 1. Evolución de la oferta de energía por fuentes 1970 - 2012**

**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

Las energías renovables, como la biomasa (leña y bagazo) y la hidráulica, históricamente han tenido mínima participación en la matriz de energía primaria. La demanda total de energía, representada por una línea roja en la figura 2, ha crecido de forma acelerada los últimos 10 años. Todo lo que está sobre la línea roja es el excedente energético que Ecuador es libre de exportar.

Analizando el histórico de la demanda de energía del país en las últimas tres décadas (Figura 2), se observa que el sector transporte gana paulatinamente participación en la matriz de consumo, pasando de un 33% en 1980 a alrededor de un 49% en 2012. El segundo sector de mayor consumo, pero distante al de transporte, es el sector industrial (18%) y en tercer término el residencial (13%). En buena medida esta estructura refleja la condición de una economía basada en la producción de recursos primarios y en servicios.

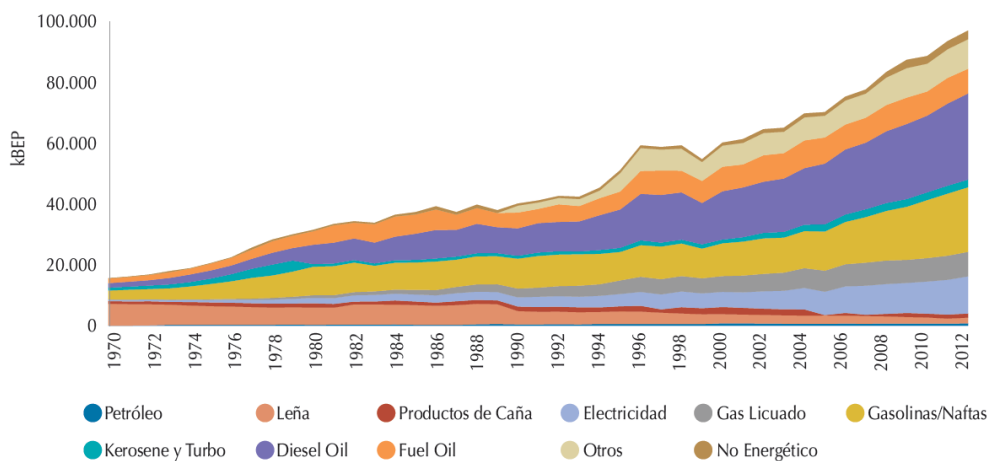


**Figura 2. Evolución del consumo de energía por sectores 1970 - 2012**

**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

En la matriz de consumo por tipo de fuentes, puede verse el predominio absoluto de los derivados del petróleo (figura 3), que aun cuando la electricidad ha aumentado su participación, el diésel y las gasolinas son las

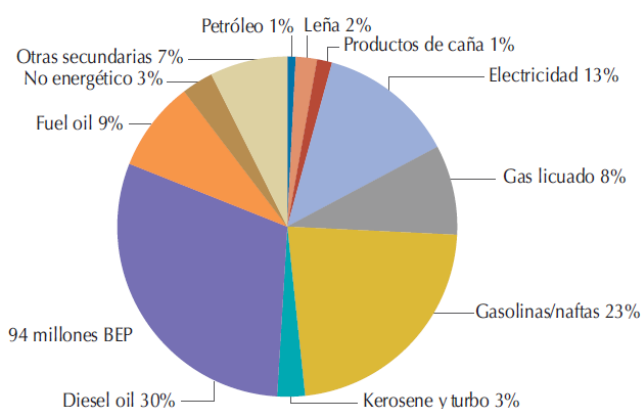
principales fuentes de consumo en especial para el sector transporte. De acuerdo a la gráfica de la figura 3, el consumo de la leña ha tenido un decrecimiento gradual.



**Figura 3. Evolución del consumo de energía por fuentes 1970 - 2012**

**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

El consumo por tipo de fuentes al 2012 (figura 4) se concentra en diésel (30%), gasolinas (23%), electricidad (13%), fuel oil (9%), Gas licuado (8%), leña 2%, productos de caña 1%, petróleo (1%) y otros 7%.

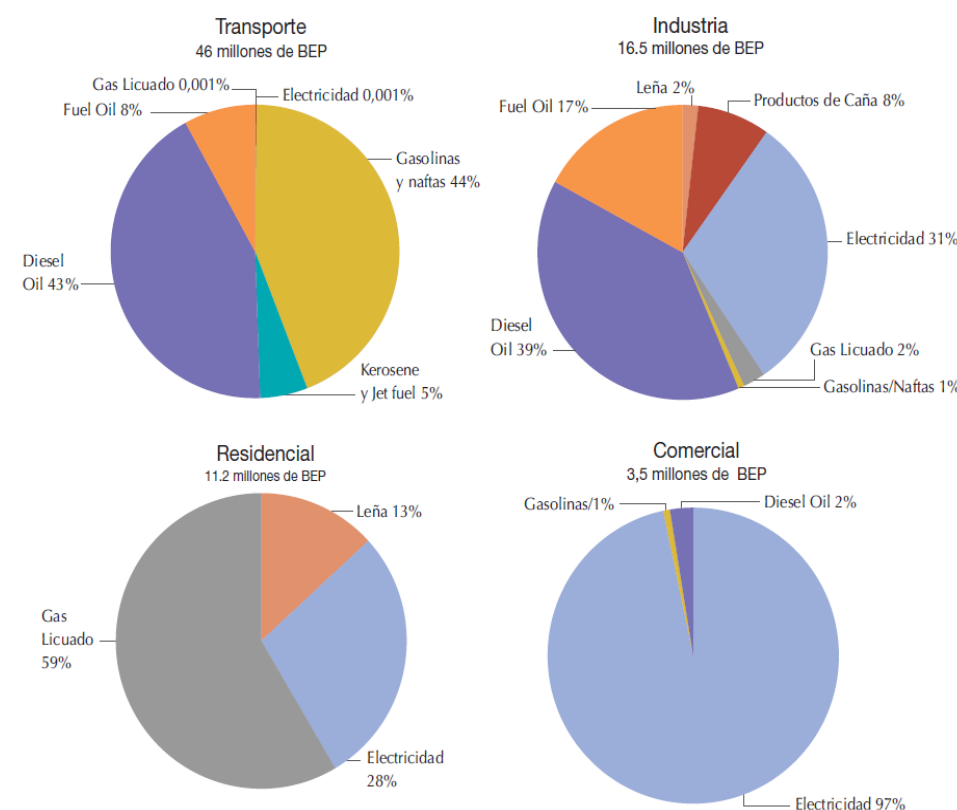


**Figura 4. Estructura del consumo por fuente**

**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

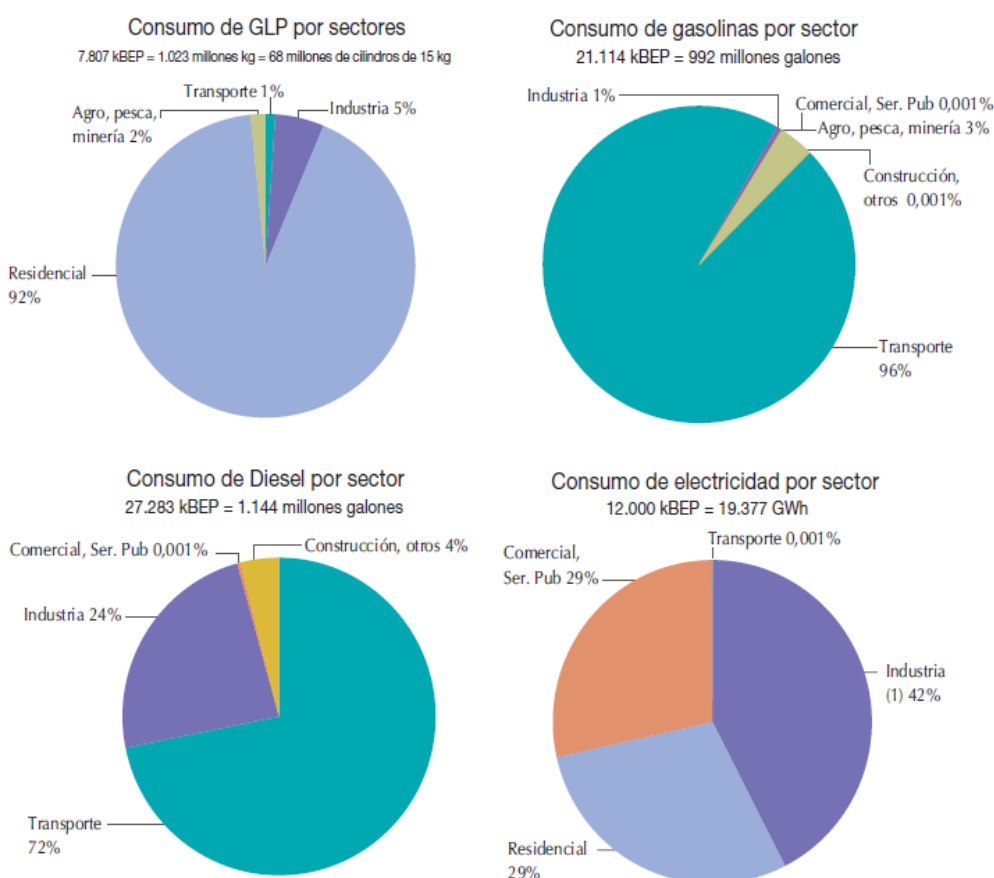


En la figura 5 se presentan los energéticos consumidos por los sectores de transporte, industria, residencial y comercial. En el sector transporte los combustibles más consumidos son la gasolina (44%) y diésel (43%). El fuel oíl también tiene una importante participación (8%) debido al consumo de transporte naviero de gran calado. La electricidad en transporte es casi inexistente y el único caso representativo es el sistema de transporte público trolebús de la ciudad de Quito. En la industria, el consumo predominante sigue siendo de diésel (39%), que es usado para la mayoría de procesos térmicos y también tiene una importante participación la electricidad (31%) como el energético ideal para los procesos de fuerza. El sector residencial es dominado por el uso del Gas licuado de petróleo (59%), destinado especialmente para cocción, electricidad 28% y **leña el 13%**. En el caso de la leña, tiene un rol muy representativo para usos de cocción en zonas rurales.



**Figura 5. Consumo de los sectores económicos por tipo de fuente**  
**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

El detalle de consumo de los principales energéticos como la gasolina, diésel, GLP y electricidad se presentan a continuación en la figura 6. El GLP es consumido casi en su totalidad por el sector residencial (92%) para la cocción de alimentos. La gasolina es consumida en su mayor parte (96%) por el sector transporte. El diésel también tiene como mayor consumidor al sector transporte (72%), pero la industria representa un consumo significativo (24%) en especial para usos térmicos. La mayoría de la electricidad es consumida por la industria (42%) seguido por el sector comercial (29%) y residencial (29%). El único caso representativo de consumo eléctrico para el sector transporte es el trolebús de Quito.



**Figura 6. Consumo por fuente de los sectores económicos**  
**Fuente: (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2013)**

Por lo expuesto anteriormente, vemos que en el caso de la leña, su consumo actualmente tiene un rol muy representativo para usos de cocción

en zonas rurales, representando el 13% de la demanda de energía del sector residencial, donde es dominado por el uso del Gas licuado de petróleo (59%), destinado especialmente para cocción y la electricidad el (28%).

## **2.2. LA LEÑA EN LOS SISTEMAS ENERGÉTICOS**

La leña (FAO, 1983) es, pues, por excelencia una fuente renovable de energía cuyo carácter descentralizado responde particularmente a las características propias de los sistemas energéticos rurales.

Las necesidades domésticas en concreto son la cocción de los alimentos y la calefacción de la vivienda en algunos casos y representan en general, en los países en desarrollo, la parte más importante del consumo energético total, sobre todo entre las poblaciones rurales y en los hogares pobres. La leña es generalmente el combustible preferido de las poblaciones rurales, cuyo acceso a otras fuentes de energía es, en la práctica, muy limitado: la leña, pues, desempeña una función esencial para atender necesidades energéticas elementales, ligadas a la subsistencia misma de esas poblaciones. Aparte de su carácter renovable y de su descentralización, la leña puede recogerse y utilizarse con técnicas sencillas y sin tener que recurrir a equipos costosos, y ello hace que responda particularmente bien a las necesidades y las posibilidades de sus usuarios. Las necesidades energéticas mínimas para cocinar los alimentos y calentar agua pueden calcularse entre 6 y 10 GJ por persona y año, lo que en condiciones normales de empleo, equivale de 0,5 a 1 m<sup>3</sup> de leña. Si se tiene también en cuenta la calefacción de la vivienda, que en los climas fríos de montaña es indispensable, las necesidades totales de energía para usos domésticos pueden llegar a 25-30 GJ por persona y año, que corresponden a unos 3 m<sup>3</sup> de leña.

Además de la función preponderante que desempeña para atender las necesidades domésticas de energía, la leña constituye también un combustible importante en numerosas industrias rurales: secado granos,

hornos de ladrillos, fraguas, alfarería y otras muchas actividades artesanales.

## **2.3. LA BIOMASA COMO COMBUSTIBLE SÓLIDO PARA ACS Y SECADO**

### **2.3.1. Origen y concepto de biomasa**

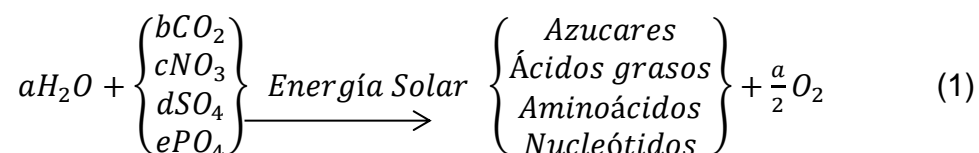
El sol es el origen principal de los fenómenos físicos y físicos-químicos, naturales o desarrollados por el hombre, implicados en la generación de energía potencial (térmica, química o gravitatoria) y de energía cinética (Ortega, 2000). Estas energías se utilizan posteriormente para producir trabajo y calor.

La biomasa es una fuente de energía renovable, ya que sus suministros no son recursos limitados, es decir siempre crecen árboles, cultivos y los residuos siempre existen. (Saidur, Abdelaziz, Demirbas, Hossain, & Mekhilef, 2011).

La biomasa es un término usado para describir toda la materia orgánica producida por fotosíntesis, existente en la superficie de la tierra se incluye toda la vegetación y árboles en el lecho marino como terrestre, así como los residuos sólidos urbanos o municipales, biosólidos municipales (aguas residuales), los residuos animales (abonos), residuos forestales incluido agrícolas y ciertos tipos de residuos industriales.

Las plantas aprovechan la radiación solar para su metabolismo; lo hacen mediante la fotosíntesis, que es un proceso mediante el cual estas transforman la energía solar en energía química. El proceso fotosintético está comprendido por un complejo entramado de reacciones fotoquímicas y bioquímicas que ocurren en un órgano celular llamado mitocondria, verdadera fábrica de energía que sostiene la vida. La energía química es la

implicada en la formación o la rotura de los enlaces entre los átomos que forman las moléculas. La energía química se almacena en forma de moléculas orgánicas (con el carbono como principal componente estructural). La ecuación general de la fotosíntesis es (Ortega, 2000):



Por lo tanto, la energía que contiene la biomasa es energía solar almacenada a través de la fotosíntesis, proceso por el cual algunos organismos vivos, como las plantas, utilizan la energía solar para convertir los compuestos inorgánicos que asimilan (como el  $CO_2$ ) en compuestos orgánicos.

El término biomasa define el conjunto de la materia (masa) vegetal, considerando tanto los árboles, plantas, arbustos y hierbas (biomasa vegetal), como la materia orgánica procedente del ciclo alimentario de las especies animales vegetarianas (biomasa animal).

La biomasa tiene múltiples utilidades, pero desde el punto de vista del aprovechamiento de la energía contenida en el enlace químico del carbono, hay que proceder a su combustión. La combustión de la biomasa sólida puede realizarse directamente en un hogar, previo secado cuando ésta tiene excesiva humedad. Sin embargo, cuando mediante tratamientos intermedios ya sean: físicos, químicos o biológicos obtenemos combustibles líquidos o gaseosos, estos pueden ser quemados tanto en calderas como en motores de donde podemos extraer calor y trabajo mecánico. A continuación se detalla algunos procesos para el aprovechamiento de la biomasa.

a. Procesos primarios:

a.1. La combustión en calderas

- Combustibles gaseosos
- Combustibles líquidos
- Combustibles sólidos

#### a.2. La combustión de motores de explosión

#### b. Procesos secundarios:

##### b.1. Calentamiento de agua, aceites térmicos y otros fluidos, como caloportadores para:

- Calefacción
- Procesos industriales

##### b.2. La generación de vapor para:

- Procesos industriales
- Generar electricidad en turbinas de vapor

##### b.3. La generación de electricidad en:

- Turbinas de gas
- Turbinas de vapor
- Turbinas de ciclo combinado

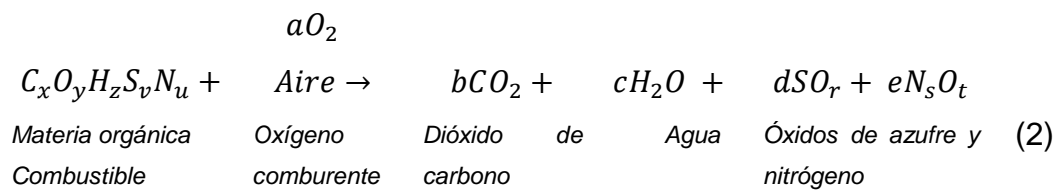
##### b.4. La cogeneración para producir electricidad y calor

##### b.5. La trigeneración para obtener electricidad y calor, con algunas de las tecnologías anteriores, y producir frío con sistemas de refrigeración por absorción.

### **2.3.2. El aprovechamiento por combustión directa.**

Según, (Ortega, 2000) el método más primitivo de aprovechamiento de la energía contenida en la biomasa vegetal es su combustión directa. La

combustión es una reacción de oxidación en la que interviene el oxígeno como agente oxidante; pero para que sea propiamente una combustión debe ser rápida y exotérmica, con aumento elevado de la temperatura y, las más de las veces con emisión de luz. Esto es lo que ocurre cuando se usa materia orgánica como combustible: la biomasa reacciona con el oxígeno, arde produciendo suficiente energía como para autoalimentarse (vencer la energía de activación de toda reacción química), la reacción cede calor al medio, por lo que es exotérmica, y los productos de la combustión alcanzan tal temperatura que se ponen incandescentes en su origen, mostrándonos el fenómeno de fuego o llama. Cuando se queman completamente compuestos orgánicos, el combustible es oxidado totalmente por el carburante, dando lugar a productos de la combustión (Ortega, 2000):



El exceso de humedad en la materia prima, o el defecto de oxígeno, provoca que la combustión sea incompleta generando carbonilla (carbón) y monóxido de carbono CO. La materia sólida vegetal tiene un contenido original de agua superior al 50 % en peso, por lo que es importante secarla antes de quemarla para obtener un producto con un contenido en humedad inferior al 15%.

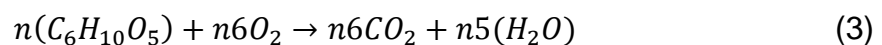
Por otro lado, la biomasa de origen vegetal tiene escaso contenido en azufre no existiendo prácticamente emisiones a la atmósfera en forma de óxidos. Por el mismo motivo, la corrosión de los equipos de combustión es mínima debido a la escasa formación de óxidos de azufre con el vapor de agua, como ocurre con los combustibles fósiles sólidos y líquidos.

Los sistemas de combustión con biomasa no contaminan y ofrecen una protección significativa del medio ambiente. La reducción de la contaminación de gases de efecto invernadero es la principal ventaja de la utilización de la energía de biomasa (Demirbas, 2005).

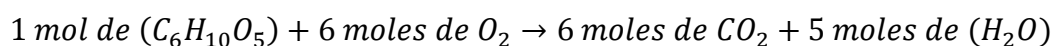
### 2.3.3. Reacción química fundamental de la combustión de madera

La madera realmente en su mayor parte es celulosa (Carazo, 2006) y esta es un polímero natural cuya macromolécula tiene de fórmula empírica  $n(C_6H_{10}O_5)$ , siendo  $n$  un valor entre 100 y 2000 veces el monómero glucosa, monosacárido de fórmula  $C_6H_{12}O_6$ , la cual se polimeriza linealmente en una cadena o varias unidades paralelamente mediante condensación que libera una molécula de agua en cada unión glucosa-glucosa (por ello también la celulosa puede verse formulada con  $n(C_6H_{10}O_5)H_2O$ , que indica esta formación). En nuestra hipótesis la madera será ÚNICAMENTE celulosa y su fórmula simplificada  $n(C_6H_{10}O_5)$ .

La combustión de madera sería por tanto combustión de celulosa y la reacción molecular de la misma -estequiométricamente ajustada- podría llamarse **“Reacción química fundamental de la combustión de madera”** (Carazo, 2006):



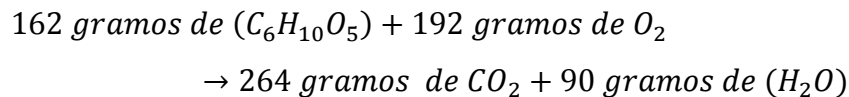
En la ecuación anterior, 1 mol de celulosa reacciona exactamente (estequiométricamente) con 6 moles de oxígeno para dar 6 moles de dióxido de carbono y 5 moles de agua.



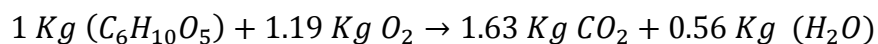
Teniendo en cuenta los pesos moleculares de estas moléculas y considerando que una mol de cualquier sustancia tiene el mismo número de



moléculas ( $6.0235 \times 10^{23}$  = número de Avogrado), la anterior relación molar se traduce y queda igualada en gramos como:



Si se divide estos pesos por 162 se tendrá la reacción ajustada para 1 Kg de madera, es decir, 1 Kg celulosa:



Según la ecuación anterior, por cada Kg de madera combustionada se produce 1.63 Kg de CO<sub>2</sub>, recíprocamente la formación de madera utiliza, vía fotosíntesis, esa cantidad de CO<sub>2</sub> atmosférico para utilizar y retener su carbono y su oxígeno en las moléculas de celulosa. Y si 1.63 Kg de CO<sub>2</sub> se invierte en construir un Kg de madera, 1000 kg de CO<sub>2</sub> producirán proporcionalmente 613.5 Kg de madera.

Según la reacción química fundamental el carbono representa un 44.4% del peso molecular (Pm) de la celulosa:

$$Pm C_6 / Pm (C_6H_{10}O_5) = (6 \times 12) / 162 = 0.4444$$

Por tanto son 2.25 t de celulosa (= madera) las que contienen 1 t de C y como 1 t de madera produce 1.63 t de CO<sub>2</sub>, 2.25 t de madera emiten 3.667 t de CO<sub>2</sub>. En resumen de la reacción química fundamental de la combustión de madera y su correspondiente balance técnico de masas y dentro de la hipótesis simplificada de "madera = celulosa", se concluye que:

1. La formación de un Kg de madera sustrae (inmoviliza, utiliza) 1.63 Kg de CO<sub>2</sub> atmosférico.

2. La combustión de 1 m<sup>3</sup> de madera emite una t de CO<sub>2</sub> y viceversa hay 1 t menos de CO<sub>2</sub>, en la atmosfera por cada m<sup>3</sup> de madera producido en la biosfera.
3. Una t de carbono retenido en cualquier combustible (renovable o fósil) equivale a 3.67 t de CO<sub>2</sub> liberado a la atmosfera.

La tabla 1, muestra las cantidades a grosso modo de CO<sub>2</sub> que emiten diversos combustibles.

**Tabla 1 Comparación energética de diversos combustibles**

Combustible	Energía almacenada (PCI) (Kcal/Kg)	CO <sub>2</sub> emitido (Kg)	Ratio Emisión por Energía (mgCO <sub>2</sub> /Kcal)
Biomasa de madera (Kg)	4100	1.63	398
Gas natural (Kg en CN(*))	12670	2.75	217
Carbón (Kg)	7200	2.95	409
Gasóleo (Kg)	10100	2.75	272

(\*) CN = Condiciones Normales = 1 atm. 0 °C.

**Fuente:** (Carazo, 2006)

De acuerdo a la tabla anterior se pone en evidencia que lo relevante no es tanto el CO<sub>2</sub> emitido sino el origen del combustible, ya que aparte de la menor o mayor limpieza de las combustiones (el gas es más limpio) y la generación de contaminantes como por ejemplo el SO<sub>2</sub> (en los carbones y fuel óleos) la gran diferencia en el medio ambiente la produce el hecho de que, salvo la biomasa, al utilizar los demás combustibles de la tabla liberamos un carbono fósil que estaba retenido desde hace millones de años. Sin embargo la biomasa, aunque también su combustión es una liberación de carbono retenido y considerable como indica la tabla 1, es una liberación temporal, de unas cuantas décadas.

Por lo que se concluye que la emisión de CO<sub>2</sub> producida al quemarse la biomasa, es la misma que la que se retira de la atmosfera durante el periodo de crecimiento de dicha biomasa y por ello se dice que la biomasa al quemarse tiene emisiones de CO<sub>2</sub> neutras.

## **2.4. TIPOS DE SISTEMAS DE CALENTAMIENTO DE ACS**

### **2.4.1. Generalidades**

Según (Oussama et al., 2014) mencionan que: “El calentamiento de agua contribuye con una proporción importante del consumo residencial de energía en todo el mundo. Existen diferentes tipos de sistemas de producción de agua caliente sanitaria. El costo operacional, efecto al medio ambiente y el rendimiento de estos sistemas difieren según diversas fuentes de energía, climas, tipos de sistemas y diseños de sistemas. Por lo tanto, la elección adecuada de un sistema de agua caliente sanitaria podría ahorrar energía, proteger la naturaleza y reducir los costes operativos, de manera significativa”.

El calentamiento de agua es un importante consumidor de energía en todo el mundo. De acuerdo a (Oussama et al., 2014), su participación en el consumo total de energía residencial es de aproximadamente 11% en EE.UU, el 14% en Europa, el 22% en Canadá, el 25% en Australia, el 29% en México, el 27% en China y el 32% en África del Sur.

Los sistemas de preparación de Agua Caliente Sanitaria están muy extendidos en nuestra sociedad. En la actualidad consideramos el agua caliente como un requisito de confort imprescindible en nuestras vidas. Las instalaciones de Agua Caliente Sanitaria (ACS), si no son convenientemente diseñadas y mantenidas, pueden convertirse en focos amplificadores de la bacteria *Legionella*, causante de la legionelosis.

Los sistemas de preparación y distribución de agua caliente evolucionaron de la mano de la ingeniería hidráulica y energética hasta el

punto de poder convertirse en un bien común al alcance de la mayoría de la población.

El desarrollo de la industria electrónica permitió la evolución de técnicas de regulación automática capaces de garantizar una distribución de agua adecuada a las necesidades de confort de cada usuario.

La evolución de los distintos sistemas de aislamiento, intercambiadores, etc., ha permitido la fabricación de sistemas con mayor rendimiento. Las fuentes alternativas de energía, por ejemplo la energía solar, son cada vez más utilizadas, permitiendo la obtención de un agua caliente de calidad con menor impacto en el medio ambiente y un considerable ahorro energético.

Los sistemas de Agua Caliente Sanitaria son aquellos que distribuyen agua de consumo sometida a algún tratamiento de calentamiento y por ello, deben cumplir con las especificaciones y los criterios sanitarios de la calidad del agua de consumo humano.

#### **2.4.2. Tipos de sistemas de acs**

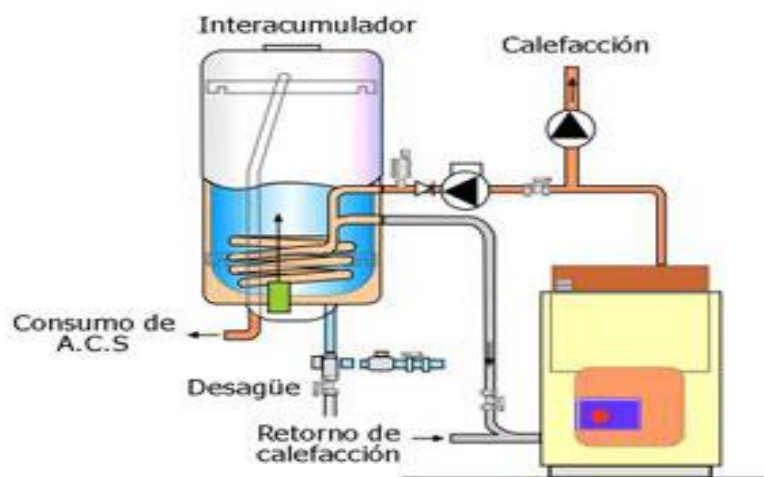
Los estudios de, (Oussama et al, 2014), identifican seis tipos de sistemas de calentamiento de agua: la madera, el petróleo/gas, eléctricos, bomba de calor, solar y sistemas instantáneos. En el Anexo 1, se resumen algunas características de los mismos; los sistemas de calentamiento de agua por: leña, gas/petróleo, eléctrico, bomba de calor y sistemas de calentamiento de agua solar son sistemas de tipo acumulación.

El sistema de calentamiento de agua instantáneo también se conoce como calentadores de agua con flujo continuo, ya que al instante calientan el agua a medida que fluye a través del dispositivo (previa solicitud), y debido a que el agua se calienta constantemente mientras que el grifo se deja

encendido. La, electricidad, el gas o petróleo se utiliza por lo general como la fuente de energía en los calentadores de agua instantáneos.

#### a. Sistema de calentamiento de agua de acumulación

Según la clasificación anterior los sistemas de calentamiento de agua por: leña, gas/petróleo, eléctrico, bomba de calor y sistemas de calentamiento de agua solar son sistemas de tipo acumulación. La figura 7 esquematiza este tipo de sistema.



**Figura 7. Sistema de calentamiento de agua de acumulación.**

**Fuente: (Gas Natural Fenosa, 2014).**

En este tipo de sistemas se calienta el agua previamente a la demanda, el tiempo de preparación depende del volumen acumulado y de la temperatura de almacenamiento.

El sistema está constituido, esencialmente, por una caldera, un depósito acumulador con intercambiador incorporado (interacumulador) y una bomba de circulación del agua entre la caldera y el intercambiador.

El esquema de la figura 7 muestra los equipos que componen una instalación de producción de A.C.S. mediante acumulación.

Ventajas

- Más eficientes, evitan continuos encendidos y apagados de los equipos generadores.
- La potencia de los cuerpos generadores es menor que en el caso de la producción instantánea.
- Pueden abastecer a varios puntos de consumo a la vez.
- Si es eléctrico existe, la posibilidad de utilizar la tarifa nocturna.

### b. Sistema de producción instantánea

Es aquel en el que se calienta el agua en el mismo momento en que es demandada (Gas Natural Fenosa, 2014). Dentro de esta categoría los más habituales son los calentadores de gas o eléctricos, así como las calderas murales de calefacción y agua caliente sanitaria (calderas mixtas). En la figura 8 se muestra un ejemplo de una instalación de un sistema de A.C.S. instantánea.

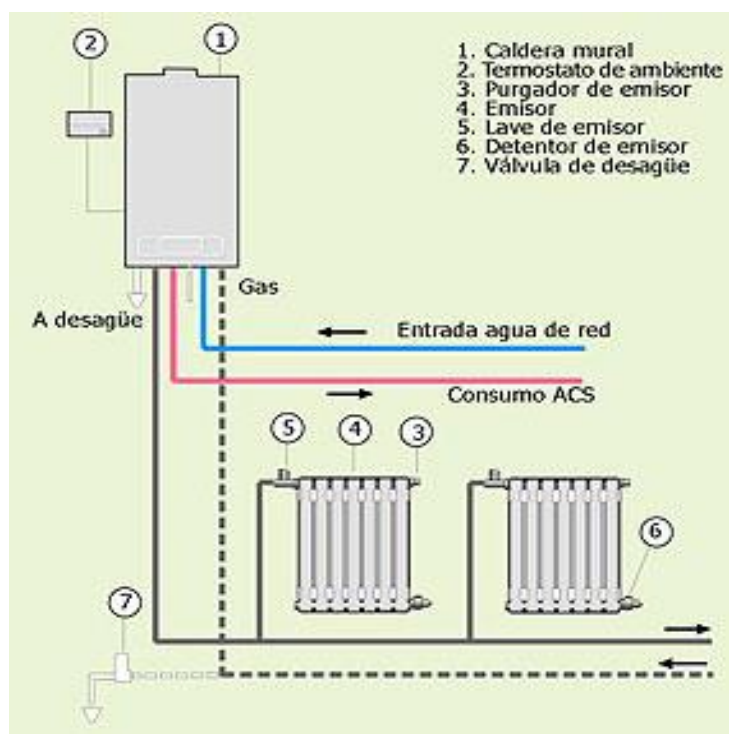


Figura 8. Sistema de producción instantánea de ACS

Fuente: (Gas Natural Fenosa, 2014)

#### Ventajas

- Disponibilidad inmediata y continua de agua caliente sanitaria.
- Ocupan menos espacio que los de acumulación debido a que no precisan del espacio correspondiente para el acumulador.

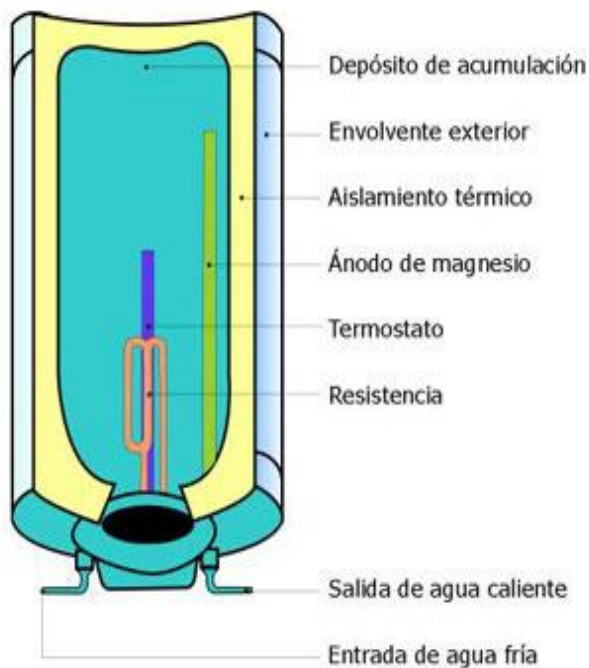
#### Inconvenientes

- Dificultad para abastecer simultáneamente varios puntos de consumo.
- Existe un tiempo de espera entre el momento de demanda y el tiempo que tarda la caldera en calentar el agua a la temperatura demandada.

### 2.4.3. Componentes de un sistema de agua caliente sanitaria de acumulación.

- a. Acometida de Agua Fría de Consumo Humano (AFCH).** Corresponde a la acometida de la red pública.
- b. Generador de calor:** es el elemento o grupo de elementos destinados a elevar la temperatura del agua fría. Existen multitud de posibilidades para elevar la temperatura del agua. En algunas instalaciones, típicamente las de menor tamaño, se utilizan calderas o calentadores que actúan calentando directamente el AFCH. En las instalaciones de mayor tamaño se usan intercambiadores de calor, diferenciándose el circuito de ACS del circuito de agua de caldera.
- c. Red de suministro:** conjunto de tuberías que transportan el agua caliente hasta los elementos terminales.
- d. Acumulador:** depósito o depósitos que almacenan el agua caliente, incrementando la inercia térmica del sistema y permitiendo la utilización de generadores de calor de potencia inferior a la demanda máxima puntual del sistema. Los acumuladores de ACS, dependiendo de dónde esté ubicada la fuente energética y el intercambiador, se clasifican en:

**Acumuladores directos.**- Tienen en su interior el equipo generador de calor que calienta el A.C.S. Pueden ser **eléctricos o de gas**. No sirven para satisfacer consumos prolongados, y una vez que el acumulador se vacía, hay que esperar un tiempo hasta que se recupere. La figura 9 ilustra este tipo de acumulador.



**Figura 9. Interacumulador.**

**Fuente: (Gas Natural Fenosa, 2014)**

**Acumuladores indirectos.** El equipo generador de calor se sitúa en el exterior del acumulador y precisan de un intercambiador para la transferencia de calor.

Existen dos tipos de acumuladores indirectos: Los **interacumuladores** que tienen integrado en el mismo equipo el intercambiador (de ahí su nombre) y los **depósitos acumuladores** que necesitan de un intercambiador externo para su funcionamiento.



En la figura 10, se indica dos tipos de acumuladores indirectos, el uno con un interacumulador de doble pared y el otro con un interacumulador de serpentín.

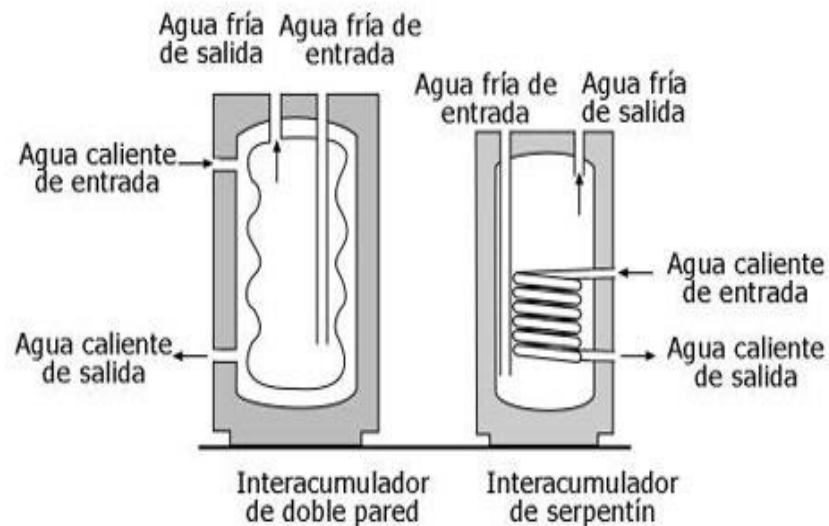


Figura 10. Ejemplos de un Acumulador indirecto

Fuente: (Gas Natural Fenosa, 2014)

- e. **Elementos terminales:** grifos, duchas que nos permiten el uso y disfrute del ACS.
- f. **Circuito de retorno:** red de tuberías que transportan el agua de vuelta desde los puntos más alejados de la red de suministro hasta el acumulador. Su objeto es mantener un nivel aceptable de temperatura del agua caliente en toda la red de suministro, aun cuando los elementos terminales no demanden consumo durante largos periodos de tiempo.

#### 2.4.4. Sistemas de calentamiento de agua con leña.

Un calentador de agua de leña es un aparato de calefacción que utiliza la leña como fuente de energía. Las estufas de madera son menos utilizadas hoy en día para el calentamiento de agua. Ya que la leña generalmente hoy en día se utilizan para cocinar y para la calefacción. Existen dos tipos básicos de sistemas de leña, para el calentamiento de agua de uso doméstico: directa e indirecta.

- a. **Tipo directo.-** El tipo directo consiste en un tanque de agua que se calienta directamente por el fuego producido a través de la quema de madera (Figura 11).

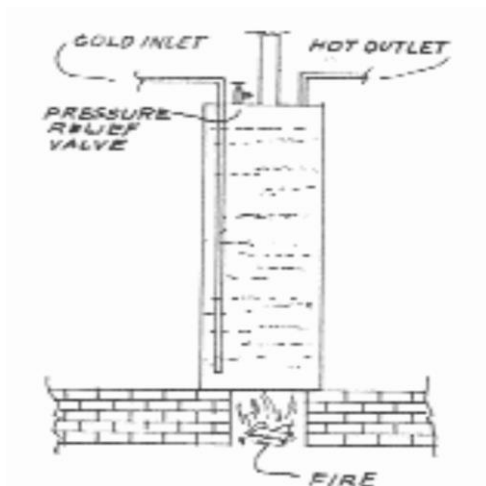


Figura 11. Calentamiento de agua con madera sistema directo

Fuente: (Fallick, 1991)

- b. **Tipo indirecto.-** Utiliza intercambiadores de calor para transferir el calor de la estufa de madera al agua en un tanque de almacenamiento. Según (McCowen, 1984), los intercambiadores pueden ser montados en el interior de la estufa, en el interior del tubo de la estufa, o alrededor del tubo de la estufa. El agua circula a través del intercambiador cada vez que el fuego está ardiendo, ya sea de forma natural utilizando el principio de termosifón o por medio de una pequeña bomba de circulación. Las figuras 12, 13(a) y 13(b), ilustran estos sistemas.

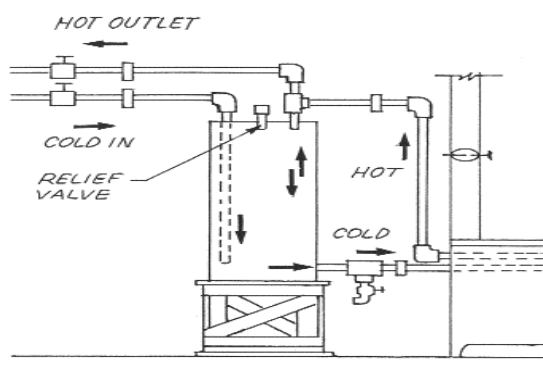
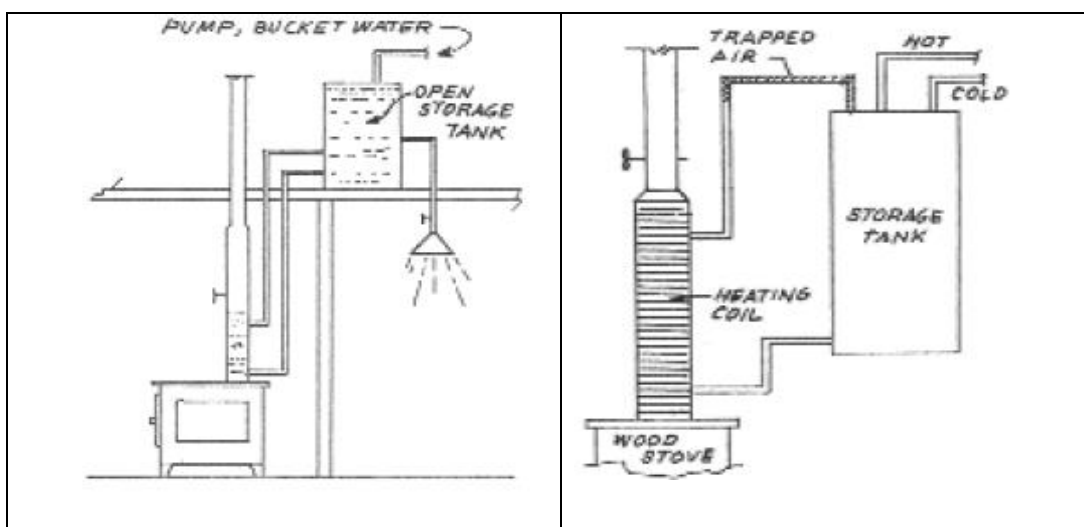


Figura 12. Sistema de ACS con intercambiador en el interior de la estufa.

Fuente: (Fallick, 1991)



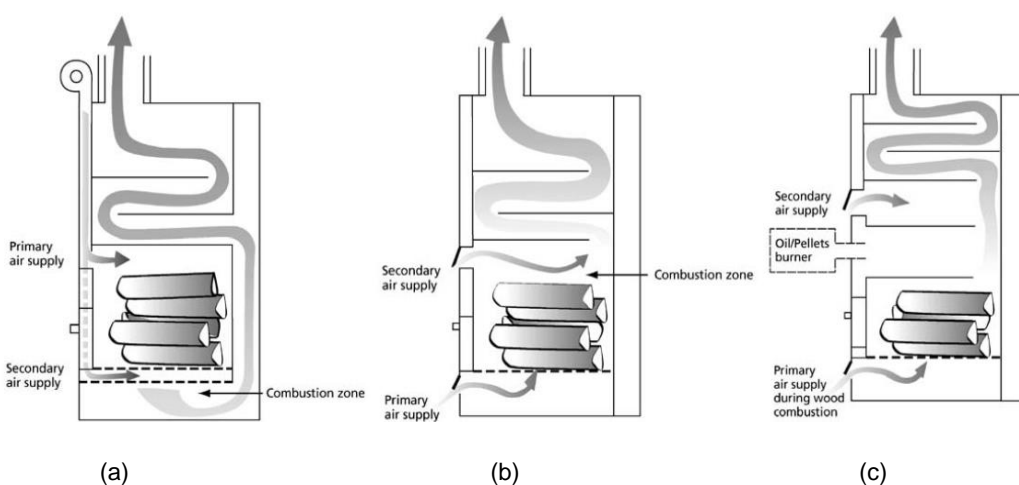
(a) Interior del tubo de la estufa

(b) Alrededor del tubo de la estufa

**Figura 13. Sistema de ACS con intercambiador en el interior y alrededor del tubo.**

Fuente: (Fallick, 1991)

Las calderas pueden clasificarse de acuerdo al tipo de diseño también en: combustión de corriente ascendente, de combustión de corriente descendente y mixta (Figura 14). Según establece (Johansson, Leckner, Gustavsson, Cooper, Tullin, & Potter, 2004) las calderas modernas de leña, generalmente están diseñados para la combustión de corriente descendente en lugar de combustión de corriente ascendente utilizado en los tipos antiguos.



(a)

(b)

(c)

Caldera de madera diseñado para combustión de corriente descendente

Caldera de madera diseñado para combustión corriente ascendente

Caldera multicomcombustible, que puede quemar la madera, el petróleo, o pellets.

**Figura 14. Tipos de calderas para madera**

Fuente: (Johansson, et al., 2004)

## 2.5. RENDIMIENTO Y EMISIONES EN CALDERAS DE MADERA

Los estudios desarrollados por (Johansson, et al., 2004) permitieron comparar las emisiones relacionadas con calderas residenciales de madera tipo antiguas, con las calderas de madera de tipo moderno y con las calderas de pellets. Sus resultados revelaron que las calderas de madera de tipo antiguo causan sustancialmente altas emisiones de partículas y compuestos gaseosos oxidados, así como un alto efecto de cambio de clima en comparación con los otros tipos. La concentración en masa de las partículas era de 180 veces más grande en el peor de los casos para las calderas de tipo antiguo en comparación con una caldera moderna de pellets.

La combustión incompleta de la biomasa, es una fuente significativa de varios otros posibles contaminantes como el monóxido de carbono (CO) y de material particulado (PM). Las emisiones de monóxido de carbono (CO) originadas por la combustión son el resultado de la baja temperatura de combustión, por oxígeno insuficiente (exceso de aire), una pobre mezcla de combustible con el aire de combustión y/o un tiempo corto de residencia de los gases de combustión en el hogar. La emisión de CO tiene una fuerte correlación con el factor de exceso de aire, cuanto mayor sea el factor de exceso de aire más bajas son las emisiones de CO (Murari Mohon, Animesh, & Kenny, 2013).

Pruebas realizadas por (Dias, Costa, & Azevedo, 2004) a un quemador comercial domestico de 13 KW<sub>th</sub> usando cuatro tipos pellets de madera con diferente composición del contenido de nitrógeno, demostraron que todos los tipos de pellets dieron un rendimiento térmico similar de las calderas. Se observaron que las emisiones máximas de CO se tienen durante la puesta en marcha de la caldera debida a la intensidad máxima de combustión. En condiciones de estado estacionario, las mínimas emisiones de CO se logra con la concentración de oxígeno alrededor del 13% en los gases de

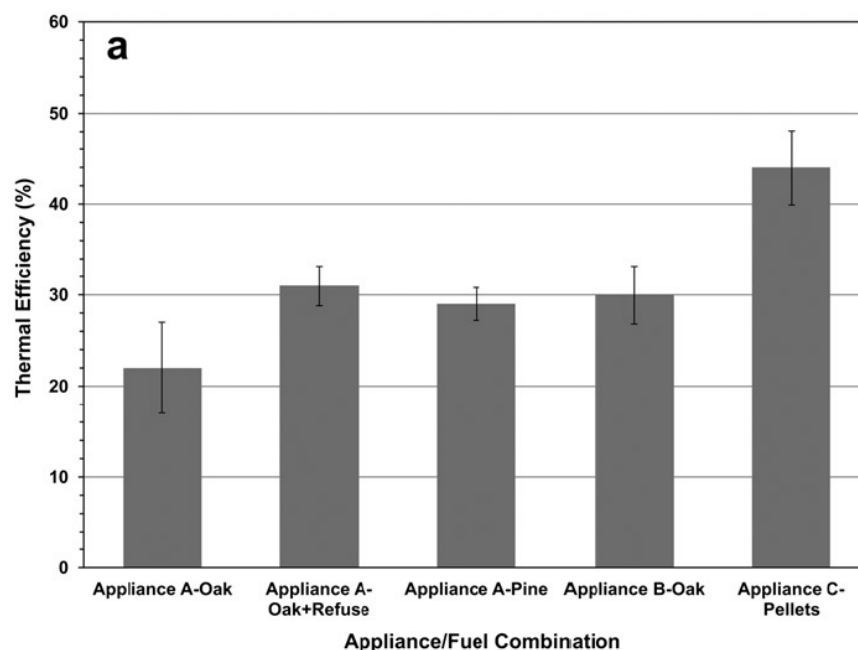
combustión y las emisiones de NOx se correlacionaron bien con tanto exceso de contenido de nitrógeno del aire y pellets.

(Verna, et al., 2011) estudiaron experimentalmente las emisiones y la eficiencia de la combustión de calderas de pellets de madera equipados con alimentación inferior, alimentación por la parte superior y quemadores de alimentación horizontales. Los resultados revelaron que las calderas de alimentación inferior y horizontal son preferidas contra las mejores calderas de alimentación superior, ya que tienen menores emisiones y mayor eficiencia.

(Roy & Corscadden, 2012) investigaron la posible utilización de briquetas de heno y hierba en las estufas de madera en Canadá y concluyó que estas briquetas tienen un rendimiento y las emisiones similares a otras briquetas de madera.

Los resultados de la simulación numérica de una caldera de biomasa a pequeña escala realizado por (Collazo, Porteiro, Míguez, & Granada, 2012) muestran que la posición de los tubos de agua en la caldera, la distribución de las entradas de aire y las infiltraciones de aire son los factores clave que conducen a los altos niveles de emisión presentes en este tipo de sistemas.

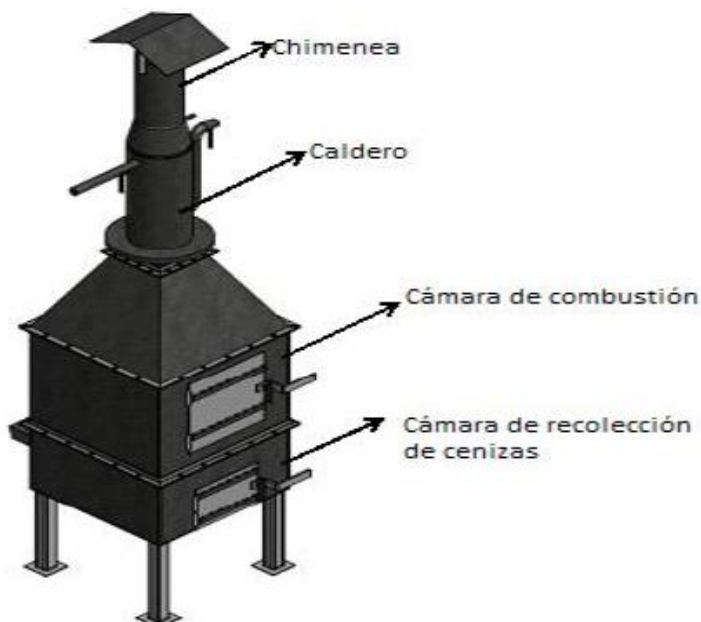
Según (Kinsey, et al., 2012) se desarrolló un estudio de eficiencia térmica comparando como combustible: madera de roble rojo, madera de pino y pellet comercial, con una humedad promedio del 30% a 36% de la biomasa del ensayo y se realizó en calderas de corriente ascendente y de corriente descendente (figura 14). La figura 15 muestra una comparación de la eficiencia térmica de estas tecnologías para los tres tipos de biomasa utilizados, en la cual se observa que la eficiencia térmica para el equipo de corriente ascendente es del 22% quemando roble rojo y para el equipo de corriente descendente con la misma materia prima en el proceso de combustión se eleva la eficiencia térmica a 30%.



**Figura 15. Eficiencia térmica calderas de corriente ascendente (A) y descendente (B)**  
**Fuente: (Kinsey, et al., 2012)**

Un estudio similar realizado (Gangotena, Oña, & Espinoza, 2014) a un biocalentador para calentamiento continuo de agua con una capacidad de 12 litros, éste volumen de agua se propuso elevar su temperatura desde 18°C que se tiene como temperatura de red, hasta una temperatura de 60°C considerada para el uso diario, funciona mediante la combustión de biomasa residual seca, los gases producidos en ésta combustión pasan por un haz de tubos internos del caldero y transfieren calor al acero de los tubos que se encuentran en contacto con el agua exterior dentro del caldero, la eficiencia alcanzada para éste prototipo fue de 14,71% por tener un solo paso de gases dentro del caldero. Posteriormente se realizó pruebas en el prototipo con tres diferentes tipos de biomasa que son: La paja natural, la astilla de eucalipto y la cascarilla de arroz. De sus estudios realizados para la astilla de eucalipto se utilizó una masa de 1,8 kg, con un tiempo de calentamiento de 15 minutos se obtiene una eficiencia de 7,70%. Ellos concluyen que la astilla de eucalipto cumple con entregar la temperatura necesaria, con tiempos de calentamiento menores a la cascarilla de arroz y menor consumo de biomasa, pero su calor de reacción es mayor, esto hace que este

biocombustible no sea eficiente dentro del proceso de calentamiento de agua. A continuación la figura 16 detalla el equipo en mención.



**Figura 16. Biocalentador de calentamiento continuo.**

**Fuente: (Gangotena et al., 2014)**

Mejorar la eficiencia y la reducción de las emisiones contaminantes son objetivos permanentes en el desarrollo de nuevas calderas. La norma europea UNE-EN 14785, especifica los requisitos relativos al diseño, fabricación, montaje, seguridad, prestaciones (rendimiento y emisiones), instrucciones y marcado, junto con los métodos y combustibles correspondientes, para los ensayos de tipo de aparatos de calefacción doméstica que utilizan pellets de madera, y alimentados mecánicamente hasta una potencia calorífica de 50 kW.

La eficiencia de la combustión y las emisiones en una caldera de biomasa de 50 kW fueron analizados y comparados por (Serrano, Portero, & Monedero, 2013) empleando dos especies de pino y pellets de pino. El estudio demostró que el exceso de aire en la caldera reduce las emisiones gaseosas pero también la eficiencia de la caldera, a la vez que el incremento

del aire secundario no tuvo efectos en la eficiencia, pero redujo las emisiones de CO por debajo de lo que establece la norma EN 14785.

Los estudios realizados por (Rabacal, Fernandes, & Costa, 2013) permitió evaluar las características de combustión y emisiones de una caldera domestica (con capacidad térmica máxima de 22 Kw), quemando pellets de: pino, desechos industriales de madera y cuesco de melocotón. Las emisiones más altas de CO se presentan con entrada térmica reducida (pino 390 ppm, madera 580 ppm y melocotón 610 ppm) y a medida que la entrada térmica aumenta las emisiones de CO disminuye (pino 180 ppm, madera 310 ppm y melocotón 1080 ppm), lo que indica que la mejora de combustión se logra a mayor potencia térmica de la caldera. Los estudios concluyen también que la eficiencia térmica de la caldera no se ve afectada negativamente cuando se quema pellets de desechos de madera y cuescos de melocotón (pino 83%, desechos de madera 77% y 75% cuescos de melocotón).

### **2.5.1. Volumen de la cámara de combustión**

De acuerdo a (Elías Castells, 2012), el primer parámetro que debe valorarse es el poder calórico inferior del combustible (PCI) y la masa horaria (flujo másico) a consumir, con lo que se conoce la potencia térmica generada en Kcal/h. Esta energía debe desarrollarse en un recinto que es, precisamente la cámara de combustión. El volumen necesario de la cámara para que pueda desarrollarse la combustión depende de una serie de factores:

- Calidad y regularidad de la alimentación. Un horno “desarrolla o consume” energía por tanto si la alimentación es discontinua en diversos periodos de tiempo, la energía desarrollada puntualmente puede ser elevada.



- Calidad de la mezcla combustible/comburente. Puede darse el caso de que la mezcla sea correcta en determinados puntos o zonas de la cámara pero en otras no. En las zonas donde se desarrolle la combustión de forma integral la energía generada puede superar los parámetros de diseño.

En definitiva el problema es que, en aquellas zonas donde se concentre la combustión, puede crearse puntos calientes que lleguen a dañar la estructura del horno. Por lo que debe considerarse la carga térmica y que se expresa en Kcal/m<sup>3</sup>h. Lo habitual es trabajar con valores que oscila entre 150000 y 350000 Kcal/m<sup>3</sup>h (Elías Castells, 2012). Así pues, dividiendo la energía desarrollada por la carga térmica se obtiene una primera aproximación del volumen necesario de la cámara de combustión.

Otro factor que afecta a la dimensión de la cámara de combustión es la calidad de los refractarios que integran las paredes del horno. Una de las soluciones para evitar la fusión del material refractario sería disminuir la energía aportada (menor combustible por hora), o aumentar la refractariedad de los materiales que compone la cámara (aumentar la carga térmica).

### **2.5.2. Influencia de los parámetros térmicos en el balance energético de un horno.**

En régimen estacionario, es decir, cuando el horno alcanza la temperatura de régimen, la cantidad de calor total  $Q_t$  aportada al horno es igual a la que sale de el:

$$Q_t = Q + Q_p + Q_g \quad (4)$$

Siendo,  $Q$  (consumo útil),  $Q_p$  (pérdidas por transmisión a través de las paredes y  $Q_g$  (calor arrastrado por los gases que van a la chimenea).

Según indica (Elías Castells, 2012), puede decirse que para la correcta operación del horno se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Consumo útil: conviene que su valor represente una parte muy importante del calor total  $Q_t$ .
- Pérdidas por las paredes: como es necesario suministrar  $Q_p$ , se obliga a un consumo suplementario de combustible, convendrá estimar estas pérdidas con precisión. Para construir las paredes de los hornos se hace uso de dos tipos de materiales con dos funciones distintas: los *refractarios*, instalados en la cara caliente del horno, cuya misión es resistir mecánicamente las altas temperaturas y los *aislantes* instalados en la cara intermedia y fría del horno, cuya misión es impedir el paso de calor.
- Aislamiento: cuanta más alta sea la temperatura del horno, tanto mayor adquiere las pérdidas  $Q_p$  por transmisión a través de las paredes. La parte de ellas debidas a la conducción se reduce mucho empleando materiales aislantes con coeficientes de conductividad pequeños.
- Pérdida de calor sensible de los humos: los productos de la combustión que van a la chimenea (gases del horno) arrastran consigo un calor sensible que se pierde emitiéndolo a la atmosfera. Esta pérdida puede reducirse disminuyendo el exceso de aire y empleando combustibles de buena calidad. De todas maneras, el factor que más influye en esta pérdida es la temperatura de salida de los gases, pues, además, al aumentar esta, crece también el calor específico de los gases.
- Pérdidas asociadas por las fugas de gases: en los hornos el mal ajuste de las puertas de trabajo puede producir fugas de los gases originando una pérdida adicional.

## **2.6. TECNOLOGÍA DEL SECADO**

### **2.6.1. Humedad de los granos y del aire**

Los granos, como es bien conocido, no pueden conservarse almacenados si no están secos. La cuestión es determinar cuándo un grano se considera "seco". Como término general, para los cereales, una humedad del 15% se considera el límite para estimarlo como "seco". Pero este valor es relativo, pues depende de diversos factores (De Dios, 1996).

En un país de clima frío, un cereal como el trigo puede conservarse a 15% de humedad, pero en un país de clima cálido, la humedad de conservación deberá ser de 12 - 13%. Los granos oleaginosos, tienen que ser almacenados a humedades aún menores, 10 a 11%, y todavía más bajas, como en el caso de la calza.

Según (Jokiniemi & Ahokas, 2014) la eficiencia energética en la agricultura se encuentra actualmente en una intensa investigación como consecuencia de la fijación de objetivos de ahorro de energía en todos los sectores de la industria. En los países de clima templado una de las operaciones de mayor intensidad energética en la agricultura de cultivo es el secado del grano. Por ejemplo, en la producción de cebada en Finlandia, el secado representa casi el 30% de los insumos energéticos directos y el 11% del consumo energético total (incluyendo insumos indirectos, tales como fertilizantes, semillas, etc).

Todas las transacciones comerciales se efectúan sobre base húmeda, pero sin embargo, hay muchas opiniones relativas a que la comercialización de los granos debiera hacerse sobre materia seca. En la tabla 2, se resumen un caso particular en el que tres productores entregan 100 Kg de grano con distinto porcentaje de humedad.

**Tabla 2 Determinación de la masa seca**

<b>Productor</b>	<b>% Humedad que entrega el productor</b>	<b>Materia seca [Kg]</b>	<b>Contenido de agua [Kg]</b>
Productor A	24	76	24
Productor B	16	84	16
Productor C	14	86	14

Fuente: (De Dios, 1996)

El productor C está entregando más materia seca que los restantes y menos agua. En realidad, debería recibir una bonificación por entregar un producto más seco y de mejor conservación.

### **2.6.2. Medición de la humedad de los granos**

No es necesario mencionar la importancia que tiene la correcta medición de la humedad de los granos, por la gran influencia en la comercialización, en el proceso de secado, en la conservación de los granos, etc. Es por ello que los aparatos medidores de humedad llamados "humedímetros", empleados durante el acopio de granos, deben estar correctamente regulados (De Dios, 1996). Estos humedímetros, trabajan por capacitancia eléctrica.

### **2.6.3. Medición de la humedad a la salida de la secadora**

Según (De Dios, 1996), es recomendable no tomar directamente la muestra dentro de la secadora, sino en una caída libre alejada de la máquina, para que el grano esté bien mezclado. Si se extrae la muestra dentro de la secadora, es posible que el grano que está en el costado donde pasa el aire caliente, esté más seco que el resto. La humedad del grano varía entre la entrada y la salida de la secadora, de manera que se aconseja medir la humedad en el grano que se haya mezclado durante el movimiento de transporte.

#### **2.6.4. Pérdidas de secado – sobresecado**

Cuando se emplea la secadora se originan algunas pérdidas de grano, como roturas y producción de polvo, que no suelen ser muy altas, y que, en general, se compensan de alguna manera. La pérdida más importante es el sobresecado. Algunos cerealistas realizan un sobresecado, para tener una mayor seguridad de almacenamiento, o para reducir los problemas de "revenido" cuando despachan inmediatamente la mercadería a puerto.

El sobresecado tiene otro costo extra: el mayor consumo de energía, que aumenta en mayor proporción cuanto más bajo es el contenido de humedad final. Experiencias realizadas en Canadá (Wassermann et al. 1984) han demostrado también que un sobresecado puede reducir la capacidad de secado entre 10 y 20%.

#### **2.6.5. Humedad relativa del aire (hr)**

La humedad relativa del aire es el porcentaje de humedad que posee en ese momento, en relación al máximo contenido de humedad que podría tener en esas condiciones. Cuando se dice que el aire tiene 75% de HR, quiere decir que le faltan 25% para llegar al máximo de humedad. Pero la humedad que puede contener como máximo un aire depende de la temperatura a que se encuentre. Normalmente cuanto más caliente se encuentre el aire, mayor es la cantidad de humedad que puede recibir.

El aire comúnmente utilizado en el secado de granos (entre 90 y 140 °C) tiene una HR muy débil (entre 0,5 y 2%) y es entonces, muy ávido de humedad. Hasta saturarse totalmente, es decir, para llegar al 100% de HR, puede acumular una gran cantidad de humedad, que la va a quitar al grano en poco tiempo.

### 2.6.6. Contenido de humedad de equilibrio

Cuando un grano se encuentra durante un tiempo suficientemente prolongado en un ambiente con determinada humedad relativa y temperatura, adquiere un contenido de humedad en equilibrio con dicho ambiente, es decir, no absorbe ni pierde agua, mientras el ambiente, por supuesto, no varíe su humedad y temperatura. Se han preparado diversos gráficos donde se han representado en coordenadas la humedad relativa versus la humedad de equilibrio de diversos granos para diferentes temperaturas (Figura 17).

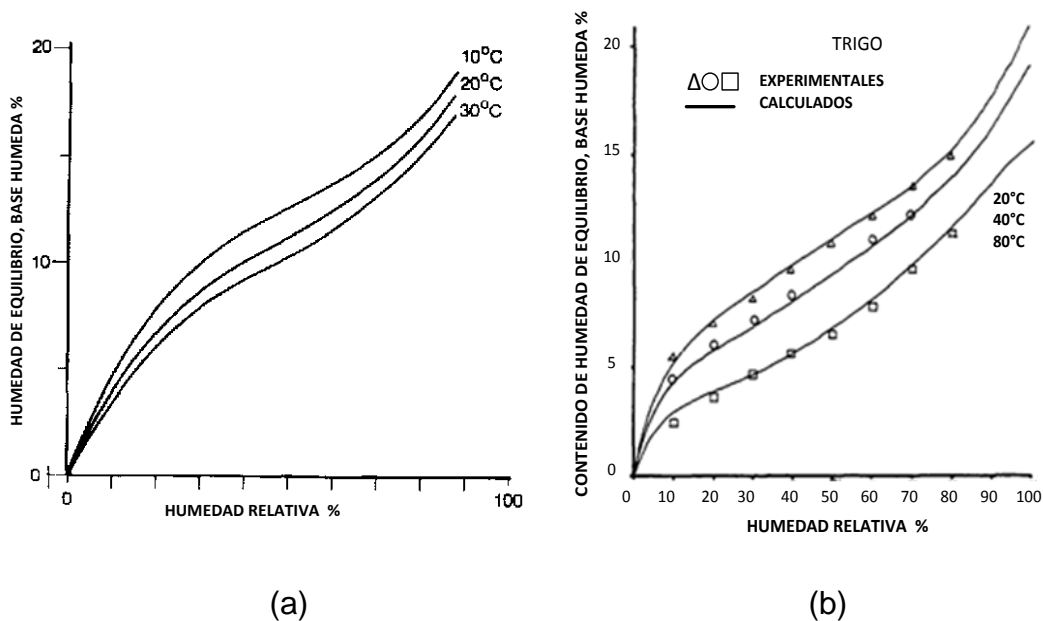


Figura 17. Curva de humedad de equilibrio (a) para el maíz y (b) para el trigo

Fuente: (FAO, 1983)

### 2.6.7. Tipos de secadoras de granos

Las máquinas secadoras de granos pueden clasificarse de la siguiente forma (De Dios, 1996):

#### a. Secadoras de flujo continuo

##### a.1. Verticales (tipo torre)

- de flujo mixto (de caballetes)
  - de flujo cruzado (de columnas)
  - de persianas
  - de flujo contracorriente
  - de flujo concurrente
- a.2. De cascadas
- a.3. Horizontales
- de flujo cruzado (de columnas hexagonales)
  - de flujo mixto
  - de lecho plano

**b. Secadoras en tandas**

b.1 De flujo cruzado

- con recirculación
- estáticas

b.2. De flujo mixto

- con recirculación
- estáticas

**c. Silos secadores**

- De flujo contracorriente
- De flujo cruzado

Tanto las máquinas verticales (de menor tamaño) como las de cascadas, horizontales y secadoras en tandas, pueden ser fijas o transportables. La clasificación anterior corresponde a las secadoras comerciales, o sea aquellas que se emplean en las plantas de acopio de granos de una capacidad media a alta

La figura 18 muestra una secadora horizontal de capa estática o estacionaria.

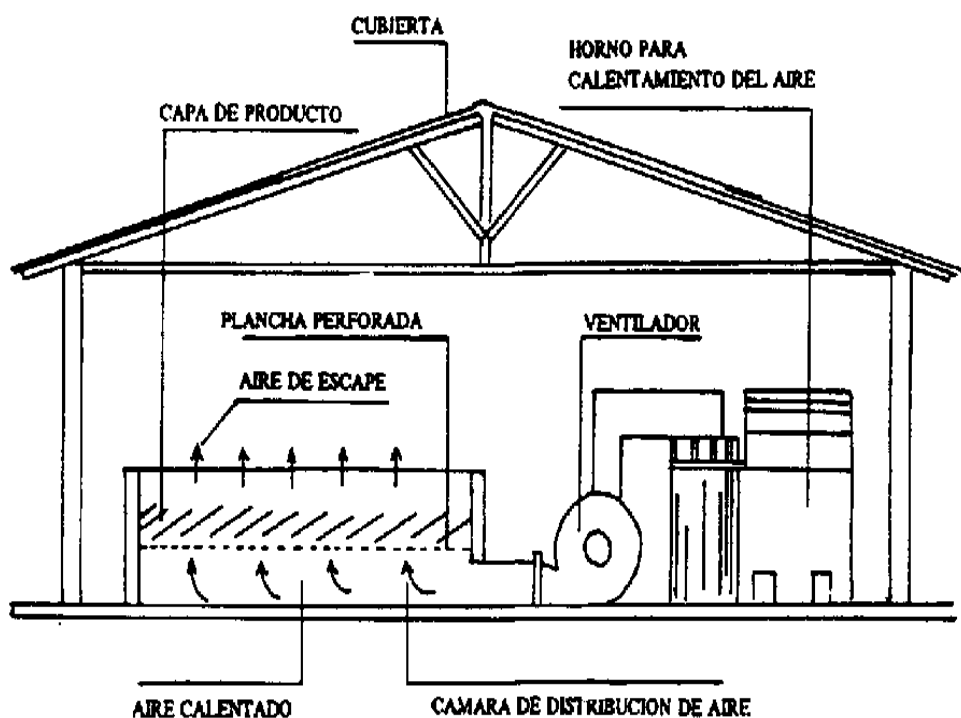


Figura 18. Secadora horizontal de capa estática

Fuente: (De Dios, 1996)

### 2.6.8. Consumo específico de energía

Una secadora convencional, tipo torre, correctamente construida, utilizada y mantenida, tiene un consumo energético de poco más de 1000 kcal por kg de agua evaporada. Esta cantidad se distribuye de acuerdo a lo que se detalla en la tabla 3.

Tabla 3 Consumo específico de energía en una secadora convencional tipo torre

- Calor necesario para la evaporación de 1 kg de agua	<b>600 kcal</b>
- Pérdida por el calor sensible que se va en el aire usado	<b>300-320Kcal</b>
- Pérdidas de calor por conducción, radiación y convección hacia el exterior	<b>30 kcal</b>
- Pérdida por el calor transportado por el grano	<b>80 kcal</b>
<b>Total</b>	<b>1010-1030 kcal</b>

Fuente: (De Dios, 1996)



El valor de 600 kcal/kg de agua no puede ser disminuido de ninguna forma, pues es el calor mínimo que se requiere para evaporar el agua. Las otras pérdidas pueden ser rebajadas en una cierta cantidad por medio de mejoramientos en las secadoras o utilizando algunos sistemas de secado más eficientes.

Las calorías necesarias para el secado las suministra, entonces, el combustible generalmente. El consumo de energía de 1030 kcal/kg agua, significa un rendimiento energético de un 58.25 % es decir que se han utilizado 430 kcal más que las 600 necesarias para evaporar 1 kg de agua. Un rendimiento de un 50% debe ser el promedio de las secadoras tradicionalmente empleadas.

El consumo específico de energía va creciendo cuando el grano que ingresa a la secadora tiene menor porcentaje de humedad. Así, es posible que un grano con 22% de humedad represente un consumo específico de unas 1250 kcal/kg, mientras que el mismo grano, con 16% de humedad inicial, puede consumir en esa secadora alrededor de 1500 kcal/kg. Esta menor eficiencia es debida a que resulta más difícil remover el agua del grano menos húmedo porque está más fuertemente ligada a la estructura de la semilla.

Según (Heikki T. Jokiniemi, 2014), el consumo de energía de una típica secadora de granos de aire caliente es 4-8 MJ (1.1-2.2 kWh ó 946-1892 Kcal) por kilogramo de agua evaporada. Sin embargo, también se han reportado cifras mucho más bajas de consumo de energía (Brinker L, 2010) informaron de un consumo energético de 2.5 MJ/kg (597.11 Kcal/Kg) de flujo mixto y 4.4 MJ/kg (1050.92 Kcal/kg) para secadoras de flujo cruzado en su estudio de secadoras de grano en Wisconsin.

Estudios realizados, por (Jokiniemi & Ahokas, 2014), se presentan en la tabla 4 sobre el efecto de incrementar la temperatura del aire de secado para la remoción de agua.

**Tabla 4 Efecto de la temperatura del aire en la capacidad de remoción del agua**

T del aire de secado (°C)	Energía de calor demandada KJ.kg <sup>-1</sup> [aire]	Agua removida g/kg <sup>-1</sup> [aire]	Energía consumida MJ.kg <sup>-1</sup> [agua]	Comparación de energía ahorrada respecto a proceso de secado a 70°C, % <sup>a</sup>
70	56.1	16.5	3.39	-
90	77.4	22.9	3.38	0.54
110	97.0	29.6	3.28	3.34
130	117.4	36.3	3.23	4.78

<sup>a</sup> Aire ambiente: temperatura 15°C y humedad relativa del 80%. El aire después del proceso de secado tiene una humedad relativa de 100%.

Fuente: (Jokiniemi & Ahokas, 2014)

Los beneficios logrados por las temperaturas elevadas del aire de secado también dependen de la temperatura del aire ambiente y la humedad relativa (HR) del aire de escape de la secadora. Los datos de la Tabla 4 se obtuvieron para una temperatura ambiente de 15 °C y la HR del aire de escape de la secadora fue del 100%, lo que indica que el aire de escape es totalmente saturado.

### 2.6.9. La leña como combustible para el secado de granos

La leña es un combustible barato y muy económico para zonas donde abundan bosques y montes. Tiene un aceptable poder calórico y es de fácil combustión. Su manejo no exige mano de obra calificada y tiene bajo contenido de cenizas y azufre.

En Brasil por ejemplo está prohibido desde 1981 el empleo de combustibles derivados del petróleo para el secado de granos, lo que obligó a la utilización de leña y de residuos agrícolas.

Para su empleo se necesita un horno grande especial, provisto de una grilla de hierro fundido y revestido de material refractario. En algunos hornos la leña sufre un presecado y los gases desprendidos son totalmente quemados cuando pasan por la grilla, y se separan hacia una cámara de mezcla. Se producen altas temperaturas, del orden de 1000°C, y luego de la mezcla pueden llegar a 250°C. La combustión es buena con gases libres de partículas incandescentes. Luego se mezcla con aire frío para reducir la temperatura de 80 a 100°C.

Otros hornos deben trabajar con fuego o combustión indirecta, para impedir que el aire quede impregnado de hollín, que transmite a los granos olor y gusto desagradables.

El consumo de leña, para una secadora de 30 - 40 t/h puede ser de unos 2 m<sup>3</sup>/h. Los inconvenientes que presenta la leña son el gran volumen de espacio que ocupa y su correspondiente acarreo. Requiere además, un operario para la carga del horno y el control de temperatura. Además, el abastecimiento puede ser irregular, considerando las grandes cantidades necesarias. Si bien su poder calórico es aceptable, resulta inferior al de los combustibles sólidos.

Por otra parte, pueden existir prohibiciones de explotar bosques naturales, por lo cual se necesita disponer de un programa de reforestación bien encarado y continuo. La mayoría de estos hornos pueden quemar otras materias vegetales, como cáscara de arroz, paja de cereales, etc.

Teniendo en cuenta que en el futuro el uso de todos estos residuos, como otros más (lo cual se conoce como "biomasa") puedan tener un desarrollo espectacular, una medida aconsejable al diseñar un nuevo centro de acopio, es dejar un espacio previsible para la instalación posible de un horno y depósito de biomasa.

## CAPITULO 3

### MARCO TEÓRICO

#### 3.1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Hay tres procesos básicos de la transferencia de calor a saber, la conducción, convección y radiación. En la mayoría de los problemas de importancia práctica dos o a veces todos estos modos pueden darse simultáneamente. Transferencia de calor o calor simplemente es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperatura (Incropera & De Witt, 1999).

#### 3.2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.

Siempre que exista un gradiente de temperatura en un cuerpo el calor fluirá de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura. La velocidad a la que el calor se transfiere por conducción,  $q_k$ , es proporcional al gradiente de temperatura  $dT/dx$  por el área  $A$  a través de la que se transfiere el calor (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012).

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx} \quad (5)$$

En la relación anterior  $T(x)$  es la temperatura local y  $x$  es la distancia en la dirección del flujo de calor. La velocidad real del flujo de calor depende de la conductividad térmica  $k$ , que es una propiedad física del medio. Entonces para la conducción a través de un medio homogéneo, la tasa de transferencia de calor es:

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

Como se observa en la figura 19, el gradiente de temperatura será negativo si la temperatura disminuye al aumentar los valores de  $x$ . Por tanto, si el calor transferido en la dirección  $x$  positiva debe ser una cantidad positiva y se debe insertar un signo negativo en el lado derecho de la ecuación (5).

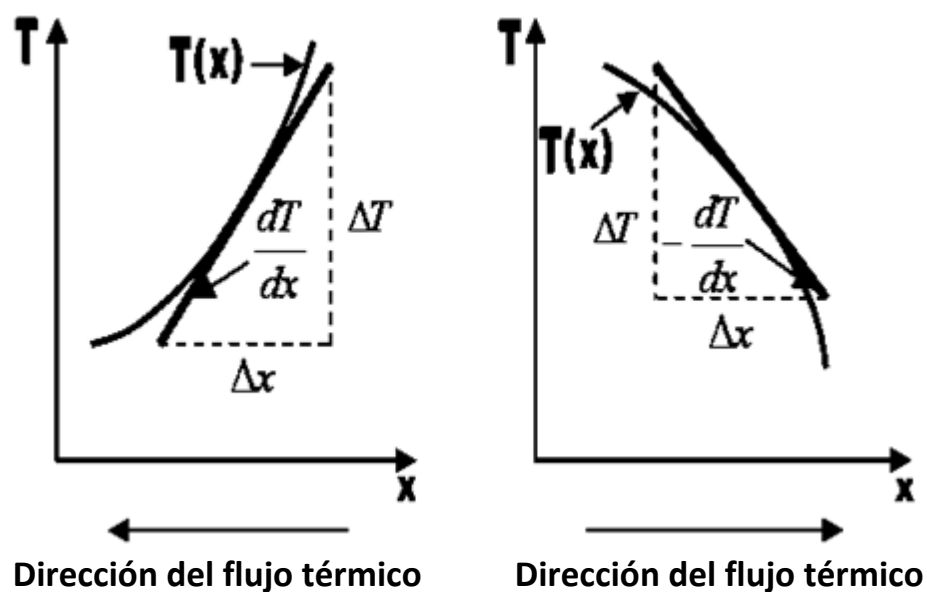


Figura 19. Convección de signos para el flujo de calor por conducción

Fuente: (Kreith et al., 2012)

La ecuación (6) define la conductividad térmica ( $k$ ) y se denomina ley de la conducción de Fourier. La conductividad térmica es una propiedad del material que indica la cantidad de calor que fluirá por tiempo unitario a través de un área unitaria cuando el gradiente de temperatura es unitario. La conductividad térmica tiene las unidades de watt por metro por kelvine (W/m K).

La tabla 5 contiene la magnitud de la conductividad térmica de varios tipos de materiales. Si bien, en general, la conductividad térmica varía con la temperatura en muchos problemas de ingeniería la variación es lo suficientemente pequeña como para ignorarla.

**Tabla 5 Conductividades térmicas de metales, sólidos no metálicos, líquidos y gases.**

Material	Conductividad Térmica (k)	
	W/m K	Btu/h ft °F
Cobre	399	231
Aluminio	237	137
Acero al carbono, 1% C	43	25
Vidrio	0.81	0.47
Plásticos	0.2-0.3	0.12-0.17
Agua	0.6	0.35
Etileno glicol	0.26	0.15
Aceite para motores	0.15	0.09
Freón líquido	0.07	0.04
Hidrogeno	0.18	0.10
Aire	0.026	0.02

Fuente: (Kreith et al., 2012)

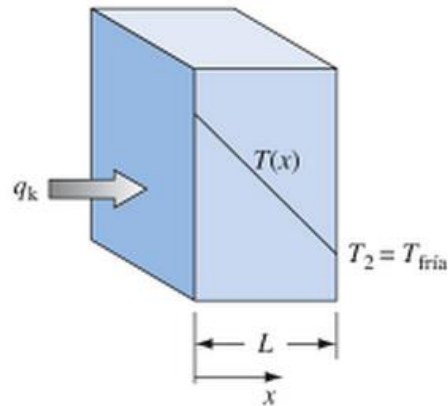
En caso general la temperatura es función de tres coordenadas espaciales y del tiempo, por lo tanto la expresión matemática del campo de temperatura tiene la forma  $T = f(x; y; z; \tau)$ . Muy frecuentemente la temperatura varia solo según una o dos coordenadas espaciales, por lo que el campo de temperatura será unidimensional o bidimensional respectivamente. Además se diferencia el campo de temperatura estacionario, cuando la temperatura en todos los puntos del cuerpo no varía en curso del tiempo  $T \neq f(\tau)$ ; y el no estacionario, cuando  $T = f(\tau)$ .

### 3.2.1. Transferencia de calor a través de una superficie plana

En el caso simple de flujo de calor unidimensional en régimen permanente a través de una pared plana, el gradiente de temperatura y el flujo de calor no varían con el tiempo, y el, área de la sección transversal a lo largo de la trayectoria del flujo de calor es uniforme. Entonces las variables en la ecuación (6) se pueden separar y la ecuación resultante es:

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{caliente}}^{T_{fría}} k dT = - \int_{T_1}^{T_2} k dT. \quad (7)$$

Los límites de integración se pueden determinar inspeccionando la figura 20, donde la temperatura en la cara izquierda ( $x=0$ ) es uniforme en  $T_{\text{caliente}}$  y la temperatura en la cara derecha ( $x=L$ ) es uniforme en  $T_{\text{fría}}$ .



**Figura 20. Transferencia de calor en régimen permanente a través de una pared plana.**  
Fuente: (Kreith et al., 2012).

Si  $k$  es independiente de  $T$ , después de integrar se obtiene la siguiente expresión para la tasa de conducción de calor a través de la pared:

$$q_k = \frac{Ak}{L} (T_{\text{caliente}} - T_{\text{fría}}) = \frac{\Delta T}{L/Ak} \quad (8)$$

En la ecuación anterior la diferencia entre la temperatura mayor  $T_{\text{caliente}}$  y la temperatura menor  $T_{\text{fría}}$  es el potencial propulsor que ocasiona el flujo de calor. La cantidad  $L/Ak$  es equivalente a una Resistencia térmica  $R_k$  que la pared opone al flujo de calor por conducción. La resistencia térmica tiene unidades de kelvine por Watt (K/W).

$$R_k = \frac{L}{Ak} \quad (9)$$

El recíproco de la resistencia térmica se conoce como conductancia térmica  $K_k$  y está definida por la siguiente ecuación. La conductancia térmica tiene unidades de watts por kelvine (W/K).

$$K_k = \frac{Ak}{L} \quad (10)$$

### 3.2.2. Conductividad térmica

De acuerdo a la Ley de Fourier (ecuación 6), la conductividad térmica se define como

$$k = \frac{q_k/A}{|dT/dx|} \quad (11)$$

El coeficiente de conductividad térmica  $k$  en la ecuación anterior, caracteriza la capacidad de una sustancia dada de conducir el calor. Los valores de los coeficientes de conductividad térmica se aducen en los prontuarios de las propiedades termo físicas de las sustancias.

De acuerdo a (Baskakov, 1982) en los gases los portadores de energía térmica son moléculas que se mueven de una manera caótica. A cuenta de los impactos y la mezcla de moléculas de energía desde zonas con temperatura más elevada donde las moléculas se mueven más rápidamente, se transmite a las zonas de temperatura más baja. La mayor conductividad térmica la posee el gas más ligero, el hidrogeno. En las condiciones normales el coeficiente de conductividad térmica del hidrogeno es  $k \approx 0.2$  W/(m K). La conductividad térmica de los gases más pesados es menor: el bióxido carbónico tiene  $k \approx 0.02$  W/(m K) y el aire,  $k \approx 0.025$  W/(m K).

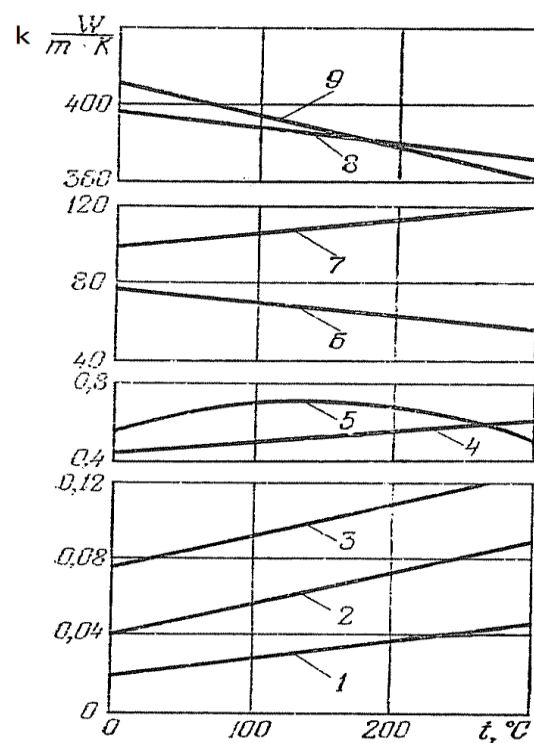
En los metales la conductividad térmica se asegura, gracias al movimiento térmico de los electrones (gas electrónico) los que son tres mil veces más ligeros que las moléculas del gas más ligero como es el hidrogeno. Por lo que la conductividad térmica de los metales es muchas veces superior a la de los gases. El coeficiente de conductividad térmica más alto lo tienen la plata y el cobre puros:  $k \approx 400$  W/(m K). Para los aceros al carbono  $k \approx 50$  W/(m K) y para los aceros de aleación rica este coeficiente es algo superior a 10 W/(m K). Al mismo tiempo el hierro puro tiene  $k \approx 70$  W/(m K). Con el aumento de la temperatura el coeficiente de conductividad térmica de los metales puros desciende y en las aleaciones crece (figura 21).



En los líquidos (no metales) el coeficiente de conductividad térmica es, como regla, inferior a  $1 \text{ W/(m K)}$ . El agua es uno de los mejores conductores líquidos de calor, para ésta  $k \approx 0.6 \text{ W/(m K)}$ .

Habitualmente el coeficiente de conductividad térmica de materiales duros no metálicos es inferior a  $10 \text{ (W/mK)}$ .

La conductividad térmica aumenta de modo muy brusco al humectar los materiales porosos. Así, por ejemplo, el coeficiente de conductividad térmica del ladrillo húmedo  $k \approx 1 \text{ W/(m K)}$  supera los valores de  $k$  característicos tanto para el agua, como para el ladrillo seco, como se ilustra en la figura 21



**Figura 21. Dependencia entre el coeficiente de conductividad térmica y la temperatura**

**Fuente: (Baskakov, 1982)**

Las curvas mostradas en la figura 21, corresponde a: 1, aire; 2, algodón mineral ( $\rho = 150 \text{ kg/m}^3$ ); 3, algodón mineral ( $\rho = 400 \text{ kg/m}^3$ ); 4 ladrillo rojo seco poroso; 5, agua; 6, hierro al 99%; 7, latón (67% de Cu, 33% de Zn); 8 cobre al 99.9%; 9, plata al 99.9%.

### 3.3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.

Habitualmente los portadores de calor líquidos y gaseosos se calientan o se enfrían al entrar en contacto con superficies de unos cuerpos sólidos. Por ejemplo, los gases con hollín en los hornos ceden a los tubos dentro de los cuales se calienta o se hierve el agua; en un local el aire se calienta a partir de aparatos calientes de calefacción, etc (Baskakov, 1982). En resumen, cuando un fluido se pone en contacto con una superficie sólida a una temperatura distinta, el proceso resultante de intercambio de energía térmica se denomina transferencia de calor por convección.

Si se considera la placa caliente que se muestra en la figura 22. La temperatura de placa es  $T_w$ , y la temperatura de fluido es  $T_\infty$ . La velocidad ( $u$ ) de flujo aparecerá como se muestra, siendo reducida a cero en la placa como resultado de la acción de viscosidad. Ya que la velocidad de capa de fluido sobre la pared será cero, el calor deberá transferirse en aquel punto solo por conducción.

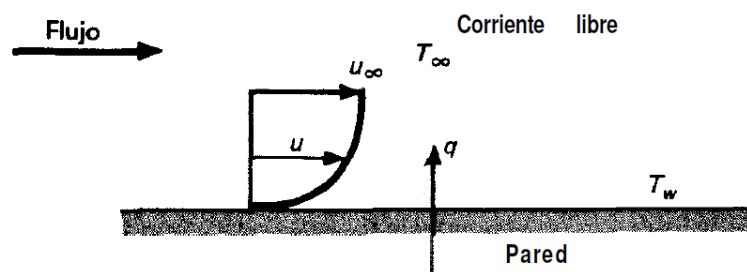


Figura 22. Transferencia de calor por convección en una placa

Fuente: (Holman, 1998)

Para expresar el efecto total de la convección, se utiliza la Ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (12)$$

Según la ecuación anterior la rapidez de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared y el fluido, y el área de la superficie  $A$ . A la cantidad  $h$  se le llama el coeficiente de

transferencia de calor por convección. Para algunos sistemas se puede realizar un cálculo analítico de  $h$ . Para situaciones complejas se deberá determinar experimentalmente. En algunas ocasiones se llama conductancia de película al coeficiente de calor debido a su relación con el proceso de conducción en la delgada capa estacionaria de fluido sobre la superficie de pared (Holman, 1998). Las unidades de  $h$  son watts por metro cuadrado kelvine, cuando el flujo de calor se expresa en Watts.

Si se pusiera una placa caliente al aire ambiente de una habitación sin una fuente de movimiento externa, se experimentaría un movimiento de aire como resultado de los gradientes de densidad cerca de la placa. A esto le llamamos **convección natural o libre**, en oposición a la **convección forzada**, que ocurre en el caso en el que el ventilador sopla aire la placa. Los fenómenos de ebullición y condensación también se agrupan bajo el tema general de transferencia de calor por convección. En la tabla 6 se encuentran indicados los intervalos aproximados de los coeficientes de transferencia de calor por convección.

**Tabla 6 Magnitud de coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$**

Fluido	Coeficiente de transferencia de calor por convección.	
	W/m <sup>2</sup> K	Btu/h ft <sup>2</sup> °F
Aire, convección libre	6 – 30	1 – 5
Vapor o aire sobrecalentado, convección forzada	30 – 300	5 – 50
Aceite, convección forzada	60 – 1800	10 – 300
Agua, convección forzada	300 – 18000	50 – 3000
Agua, en ebullición	3000 – 60000	500 – 10000
Vapor, condensándose	6000 – 120000	1000 – 20000

Fuente: (Kreith et al., 2012)

De la ecuación (12), se puede definir la conductancia térmica para transferencia de calor por convección  $K_c$  como

$$K_c = hA \quad (W/k) \quad (13)$$

y la resistencia térmica a la transferencia de calor por convección  $R_c$ , que es igual al recíproco de la conductancia como.

$$R_c = \frac{1}{hA} \text{ (K/W)} \quad (14)$$

### 3.4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

En contraste con los mecanismos de conducción y convección, en donde está involucrada la transferencia de energía a través de un medio material, el calor también se puede transferir a regiones donde existe vacío perfecto. En este caso, el mecanismo es la radiación electromagnética. La radiación electromagnética que se considera aquí es la radiación térmica.

La cantidad de energía que sale de una superficie como calor radiante depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie (Kreith et al., 2012). Un radiador perfecto, al cual se lo refiere como cuerpo negro, emite energía radiante de su superficie a una tasa dada por

$$q_r = \sigma A_1 T_1^4 \quad (15)$$

La tasa de transferencia de calor  $q_r$  estará en watts si el área superficial  $A$ , está en metros cuadrados y la temperatura absoluta superficial  $T_1$  en kelvine;  $\sigma$  es una constante dimensional llamada como constante de Stefan-Boltzmann con un valor de  $5.67 \times 10^{-8}$  ( $\text{W/m}^2 \text{ K}^4$ ). Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio de calor neto es entonces proporcional a las diferencias en  $T^4$ . Así:

$$q_r = \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (16)$$

La ecuación anterior se llama ley de radiación térmica de Stefan-Boltzmann, y se aplica solo para cuerpos negros. Es importante observar que esta ecuación únicamente es válida para la radiación térmica; otros tipos

de radiación electromagnética no pueden ser tratados de una manera tan simple.

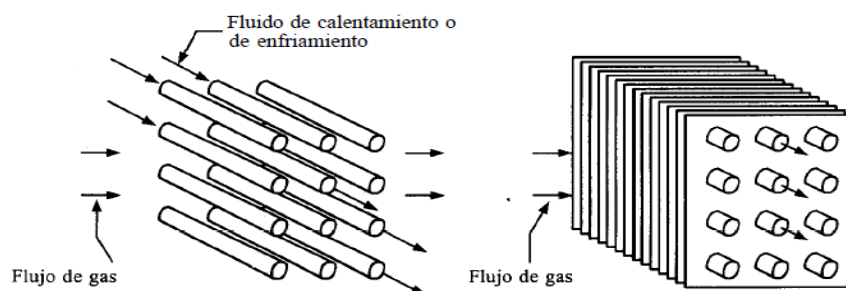
### **3.5. FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE UN BANCO DE TUBOS.**

**Intercambiador de flujo cruzado.-** Cuando se va a calentar o enfriar un gas como el aire, uno de los dispositivos de uso más común es el intercambiador de calor de flujo transversal que se muestra en la figura 23 (a). Uno de los fluidos, que puede ser un líquido o aire, fluye dentro de tubos y el gas exterior fluye a través del manajo de tubos por convección forzada o a veces natural (Geankoplis, 1998).

El fluido del interior de los tubos se considera sin mezcla, ya que está confinado y no puede mezclarse con ninguna otra corriente. El flujo de gas en el exterior de los tubos está mezclado, dado que puede moverse libremente entre los tubos y habrá una tendencia a que la temperatura del gas se iguale en la dirección normal al flujo. En el fluido no mezclado del interior de los tubos habrá un gradiente de temperatura paralelo y normal a la dirección del flujo.

Un segundo tipo de intercambiador de calor de flujo transversal, que se muestra en la figura 23 (b), se usa comúnmente en aplicaciones de calefacción de espacios y aire acondicionado. En este tipo, el gas fluye a través de un manajo de tubos con aletas y no se mezcla porque queda confinado en canales de flujo separados entre las aletas conforme el gas pasa sobre los tubos. El fluido dentro de los tubos no se mezcla.

Según la figura 23 normalmente, un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente corre por el interior de los tubos.

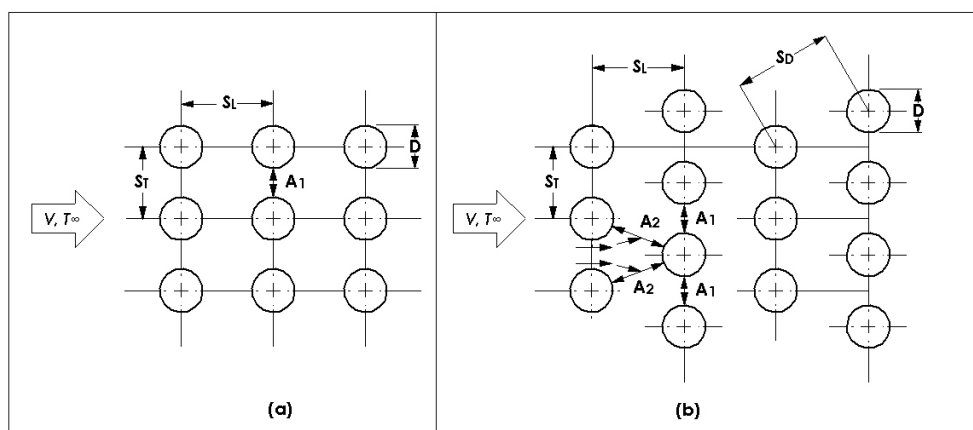


(a) Un fluido mezclado y el otro sin mezclar      (b) Ambos fluidos sin mezclar

**Figura 23. Patrones de flujo intercambiadores de calor de flujo transversal**

Fuente: (Geankoplis, 1998)

Las filas de tubos de un banco pueden estar escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad del fluido  $V$  (figura 24). La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo  $D$  y por la separación transversal  $S_T$  y la separación longitudinal  $S_L$ , medidas entre los centros de los tubos (Incropera & De Witt, 1999). Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección.



**Figura 24. Arreglos de tubos en un banco (a) Alineados (b) Escalonados**

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

El coeficiente de transferencia de calor asociado con un tubo está determinado por su posición en el banco. El coeficiente para un tubo en la primera línea es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado,

mientras que los coeficientes de transferencia de calor más grandes están asociados con tubos en las líneas internas. Los tubos de las primeras líneas actúan como una rejilla de turbulencia, que aumentan el coeficiente de transferencia de calor para los tubos de las líneas siguientes. Sin embargo en la mayoría de las configuraciones las condiciones de transferencia de calor se estabilizan, de modo que ocurren pocos cambios en el coeficiente de convección para un tubo más allá de la cuarta o quinta línea.

En general, deseamos conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el haz de tubos. Para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de 10 o más líneas ( $N_L \geq 10$ ), Grimison obtuvo una correlación de la forma para encontrar el número de Nusselt ( $\overline{Nu}_D$ ).

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,m\acute{a}x}^m; \quad \text{para} \quad \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,m\acute{a}x} < 40000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right] \quad (17)$$

donde:

$C_1$  y  $m$  constantes y se representan en la tabla 7 y  $Re_D$  es el número de Reynolds.

$$Re_{D,m\acute{a}x} = \frac{\rho V_{m\acute{a}x} D}{\mu} \quad (18)$$

donde:

$\rho$  es la densidad

$V_{m\acute{a}x}$  es la velocidad máxima

$\mu$  es la viscosidad dinámica

Se ha vuelto práctica común extender este resultado a otros fluidos mediante la inserción del factor  $1.13 Pr^{1/3}$ , en cuyo caso

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,m\acute{a}x}^m Pr^{1/3} \quad \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,m\acute{a}x} < 40000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right] \quad (19)$$

Tabla 7 Constantes para las ecuaciones 17 y 19, para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas.

b/D= S <sub>L</sub> /D	a/D= S <sub>T</sub> /D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C <sub>1</sub>	m	C <sub>1</sub>	M	C <sub>1</sub>	m	C <sub>1</sub>	m
<b>Alineado</b>								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
<b>Escalonado</b>								
0.60	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.90	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.00	-	-	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
1.50	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.00	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.00	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Todas las propiedades que aparecen en las ecuaciones precedentes están evaluadas en la temperatura de película. Si  $N_L < 10$ , se aplica un factor de corrección tal que

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (20)$$

donde  $C_2$  está dado en la tabla 8.

El número de Reynolds  $Re_{D,máx}$  para las correlaciones anteriores se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos. Para el arreglo alineado,  $V_{máx}$  ocurre en el plano transversal A<sub>1</sub> de la figura 24 a, y del requerimiento de conservación de la masa para un fluido incompresible.

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (21)$$



Para la configuración escalonada, la velocidad máxima ocurre en el plano transversal A1 o el plano diagonal A2 de la figura 24.b. Ocurrirá en A2 si las filas están espaciadas de modo que

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (22)$$

El factor 2 resulta de la bifurcación experimentada por el fluido que se mueve del plano A1 al A2. De aquí  $V_{max}$  ocurre en A2 si

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (23)$$

En cuyo caso está dada por

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (24)$$

**Tabla 8 Factor de corrección C2 para la ecuación 20 para  $NL < 10$**

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Relación tubos alineados</b>	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.00
<b>Relación tubos escalonados</b>	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.00

Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

### 3.5.1. La diferencia media logarítmica de temperaturas.

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor en general no son constantes, sino que varían de un punto a otro conforme el calor circula del fluido más caliente al más frío. Por tanto incluso para una resistencia térmica constante la tasa de flujo de calor variara a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores debido a que su valor depende de la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el frío en esa sección. En la figura 25 se ilustra los cambios de temperatura en un intercambiador de calor de flujo transversal de un paso.

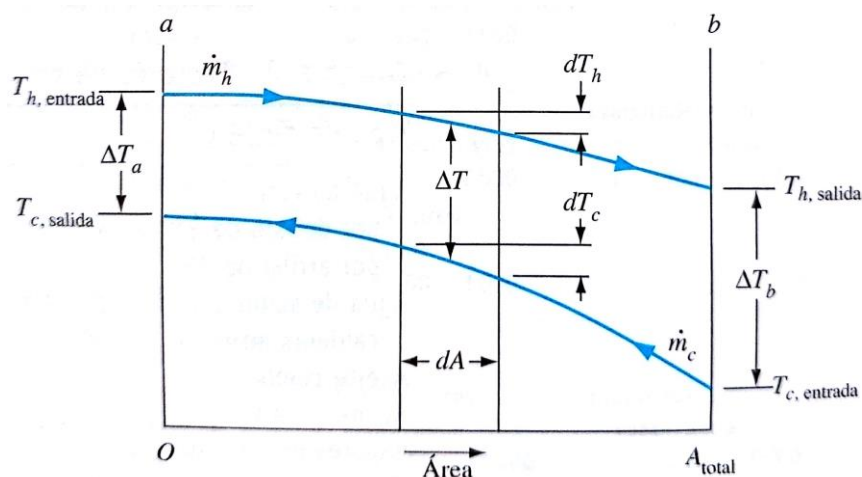


Figura 25. Temperatura en un intercambiador de calor de flujo transversal de un paso.

Fuente: (Kreith et al., 2012)

En la práctica, es conveniente utilizar una diferencia de temperatura promedio efectiva  $\overline{\Delta T}$  para todo el intercambiador de calor, definida por

$$q = UA\overline{\Delta T} \quad (25)$$

Donde  $\overline{\Delta T}$  es la diferencia de temperatura promedio y se denomina diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) y está dada por la siguiente ecuación.

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (26)$$

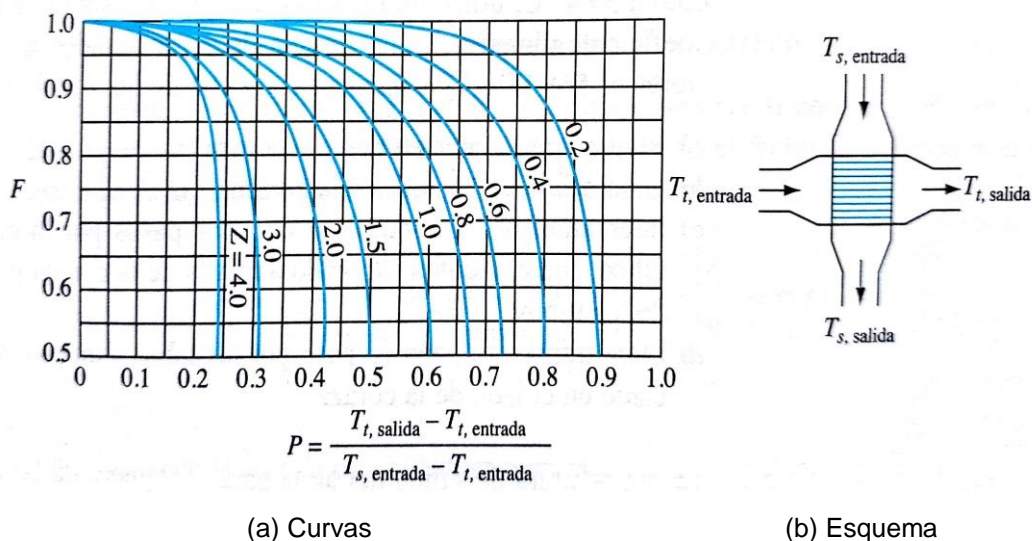
$$\Delta T_a = Th_i - Tc_o \quad (27)$$

$$\Delta T_b = Th_o - Tc_i \quad (28)$$

Si la diferencia de temperatura  $\Delta T_a$  no es más de 50% mayor que  $\Delta T_b$ , la diferencia de temperatura media aritmética estará dentro del 1% de la LMTD y se puede emplear para simplificar los cálculos.

Para intercambiadores de calor más complejos, como en las configuraciones de coraza y tubos y con intercambiadores de calor de

contraflujo que tengan flujo mezclado y sin mezclar, la deducción matemática de una temperatura media se vuelve muy compleja. El procedimiento usual es modificar la LMTD simple mediante factores de corrección (F), que se encuentran publicados en graficas (figura 26).



**Figura 26. Factor de corrección de la LMTD para flujo cruzado con un fluido mezclado**  
**Fuente: (Kreith et al., 2012)**

$$\overline{\Delta T}_{media} = (LMTD)(F) \quad (29)$$

El factor de corrección (F), se obtiene de la figura 26, previamente se debe obtener los valores de P y Z.

$$P = \frac{T_{c_o} - T_{c_i}}{T_{h_i} - T_{c_i}} \quad (30)$$

$$Z = \frac{T_{h_i} - T_{h_o}}{T_{c_o} - T_{c_i}} \quad (31)$$

### 3.6. CONVECCIÓN NATURAL

Un fluido caliente tiende a elevarse. Esto se debe a la fuerza de empuje producida por la acción conjunta de las diferencias de densidad y el campo gravitatorio terrestre. Cuando aparecen estos flujos se dice que hay convección natural libre o por empuje. Siempre que un fluido se calienta o se

enfria en un campo gravitatorio existe la posibilidad de que se produzca convección natural (Mills, 1997).

Los flujos por convección natural pueden ser externos o internos. Ejemplos de flujo externo son el desplazamiento vertical de un fluido sobre una pared calentada y el flujo de una columna de humo que sale de una chimenea de una central eléctrica. Se puede encontrar flujos internos entre la cubierta y la superficie adsorbente de un colector de energía solar y en el interior de una cámara de aire de una pared aislante. Las velocidades asociadas con este tipo de convección son relativamente bajas su valor no es superior a 1 m/s. Por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor en la convección natural tienden a ser relativamente mucho menores que las de convección forzada. El número de Reynolds de la convección forzada no desempeña ningún papel en la convección natural, en su lugar se usa el número de Grashof ( $G_{rL}$ ), o el número de Rayleigh ( $Ra_L$ ). El número de Grashof se determina con la siguiente ecuación.

$$G_{rL} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\gamma^2} \quad (32)$$

donde:

$g$  = aceleración gravitacional,  $m/s^2$

$\beta$  = coeficiente de expansión volumétrica,  $1/K$  ( $\beta=1/T$  para los gases ideales)

$T_s$  = temperatura de la superficie,  $^\circ C$

$T_\infty$  = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie,  $^\circ C$

$L_c$  = longitud característica de la configuración geométrica, m

$\gamma$  = viscosidad cinemática del fluido,  $m^2/s$

El número de Grashof, el cual también es adimensional y representa la relación entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido, rige el régimen de fluido en la convección natural (Cengel, 2007), como tal este número de Grashof proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (33)$$

donde:

$Pr$  es el número de Prandtl

Las propiedades se evalúan a la temperatura de referencia dada por la siguiente ecuación.

$$T_{ref} = T_s + (0.38)(T_\infty - T_s) \quad [^\circ F] \quad (34)$$

donde:

$T_s$  = temperatura de superficie

$T_\infty$  = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie

El coeficiente de expansión volumétrica  $\beta$ , se determina por la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{\rho_\infty \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right)}{T - T_\infty} = \frac{\rho_\infty \left( \frac{1}{\rho_{ref}} - \frac{1}{\rho_\infty} \right)}{T_{ref} - T_\infty} \quad (35)$$

$\rho_\infty$  = densidad del fluido a la temperatura lejos de superficie en  $\frac{Kg}{m^3}$

$\rho_{ref}$  = densidad del fluido a la temperatura de superficie en  $\frac{Kg}{m^3}$

$T_{ref}$  = temperatura de superficie en  $^\circ C$

$T_\infty$  = temperatura lejos de superficie en  $^\circ C$

Según (Pits D, 1980), si el número de Grashof aumenta coexisten los mecanismos de conducción y convección, hasta que la convección se hace predominante para un valor de  $Gr_L > 10^4$  y se aplica la siguiente correlación para determinar  $Nu_L$ .

$$Nu_L = 0.068(G_{rL})^{1/3} \quad \text{para } G_{rL} > 4 \times 10^5 \quad (36)$$

$$\bar{h}_o = \overline{Nu}_L \frac{k}{L} \quad (37)$$

### 3.7. CONDUCCIÓN DE CALOR EN CILINDROS DE CAPAS MÚLTIPLES

La razón de transferencia de calor estacionaria a través de un cilindro compuesto de tres capas, de longitud  $L$ , que se muestra en la figura 27 y con convección a ambos lados se puede expresar como:

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (38)$$

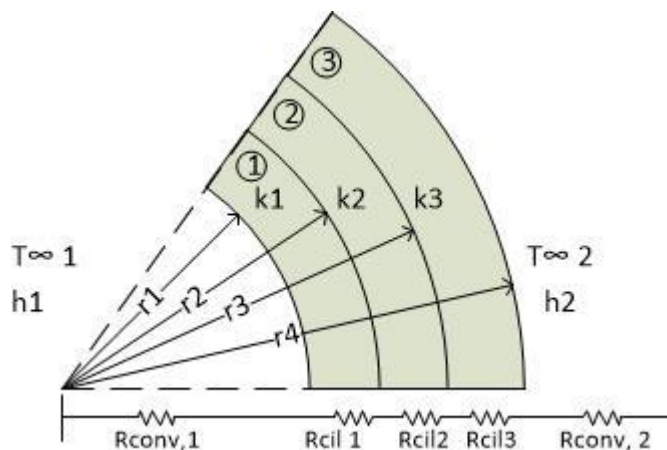


Figura 27. Resistencias térmicas para un cilindro compuesto de tres capas y sujeto a convección en ambos lados.

Fuente: (Cengel, 2007)

La resistencia térmica total  $R_{total}$ , queda expresada como:

$$R_{total} = R_{con,1} + R_{cil,1} + R_{cil,2} + R_{cil,3} + R_{con,2}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4} \quad (39)$$

donde  $A_1 = 2\pi r_1 L$  y  $A_4 = 2\pi r_4 L$

Otra forma de determinar la transferencia de calor es encontrando el coeficiente global de transferencia  $U$  dada en la ecuación 25. El coeficiente global de transferencia de calor se determina empleando la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{r_4}{r_1 h_1} + \frac{r_4 \ln(\frac{r_2}{r_1})}{k_1} + \frac{r_4 \ln(\frac{r_3}{r_2})}{k_2} + \frac{r_4 \ln(\frac{r_4}{r_3})}{k_3} + \frac{1}{h_2}} \quad (40)$$

$$h_2 = 2.8 + 3V_{wind} \quad (41)$$

donde:

$h_2$  = coeficiente de convección exterior ( $W/m^2\text{°C}$ )

$V_{wind}$  = velocidad del viento m/s

### 3.8. CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

#### 3.8.1. Características

Es el lugar donde se lleva a cabo la reacción química que da lugar a la liberación de los gases de escape o combustión (Trejos, Vargas, & Arboleda, 2004). Para determinar los componentes presentes en una cámara de combustión al realizar un proceso industrial es detallado en la figura 28.



Figura 28. Proceso industrial en cámara combustión

Fuente: (Barriga, 2007)

La combustión es la secuencia de reacciones químicas entre combustible y un oxidante, generalmente aire, por las cuales se libera energía calórica y luminosa en un ambiente confinado. La zona donde tiene efecto se denomina cámara de combustión, hogar u horno de combustión, que cumple las siguientes funciones:

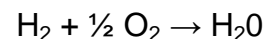
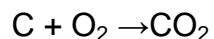
- Permite ingreso de combustible y aire
- Mezcla íntima de los reactantes
- Confinamiento de reactantes y productos

- Redistribución y almacenamiento de calor

El carbono e hidrógeno contenidos en cualquier combustible sólido, líquido o gaseoso, sea cual fuere la forma química en que se encuentren combinados, se disociarán a su forma elemental antes de reaccionar con el oxígeno disponible.

### 3.8.2. Reacciones de combustión

El objetivo fundamental de la combustión es el de conseguir la oxidación total del carbono y del hidrógeno para formar dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y agua (H<sub>2</sub>O) con lo cual se produce la máxima energía en forma de calor y se evita efectos contaminantes. En realidad, las reacciones de combustión del carbono y del hidrógeno con el oxígeno, son siempre elementales y únicas, sea cual fuere el compuesto químico que se encuentre en el combustible, se disociará en C y H reaccionando en la forma elemental:



Para la combustión de 12 kg. de carbono se necesitan 22,4 m<sup>3</sup> de oxígeno; para **C** kg. de carbono se necesitarán:

$$22,4 \times (\text{C}/12) = (1,87 \times \text{C}) \text{ m}^3 \text{ de O}_2$$

Para la combustión de 2 kg de hidrógeno, se necesitan 11,2m<sup>3</sup> de oxígeno, luego para **H<sub>2</sub>** kg. de hidrógeno se necesitarán:

$$11,2 \times (\text{H}_2/2) = (5,6 \times \text{H}_2) \text{ m}^3 \text{ de O}_2$$

Por consiguiente, para la combustión de 1 kg. de combustible, el oxígeno mínimo necesario estequiométrico, sería la suma del necesario para la combustión del carbono y el hidrógeno, es decir (Castillo, 2007):

$$\text{O}_2\text{min} = (1,87\text{C} + 5,6 \text{H}_2) \text{ m}^3 \text{ de oxígeno}$$



Como la composición en volumen del aire es aproximadamente del 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, se tiene que el aire mínimo necesario será:

$$A_{min} = \frac{100}{21} O_{2min} = 4,76 x O_{2min}$$

Por lo tanto el aire estequiométrico necesario por kg de combustible será, referido a condiciones normales (0 °C y 760 mm Hg. de presión):

$$A_{min} = 8,90 C + 26,67 H_2 \text{ (m}^3 \text{ de aire)}$$

### 3.8.3. Tipos de combustión en función de sus productos

En la figura 29, se esquematiza los tipos de combustión en función de sus productos.

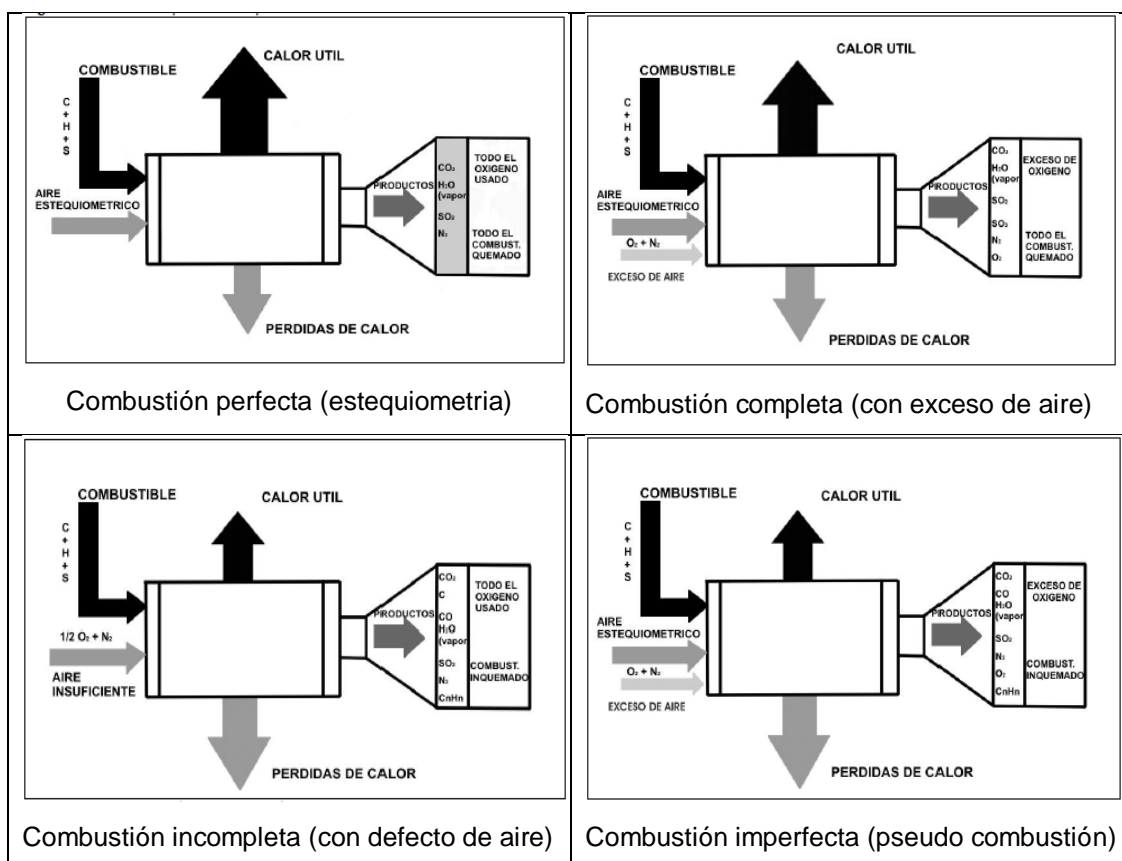


Figura 29. Tipos de combustión en función de productos.

Fuente: (Castillo, 2007)

La combustión se realiza con aire como fuente de oxígeno. Para asegurar la combustión completa del combustible se suele emplear aire en exceso según el tipo de combustible (Blasetti, 2005):

- 10% de exceso para combustibles gaseosos
- 15% a 20% de exceso para combustibles líquidos
- 20% o más para combustibles sólidos.

En los hornos, calderos y procesos industriales se produce transferencia de calor por convección en todo el circuito de circulación de los gases de combustión desde la llama hasta la chimenea de salida.

### **3.9. CALOR DE COMBUSTIÓN DEL CARBURANTE**

Por calor de combustión se entiende la cantidad de calor que se desprende durante la quema total de una unidad de masa del combustible. El calor que proporciona la combustión de los carburantes sólido y líquido ordinariamente se refiere a 1 Kg y el del gaseoso a 1 m<sup>3</sup> (en condiciones normales) de la masa de trabajo, seca o combustible (Baskakov, 1982).

#### **3.9.1. Poder calorífico superior e inferior**

Como índice de contenido energético se define el poder calorífico superior y el inferior, P.C.S y P.C.I., respectivamente. El poder calorífico es la cantidad de energía por unidad de masa que un combustible desprende al quemarse, normalmente se expresa en Kcal/Kg. Se dice que es el P.C.S. cuando el comburente aire u oxígeno, está seco y en condiciones normales (0 °C y 1 atm), y se enfrían los productos de la combustión hasta 0 °C, condensándose el vapor de agua formado. El P.C.I es el P.C.S. menos el calor latente de vaporización de la cantidad de agua condensada. Conociendo la composición porcentual de los elementos químicos más importantes de la biomasa en cuestión: carbono, oxígeno, hidrógeno, y azufre, lo que puede determinarse por métodos de análisis químico, y

aplicando la siguiente fórmula, establecida por Dulong (Ortega, 2000), se calcula con buena aproximación el P.C.S.:

$$P.C.S = \frac{8100 \%C + 34000 \left( \%H - \frac{\%O}{8} \right) + 2500 \%S}{100} \quad (42)$$

Otra característica físico-química del combustible sólido es su humedad, para calcular esta debemos conocer el peso húmedo  $P_h$ , lo que se hace por pesada normal, y el peso seco  $P_s$ , que puede determinarse manteniendo la biomasa en una estufa a 103 °C hasta que dos pesadas consecutivas sean iguales. La humedad relativa se puede referir a base húmeda %h, o a base seca %h':

$$\%h = \frac{P_h - P_s}{P_h} 100 \quad (43)$$

$$\%h' = \frac{P_h - P_s}{P_s} 100 \quad (44)$$

donde:

$P_h$  = peso húmedo

$P_s$  = peso seco

De acuerdo a (Fernández, 2014), el poder calorífico inferior se calcula por:

$$PCI = PCS - 597 G \quad (45)$$

donde:

PCI = Poder calorífico inferior (kcal / kg comb)

PCS = Poder calorífico superior (kcal / kg comb)

597 = Calor latente de condensación del agua a 0 °C (kcal / kg agua)

G = Porcentaje en peso del agua formada por la combustión del  $H_2$  más la humedad propia del combustible (kg agua/ kg comb).

$$G = 9H + H_2O \quad (46)$$

siendo:

9: Son los kilos de agua que se forman al oxidar un kilo de hidrógeno.

H: Porcentaje de hidrógeno contenido en el combustible.

H<sub>2</sub>O: Porcentaje de humedad del combustible (h).

Por lo tanto la ecuación anterior queda:

$$PCI = PCS - 597 (9H + H_2O) \quad (47)$$

Según establece (Gonzales, 2010) en la mayoría de las reacciones de combustión, sólo se evalúa la humedad del combustible, entonces se propone la siguiente fórmula de PCI<sub>h</sub> para un determinado valor de humedad (h).

$$PCI_h = PCS(1 - h) - 6(\%h) \quad (48)$$

(%h) humedad relativa en base húmeda

El rendimiento en la producción de calor es, entre otras variables relativas a la tecnología de combustión y a la presentación y tipo de biomasa vegetal, función de la humedad, y oscila entre el 30 y el 90% sobre el P.C.I. Así por ejemplo cuando se produce vapor de alta presión para la generación de electricidad el rendimiento está entre el 25% y el 35%.

Son susceptibles de quemarse para obtener energía térmica y eléctrica residuos de prácticamente todas las especies procedentes directamente del laboreo y transformación agrícola, o de procesos industriales donde interviene materia prima vegetal, como cascarilla de arroz, aserrín, viruta, recortes de chapa de madera, etc.

El intento de mejora de las características comerciales de la biomasa lignocelulósica para su combustión en hornos ha dado como resultado el desarrollo de métodos de fabricación de dos productos de interés: las briquetas y los pellets. Estos constituyen en dos tipos de combustibles sólidos fabricados por compresión de residuos agrícolas y forestales, con

forma homogénea y con posibilidad de utilizarse en sistemas de alimentación automática industrial y en chimeneas domésticas.

En la actualidad, el establecimiento de plantaciones con fines energéticos puede considerarse un procedimiento renovable, ya que en los procesos de combustión se devuelve a la atmosfera solo aquel CO<sub>2</sub> que las propias plantas han retirado de la misma para su crecimiento. Por lo tanto se llama cultivo energético a cualquier plantación de una especie destinada a la transformación de la biomasa en energía bien como combustible sólido, o como combustibles sólidos, líquidos o gaseoso producto de transformaciones físicas, químicas y bioquímicas.

### **3.10. SECADO DE GRANOS Y SECADORA**

#### **3.10.1. Humedad de granos en base húmeda y seca**

La medición de la humedad del grano se fija sobre la llamada "base húmeda", es decir, la cantidad de agua que tiene el grano en total, o sea, sobre su peso de materia seca más agua. Es el dato que dan los humidímetros comunes usados en el comercio.

Pero en ciertas operaciones, sobre todo para trabajos científicos, es preferible usar la humedad en "base seca", que es la cantidad de agua que tiene el grano en relación solamente a la cantidad de materia seca (De Dios, 1996). Esta humedad será siempre mayor que la anterior. Las relaciones entre ambas expresiones son las siguientes:

$$h' = \frac{h}{100-h} 100 \quad (49)$$

$$h = \frac{h'}{100+h'} 100 \quad (50)$$

donde:

h: humedad en base húmeda, %

h': humedad en base seca, %

Por ejemplo, un maíz con 24% de humedad en base húmeda, tendrá 31,6% de humedad en base seca (Ver tabla 9).

Cualquiera de los sistemas de cuantificación de la humedad en base seca ó en base húmeda resulta útil dentro de los cálculos de secamiento; el hacer uso de uno u otro método depende generalmente de las facilidades relativas que ofrezca un cálculo en particular. Para el presente trabajo se hará uso del porcentaje de humedad en base húmeda.

**Tabla 9 Equivalencias entre humedad en base húmeda y humedad en base seca**

<b>h</b>	<b>h'</b>	<b>h</b>	<b>h'</b>	<b>h</b>	<b>h'</b>
7	7.5	20	25.0	33	49.3
8	8.7	21	26.6	34	51.5
9	9.9	22	28.2	35	53.8
10	11.1	23	29.9	36	56.2
11	11.4	24	31.6	37	58.7
12	13.6	25	33.3	38	61.3
13	14.9	26	35.1	39	63.9
14	16.3	27	37.0	40	66.7
15	17.6	28	38.9	41	69.5
16	19.0	29	40.8	42	72.4
17	20.5	30	42.9	43	75.4
18	21.9	31	44.9	44	78.6
19	23.5	32	47.1	45	81.8

Fuente: (De Dios, 1996)

### 3.10.2. Eficiencia de una secadora de granos

Es la relación entre las kcal mínimas necesarias para evaporar el agua de una masa determinada de granos y la cantidad de kcal realmente consumidas.

$$Eficiencia (\%) = \frac{(Peso\ de\ agua\ evaporada)(Calor\ latente\ de\ agua)}{(Peso\ de\ Combustible)(Poder\ calorico\ del\ combustible)} 100 \quad (51)$$

Peso de agua evaporada (Kg)  
 Calor latente del agua (600 Kcal/kg)  
 Peso de Combustible (Kg)  
 Poder calórico del combustible (Kcal/kg)

El peso del agua a evaporar se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Peso agua evaporada} = \frac{h_{inicial} - h_{final}}{100 - h_{final}} (P_h) \quad (52)$$

donde:

$h_{inicial}$  Humedad inicial del grano en %

$h_{final}$  Humedad final del grano al que deseo llegar en %

$P_h$  Peso en húmedo del grano (kg).

Otra forma de medir la eficiencia con que está trabajando una secadora es midiendo las temperaturas del aire de secado, del aire usado y del aire ambiente (Aguilar and Boyce, 1966), aplicando esta fórmula:

$$\text{Eficiencia (\%)} = \frac{T_{as} - T_{au}}{T_{as} - T_{aa}} 100 \quad (53)$$

donde:

Tas: temperatura del aire de secado

Tau: temperatura del aire usado

Taa: temperatura del aire ambiente

### 3.10.3. Cálculo caudal de aire de la secadora

Conocida la cantidad de agua a evaporar y calculado el consumo energético, es útil determinar la cantidad de aire para transportar la cantidad de calor ya establecida sin superar una temperatura de trabajo prefijada.

El cálculo, en m<sup>3</sup>/min, se puede hacer con la siguiente fórmula:

$$Caudal \left( m^3/min \right) = \frac{\text{Consumo energético}(kcal/h)}{\Delta T (17)} \quad (54)$$

donde:

$\Delta T$ : diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente

17: constante de Foster

El conocimiento de este dato permite seleccionar el tamaño del ventilador o de los ventiladores.

### **3.11. MONÓXIDO DE CARBONO EN EMISIONES DE GASES**

#### **3.11.1. Generalidades**

El monóxido de carbono (CO) es un gas que no se puede ver ni oler, pero que puede causar la muerte cuando se inhala en niveles elevados. El monóxido de carbono resulta de la combustión incompleta de combustible a base de carbón. El CO es un gas peligroso para la salud de las personas y reduce el calor aprovechable del carbono (Severns & Degler, 1961). El monóxido de carbono se produce cuando:

- (a) Se queman materiales combustibles como gas, gasolina, querosén, carbón, petróleo o madera.
- (b) Las chimeneas, las calderas, los calentadores de agua y los aparatos domésticos que queman combustible, como las estufas u hornillas de la cocina o los calentadores a querosén, también pueden producir monóxido de carbono si no están funcionando bien.
- (c) Los vehículos detenidos con el motor encendido también despiden dicho gas.



### 3.11.2. Estándares nacionales de calidad de aire ambiental en EE.UU.

La Agencia de Protección Ambiental de EE.UU. (EPA) no ha adoptado estándares para regular los niveles de monóxido carbono en el aire, los niveles promedio en los hogares que no tienen estufas de gas varían entre 0.5 a 5 partes por millón (ppm). Los niveles de monóxido de carbono cerca de las estufas de gas debidamente ajustadas frecuentemente son de 5 a 15 ppm y dichos niveles cercanos a las estufas que están mal ajustadas puede ser de 30 ppm o más. Los Estándares Nacionales de Calidad de Aire Ambiental en los EE.UU. (NAAQS) para el aire exterior son de 9 ppm (40,000 microgramos por metro cúbico) durante un periodo de 8 horas, y 35 ppm por un plazo de 1 hora.

### 3.11.3. Métodos de ensayos según EPA para emisión de gases

Para las mediciones de emisión de gases en fuentes fijas con dispositivos móviles, se recomienda para determinar los diferentes parámetros como material particulado, monóxido de carbono, etc; seguir los procedimientos de los métodos detallados en la tabla 10.

**Tabla 10 Métodos de ensayos recomendados por EPA**

<b>Parámetro de Medida</b>	<b>Método de Medición</b>
Ubicación de Puertos	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 1 ó 1A
Velocidad	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 2
Humedad	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 4
Presión	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 2
Temperatura	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 2
Material particulado	Chimenea de diámetro mayor de 30 cm: EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 5 Chimenea de diámetro entre 10 y 30 cm: EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 1A
Oxígeno y Dióxido de Carbono	EPA. Parte 60, Apéndice A, Método 3 o Celdas electroquímicas
Monóxido de Carbono	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 10 o Celdas electroquímicas
Óxidos de Nitrógeno	EPA, Parte 60, Apéndice A, Método 7 o Celdas electroquímicas
Dióxido de Azufre	EPA. Método 6, 6A, 6B, 6C o Celdas electroquímicas

Fuente: (EPA, 2015)

Una fuente estacionaria es la que opera en un lugar fijo, cuyas emisiones se descargan a través de un ducto o chimenea al ambiente, ejemplos una caldera de vapor, generadores, grupos electrógenos, hornos de fundición, cámaras de secado, etc.

### 3.11.4. EPA método 10 para el monóxido carbono

Es un método de referencia para determinar la concentración de CO en emisiones procedentes de fuentes estacionarias, dependiendo de las condiciones operacionales se necesitará una muestra continua o integrada. Cuando las condiciones operacionales son continuas y estacionarias, se puede realizar un método de muestreo continuo, donde la probeta de muestreo se coloca en cualquier lugar de la chimenea, preferiblemente cerca del centro de la misma, la muestra se extrae a velocidad constante de muestreo, se elimina la humedad y el bióxido de azufre presente en la muestra. La concentración de CO se determina mediante un analizador infrarrojo que proporciona una lectura directa de la concentración. Para el método 10, la mínima concentración detectable de CO es de 20 ppm en un rango de 1 a 1000 ppm.

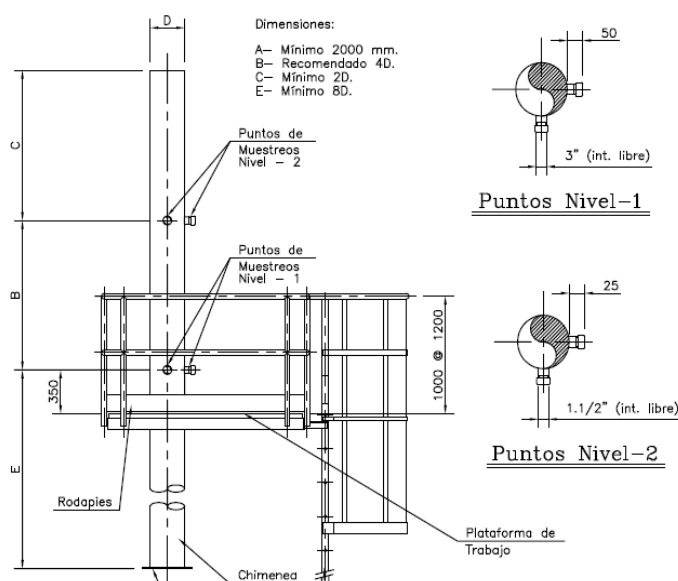
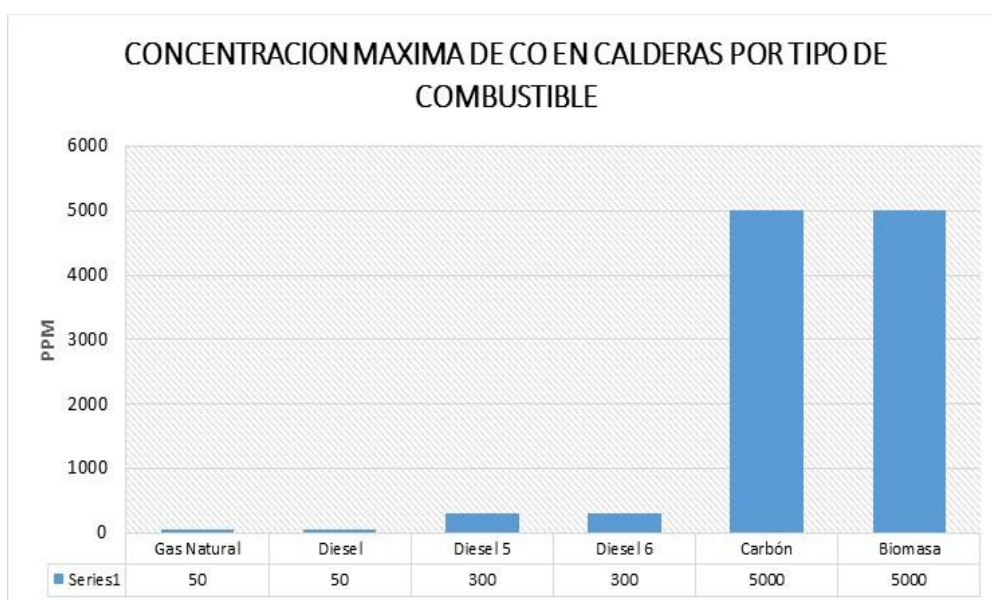


Figura 30. Distancia recomendadas para instalación de sensores

Fuente: (EPA, 2015)

En la figura 30 se recomienda las posiciones para instalar los sensores de toma de datos para chimeneas menor a 30 cm de diámetro (Puntos de muestreo Nivel 1 y Nivel 2).

La Normativa ambiental de Chile es un dato referencial para el proyecto de investigación porque determina la concentración máxima de monóxido de carbono en calderas para diferentes combustibles en este caso para el presente estudio es biomasa con 5000 ppm. En la figura 31 se detalla las concentraciones máximas por tipo de combustible.



**Figura 31. Concentración Máxima de CO por tipo combustible**

**Fuente: Normativa Chilena de emisión de gases para fuentes fijas (RES-2063), 2005.**

### 3.11.5. Normativa emisión de gases en Ecuador

Este regulador en Ecuador es el Ministerio del Ambiente, con el artículo 14 de la Constitución de la República del Ecuador, reconoce el derecho de la población a vivir en un ambiente sano y ecológicamente equilibrado, que garantice la sostenibilidad y el buen vivir (sumak kawsay), declara de interés público la preservación del ambiente, la conservación de los ecosistemas, la prevención del daño ambiental y la recuperación de los espacios naturales degradados.

Dentro del proceso de actualización de la Norma de Emisiones de Gases al Aire desde Fuentes Fijas de Combustión, se revisó información histórica del cumplimiento de las concentraciones de las fuentes de emisión fijas de combustión, incluyendo centrales termoeléctricas; la normativa internacional, los requisitos de las mejores tecnologías disponibles, la calidad de los combustibles que se utilizan en la actividad industrial; y la información disponible de la calidad del aire ambiente en el Ecuador.

La presente Norma se establece bajo el amparo de la Ley de Gestión Ambiental y del Reglamento a la Ley de Gestión Ambiental para la Prevención y Control de la Contaminación Ambiental y se somete a las disposiciones de éstos, es de aplicación obligatoria y rige en todo el territorio nacional. La presente norma establece:

- Los límites permisibles, disposiciones y prohibiciones para las emisiones de contaminantes del aire hacia la atmósfera desde fuentes fijas de combustión.
- Los límites máximos permisibles de emisiones al aire para fuentes fijas de combustión para centrales termoeléctricas que utilizan calderos generadores de vapor, turbinas a gas y motores de combustión interna.
- Límites permisibles de emisión de contaminantes al aire desde crematorios e incineradoras de residuos peligrosos.
- Los métodos y procedimientos para la determinación de las concentraciones emitidas de contaminantes del aire desde fuentes fijas de combustión.

Para la aplicación de la presente norma, se diferencian fuentes fijas significativas y fuentes fijas no significativas, de emisiones al aire por proceso de combustión.

Se consideran fuentes fijas significativas a todas aquellas que utilizan combustibles fósiles sólidos, líquidos, gaseosos, cualquiera de sus combinaciones, biomasa; y cuya potencia calorífica sea igual o mayor a 3 MW ( $3 \times 10^6$  W) o diez millones de unidades térmicas británicas por hora ( $10 \times 10^6$  BTU/h) (Ministerio del Ambiente de Ecuador, 2013) .

Las fuentes fijas significativas deberán demostrar cumplimiento de los límites máximos permitidos de emisión al aire, indicados en esta norma, según corresponda. Para ello se deberán efectuar mediciones de la tasa de emisión de contaminantes. Si las concentraciones fuesen superiores a los valores máximos permitidos de emisión, se deberán establecer los métodos o instalar los equipos de control necesarios para alcanzar el cumplimiento con los valores máximos de emisión establecidos en esta norma.

Se consideran fuentes fijas no significativas a todas aquellas que utilizan combustibles fósiles sólidos, líquidos, gaseosos, o cualquiera de sus combinaciones, y cuya potencia calorífica sea menor a 3 MW ( $3 \times 10^6$  W) o diez millones de unidades térmicas británicas por hora ( $10 \times 10^6$  BTU/h) (Ministerio del Ambiente de Ecuador, 2013).

Los valores máximos de concentraciones de emisión permitidos para fuentes fijas de combustión, incluidas fuentes de combustión abierta, excepto calderos generadores de vapor, turbinas a gas, motores de combustión interna en plantas termoeléctricas, hornos crematorios e incineradores de desechos peligrosos u hospitalarios; según (Ministerio del Ambiente de Ecuador, 2013) establecen en la Tabla 11.

Para el presente análisis de las emisiones de monóxido de carbono que origina el Biocalefón, durante el desarrollo de la parte experimental el parámetro de referencia para CO como rango máximo es  $1800 \text{ mg/m}^3$ . Los equipos de medición actuales proporcionan información de este parámetro en unidades como: ppm ó %.

$$PPM = \frac{\left(\frac{mg}{m^3}\right) * 24.25}{Peso Molecular CO}$$

$$PPM = \frac{1800 \left(\frac{mg}{m^3}\right) * 24.25}{28.01 CO}$$

$$PPM = 1571.23$$

Para convertir (%) de Porcentaje concentración:

$$10000 ppm = 1\%$$

$$1571.23 ppm = x ; x = 0.15 \%$$

**Tabla 11 Límites máximos permisibles de concentraciones de emisión al aire para fuentes fijas de combustión, incluidas fuentes de combustión abierta (mg/Nm<sup>3</sup>)**

Contaminante	Combustible	Fuente fija existente: con autorización de entrar en funcionamiento hasta marzo de 2013	Fuente fija nueva: en funcionamiento en a partir marzo de 2013.
Material particulado	Sólido sin contenido de azufre	200	70
	Fuel oíl	200	50
	Diésel	150	50
Óxidos de nitrógeno	Sólido sin contenido de azufre	900	600
	Fuel oíl	700	400
	Diésel	500	400
	Gaseoso	140	140
Dióxido de azufre	Fuel oíl	1650	1650
	Diésel	1650	1650
Monóxido de carbono	Sólido sin contenido de azufre	1800	1800
	Fuel oíl	300	120
	Diésel	250	120
	Gaseoso	100	80

mg/Nm<sup>3</sup>: miligramos por metro cúbico de gas de combustión en condiciones normales, mil trece milibares de presión (1013 mbar) y temperatura de cero grados centígrados (0°C), en base seca y corregidos al 7% de oxígeno, excepto para fuentes de combustión abierta, cuyas concentraciones deberán corregirse al 18%. Sólido sin contenido de azufre, incluye biomasa como la madera y bagazo.

Fuente: (Ministerio del Ambiente de Ecuador, 2013)

## **CAPITULO 4**

### **IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE BIOCALEFÓN.**

#### **4.1. INSPECCIÓN DEL ESTADO TÉCNICO**

Este sistema fue diseñado por la Escuela Politécnica del Ejercito (ESPE), actualmente Universidad de las Fuerzas Armadas como proyecto de vinculación a la comunidad y fue destinado a la Comuna de Ozogoche Alto, Cantón Alausí ubicado en la Provincia de Chimborazo situada a 3800 m.s.n.m. con la finalidad de tener un calentador de agua que funciona con la combustión de biomasa (paja seca) y adicional proporcionar de un secador de materia orgánica.

El mentalizador de este proyecto fue el Ing. José Guasumba, Msc quien detalla que el tanque de agua tiene una capacidad de 800 litros (expresado a temperatura de 45°C), lo suficiente para que 100 personas puedan asearse. Se requiere un poco más de 1 kilo de biomasa para calentar 25 litros de agua. El agua puede llegar a los 76°C y el cajón de secado para materia orgánica alcanza una temperatura de 60°C.

El Biocalefón con un peso mayor a una tonelada fue transportado por el personal de la comuna hasta su lugar de funcionamiento, con un costo aproximado de 8000 USD. En la figura 32 se muestran fotografías de su fase inicial y transporte del Biocalefón a Ozogoche

Para la elaboración, presentación y aprobación del perfil de tesis, dos estudiantes de la Maestría de Energías Renovables, tercera promoción

proponen la utilización del Biocalefón para el proceso de investigación en función de su tema de tesis, por esta razón fue necesario verificar las condiciones actuales del equipo en la comuna de Ozogoché Alto y a su vez retirarlo para implementar las mejoras necesarias que permitan realizar el estudio respectivo.



**Figura 32. Biocalfón en su fase de construcción y transporte a la comunidad**

Fuente: (ESPE, 2009)

Las siguientes fotografías muestran condiciones reales del equipo en Ozogoché Alto, el mismo se encontró a la intemperie y en malas condiciones.



**Figura 33. Biocalfón en su fase de Inspección en la comunidad**



La mayor parte de componentes presentaba oxidación en las paredes del acero, de igual manera el aislamiento térmico se encontró en malas condiciones. A más de la oxidación, las cubiertas y planchas de protección presentaban golpes y hundimientos. La figura 34, muestra las condiciones



**Figura 34. Condiciones iniciales del Biocalfeón**

En términos generales luego de verificar cada uno de sus componentes y de la inspección visual interna y externa se concluye realizar el mantenimiento total del equipo y cuyas actividades se detallan a continuación.

- Limpieza de óxidos en las baterías de tubos de los intercambiadores de calor.
- Prueba de hermeticidad en el tanque acumulador.
- Reemplazo del aislamiento térmico total del equipo.

- Instalación de plaqueta refractaria para la cámara de combustión que no dispone.
- Reemplazo de secciones de acero por presencia excesiva de óxido.
- Cambio total de la sección de tapas para protección del aislamiento térmico.
- Colocación de las termocuplas en puntos estratégicos en la cámara de combustión y en el intercambiador de tubos.
- Reemplazo del blower (ventilador) para ingreso del aire de proceso.
- Mantenimiento del blower para ingreso de aire en la cámara de combustión.
- Aplicación de pintura para alta temperatura y recubrimiento externo con pintura sintética.
- Reemplazo de tubería galvanizada, válvulas y accesorios para el circuito hidráulico del agua.
- Reemplazo de instrumentos de medición análogos: manómetro y termómetro bimetálico.
- Implementación del circuito de control eléctrico para la operación de los Blowers.

#### **4.2. SELECCIÓN Y MANTENIMIENTO CORRECTIVO DE COMPONENTES**

Para realizar el mantenimiento correctivo se procede a la selección de los siguientes materiales:

*Aislamiento Térmico:* Se selecciona lana de roca, fabricado a partir de la roca volcánica, formado por una red de fibras que aprisionan células de aire seco y estable, compuesto de un 98% de basalto y un 2% de aglutinantes, utilizado en la paredes de los intercambiadores de calor, más detalles de datos técnicos en la tabla 12.

**Tabla 12 Manta Térmica – Lana Roca**

Fabricante	Rockwool
Tipo	Manta Armada 159
Dimensiones (LxAxS)	4800 x 1000 x 50 (mm)
Densidad nominal	100 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	0.045 W/m.K @ 100°C

Fuente: Catalogo fabricante (Rockwool, 2009)

Plaqueta Refractaria: Procesos donde se manejan altas temperaturas, no pueden desarrollarse si los productos o los equipos de producción (HORNOS) no están protegidos por materiales refractarios. Por otra parte, un revestimiento refractario- aislante hace que las pérdidas de calor a través de las paredes de los hornos sean menores, contribuyendo de ese modo al ahorro energético, debido a un menor consumo de calor.

La cámara donde se efectúa el proceso de combustión del biocalentón en estudio, no dispone de ladrillo refractario lo que contribuyó a que las paredes de esta cámara se encuentren en un proceso de deterioro. Por lo que luego de un análisis de las dimensiones físicas en primera instancia, se decide instalar en la cámara de combustión (hogar) plaqueta refractaria cuyas especificaciones y datos técnicos de la misma se detalla en la tabla 13.

**Tabla 13 Aislante Térmico – Plaqueta Refractaria**

Fabricante	Gabriella Refratarios Ltd.
Tipo	Plaqueta Plana
Dimensiones (LxAxS)	229 x 114 x 32 (mm)
Densidad nominal	1.90 g/cm <sup>3</sup>
Conductividad térmica	1.12 W/m.K @ 600 °C

Fuente: Catalogo fabricante (Gabriella, 2010)

Plancha de Acero Galvanizado: Es utilizado para reemplazar las tapas que recubren los aislamientos de lana de roca y que fueron afectadas por la oxidación, en la tabla 14 se indican los datos técnicos del acero.

**Tabla 14 Acero – Plancha de Acero**

Fabricante	Sino East Steel Enterprise
Tipo	Plancha Acero
Dimensiones (LxAxS)	2400 x 1200 x 1 (mm)
Densidad Nominal	7850 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad Térmica	42.3 W/m.K

Fuente: Catalogo fabricante (Sino East, 2015)

Dentro de la fase correctiva, se reemplaza secciones de acero en la base del recolector de cenizas; se efectúa la limpieza de los tubos e instalación de lana de roca en las paredes del intercambiador gases-aire y se deja instalado las termocuplas tipo tornillo en la superficie exterior de los tubos, en las tres etapas.

En el interacumulador se realiza pruebas de hermeticidad tanto para el tanque como en los tubos y se procede a colocar el aislamiento térmico con lana de roca, la misma que es sostenida por unos anillos de pletina. Posteriormente se recubre con la plancha de acero galvanizado de 1 mm de espesor.

Las superficies externas que corresponden al intercambiador de calor gases-aire se recubren con lana de roca de 50 mm de espesor y se protege colocando tapas de acero de 1 mm de espesor.

Una vez realizado los cambios planteados se procedió con la aplicación de pintura para alta temperatura hasta 600°C color aluminio, tanto en interior como en su exterior. Finalmente se aplica pintura sintética de color plomo en su parte exterior, en las fotografías que se muestran en la figura 35, se ilustra la fase correctiva.



**Figura 35. Fases de mantenimiento**

### **4.3. MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO**

Las siguientes fotografías indican la infraestructura del taller utilizado para realizar el mantenimiento correctivo y la vez mostrar el montaje completo de todos los componentes del Biocalfón.

Una vez ensamblado completamente el Biocalfón se procedió a realizar un test y verificar las condiciones de funcionamiento determinando así que el mantenimiento correctivo aplicado tuvo buenos resultados. La figura 36 ilustra el ensamblaje final y pruebas realizadas luego de la reparación.



**Figura 36. Puesta en operación del Biocalfeón**

En las fotografías anteriores se verifica la temperatura en la cámara de combustión de  $267,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  utilizando un Fluke modelo 87V y la temperatura en la cámara de secado durante la combustión de prueba.

En resumen el equipo se encuentra en óptimas condiciones de funcionamiento y se da por inicio la fase investigación en función del tema de tesis: “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN

EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA”. En el anexo 2 se encuentra los planos de los componentes mecánicos y térmicos del Biocalefón.

#### 4.4. COLOCACIÓN DE INSTRUMENTAL PARA MEDICIONES Y CONTROL.

La siguiente fase es la implementación de los equipos instrumentales para adquirir los datos de temperatura y ser almacenados para el desarrollo de la presente tesis se utiliza los siguientes dispositivos más detalle en la tabla 15.

**Tabla 15 Instrumentación fija del Biocalefón**

<b>DATALOGGER, 1 EA</b>	
<b>TERMÓMETRO DIGITAL DE 12 CANALES</b>	
Marca:	Lutron
Modelo	BTM-4208SD
Rango:	-100 °C ~ 1300 °C
Resolución	0.1°C/1°C
Temperatura de operación	0 a 50°C
Humedad de operación	< 85% de humedad relativa
Precisión:	±0.4%+0,50 °C
No. Canales:	12
Tipo termopar:	J,K,T,E,R,S
Tarjeta de memoria	2 Gb

Fuente: Catalogo fabricante (Lutron, 2014)

<b>TERMOCUPLAS TIPO K, TOTAL 12 EA</b>					
Modelo:	49-084	49-038	TC-85	2006-1664	K-1308M
Dimensión:	1/8" x 12" L	1/8" x 4" L	3/4" x 9"	3/4" x 4"	1/4" x 1"
Temperatura	< 380 °C	< 380 °C	< 1200 °C	< 890 °C	< 380 °C
:					
Tipo:	Bulbo	Bulbo	Cerámica	Cerámica	Tornillo

Fuente: Catalogo fabricante (Wika, 2006)

---

**DATALOGGER TEMPERATURA Y HUMEDAD**


---

Marca:	LASCAR
Modelo:	EL-USB-2-LCD
Medición $T_{max}$ :	+ 80 °C
Medición $HR_{max}$ :	100% HR
Precisión $HR_{max}$ :	± 3 % HR
Interfaz:	USB – PC
Ubicación:	Cámara de secado

Fuente: Catalogo fabricante (Lascar, 2013)

---

**MEDIDOR ENERGÍA TÉRMICA**


---

Marca:	RESOL
Modelo:	WMZ
Rango:	-30 @ 150 °C
Sensores de temperatura:	2 sondas PT1000
Sensor de caudal:	Caudalímetro V40-06 $Q_n=$ 0.6m <sup>3</sup> /h
Suministro:	220 V, 60 Hz
Interfaz:	VBus resol – PC

Fuente: Catalogo fabricante (Resol, 2014)

A continuación se detallan los dispositivos e instrumentación portátil utilizados para el desarrollo de la tesis en la tabla 16.

**Tabla 16 Dispositivos portátiles de Medición**

---

**CAMARA TERMOGRÁFICA**


---

Marca:	FLUKE
Modelo:	Ti – 32
Rango de medición de temperatura	-20°C a + 600°C
Sensibilidad térmica	≤0.045°C a 30°C de temperatura del blanco.
Distancia Focal:	15 cm mínimo

Continua





Exactitud:	$\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura de funcionamiento:	-10 $^{\circ}\text{C}$ a 50 $^{\circ}\text{C}$
Humedad relativa:	Del 10% al 95 %
Campo Visión:	23° Horizontal x 17° vertical

Fuente: Catalogo fabricante (Fluke, 2009)

### MEDIDOR TEMPERATURA LASER

Marca:	RAYTEK
Modelo:	Raynger ST-20
Rango:	-32 @ 535 $^{\circ}\text{C}$
Resolución:	0.2 $^{\circ}\text{C}$
Emisividad:	0.95
Radio Distancia:	12:1

Fuente: Catalogo fabricante (Raytek, 2007)

### MEDIDOR de CO

Marca:	PRUFREX
Modelo:	IR 410
Rango:	0-10.5% CO
Presición	$\pm 0.5\% \text{CO}$
Tiempo de calentamiento	30 minutos
Temperatura de operación	5-40 $^{\circ}\text{C}$
Humedad relativa de operación	Del 10% al 95 %
Presión atmosférica	975 mBar a 1025 mBar

Fuente: Catalogo fabricante (Prufrex, 1990)

### MEDIDOR DE HUMEDAD PARA MADERA

Marca:	Testo
Modelo:	606-1
Resolución:	0.1%
Exactitud:	$\pm 1\%$
Rango:	0% @ 50%
Temperatura de operación:	-10 $^{\circ}\text{C}$ a 50 $^{\circ}\text{C}$

Fuente: Catalogo fabricante (Testo, 2009)

---

### BALANZA ELECTRÓNICA

Marca:	Camry
Modelo:	EK5055
Capacidad:	5000 gramos
División:	1 gramo
Escala de verificación:	10 gramos
Temperatura de operación:	0°C a 40°C

Fuente: Catalogo fabricante (Camry, 2010)

---

### BALANZA PARA PESO MADERA

Marca:	Camry
Modelo:	EB9013
Capacidad:	150 kg
División:	100 gramo
Escala de verificación:	1 kg
Temperatura de operación:	0°C a 40°C

Fuente: Catalogo fabricante (Camry, 2010)

---

### ANENÓMETRO

Marca:	Kestrel
Modelo:	1000
Precisión:	3%
Resolución:	0.1 m/s
Rango:	0.6 a 40 m/s
Temperatura de operación:	-10°C a 55°C

Fuente: Catalogo fabricante (Kestrel 2014)

---

### MULTÍMETRO

Marca:	FLUKE
Modelo:	87V
Rango $T_{max}$ :	-200 @ 1090 °C
Rango $V_{max}$ :	1000 Vac – Vcc
Rango $C_{max}$ :	10 A

Fuente: Catalogo fabricante (Fluke, 2009)

---

**MEDIDOR HUMEDAD GRANO**


---

Marca:	John Deere
Modelo:	SW08120
Rango de humedad:	5% - 40%
Rango de temperatura:	0 °C – 45 °C
Grano:	39 tipos
Peso:	2.59 lb
Resolución display:	0.1%
Alarmas:	Bajo y sobre límite de humedad

---

Fuente: Catalogo fabricante (John Deere, 2012)

Como instrumentos indicadores de la presión y temperatura en el interacumulador de agua se utiliza un manómetro y un termómetro de caratula, con características que se detallan en la tabla 17.

**Tabla 17 Especificaciones Manómetro y Termómetro**


<b>INDICADOR PRESIÓN, 1 EA</b>		<b>INDICADOR TEMPERATURA, 1 EA</b>	
Marca:	GE	Marca:	Wika
Rango:	0-8 bar /0 ~ 150 psi	Rango:	0 ~ 120 °C
Conexión:	1/4 " NPT	Conexión:	1/2" NPT
Ubicación:	Acumulador	Ubicación:	Acumulador
Caratula:	2 1/2"	Caratula:	3"
		Longitud del bulbo	9"

---

Fuente: Catalogo fabricante (Wika, 2006)

Para el funcionamiento del Biocalefón se requiere de 2 sopladores o ventiladores cuyas especificaciones se indican a continuación (tabla 18).

**Tabla 18 Especificaciones técnicas Sopladores**

<b>Marca:</b>	<b>BLOWER1</b>	<b>BLOWER2</b>
Marca:	Blower	Blower
Potencia:	260 W	370 W
Flujo nominal:	390 m <sup>3</sup> /h	510 m <sup>3</sup> /h
	Continua	

---

<b>Diámetro:</b>	2½ pulgadas	3 pulgadas
<b>Voltaje:</b>	110 Vac	110 Vac
<b>Frecuencia:</b>	60 Hz	60 Hz
<b>Corriente:</b>	2.4 A	3.15 A

Fuente: Catalogo fabricante (Sayi Electrical Appliance , 2006)

El control de cada uno de los blower se realiza empleando un control de tres alambres para el encendido y apagado de los mismos, el mismo que funciona con una tensión nominal de 110 Vca, 60 Hz. Este sistema se implementa en una caja de control de 20 cm x 20 cm. La figura 37 esquematiza la disposición de los sensores de temperatura e indicadores (Plano de conexiones Anexo 3).

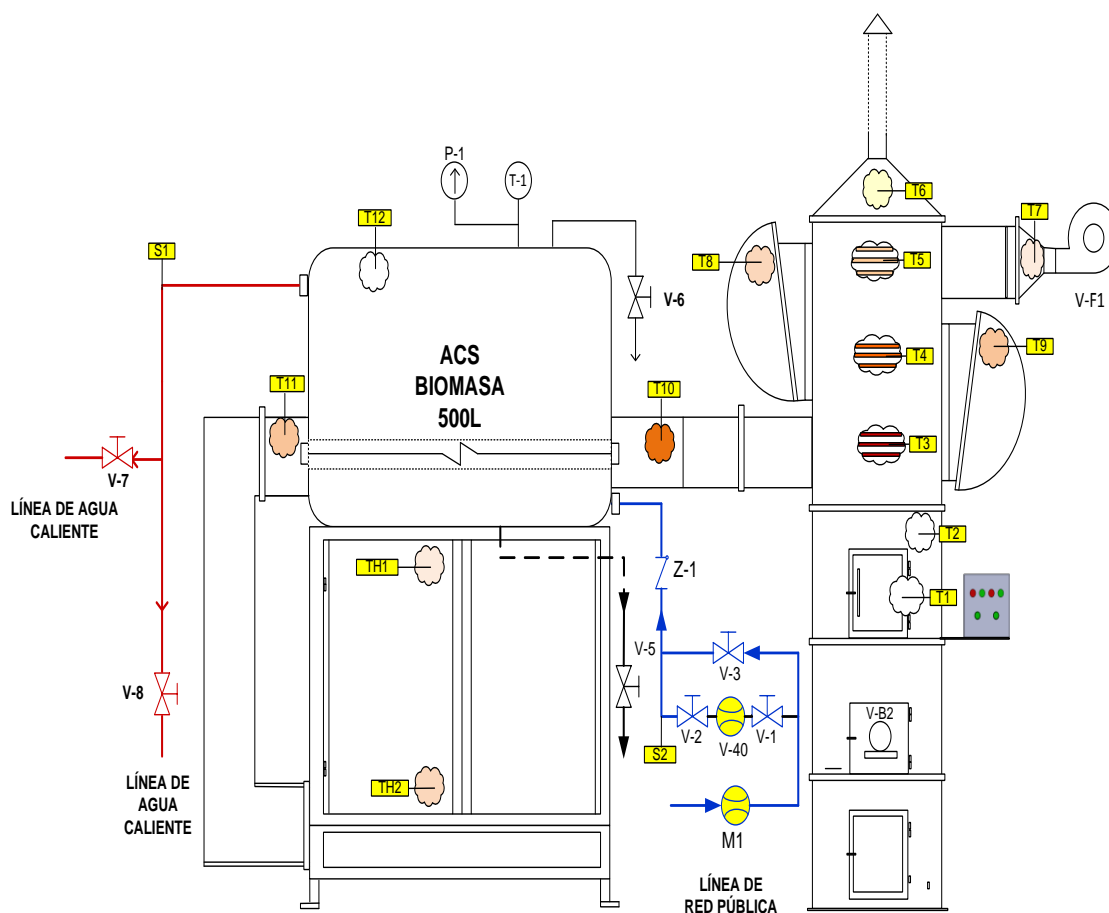


Figura 37. Ubicación de termocuplas tipo K y PT1000

#### 4.5 VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Para validar los datos adquiridos, se utiliza equipos con certificación de conformidad de los fabricantes en los diversos equipos detallados anteriormente, uno de los parámetros críticos es obtener las distintas temperaturas en los diferentes componentes como: intercambiadores de calor, cámara de combustión, acumulador de agua y cámara de secado.

Un dispositivo de apoyo para la verificación correcta del Biocalefón se utiliza una cámara termográfica.

Para constancia del correcto funcionamiento del Biocalefón en todos sus componentes en la siguiente figura 38 se indica una panorámica de la variación de temperatura externa en los componentes respectivos.



Figura 38. Temperaturas externas de los componentes del Biocalifón

#### **4.6. DESCRIPCIÓN EQUIPAMIENTO**

La norma UNE-EN 12809:2002/A1, trata sobre las calderas domésticas independientes y que utilizan combustible sólido con potencia térmica nominal inferior o igual a 50 kW.

En (AENOR, 2005) establece que al decidir las características constructivas o de prestaciones a verificar de los aparatos que se van a ensayar deben tenerse en cuenta las características de prestaciones detalladas en dicha norma. En referencia a esta norma en el anexo 4 se muestra las características a considerar para el Biocalefón en análisis.

En el anexo 2 se indica los planos de cada uno de los componentes mecánicos y térmicos del biocalefón.

## CAPITULO 5

### DESARROLLO EXPERIMENTAL

#### 5.1. CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA DE EUCALIPTO Y PINO.

Para la caracterización de la Biomasa de eucalipto y pino se realiza los siguientes ensayos:

##### **Análisis elemental**

C: contenido en peso de carbono en el combustible

H: contenido en peso de hidrógeno en el combustible

O: contenido en peso de oxígeno en el combustible

S: contenido en peso de azufre en el combustible

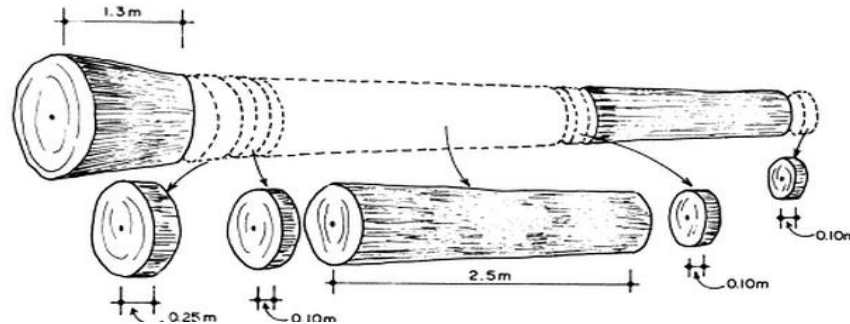
N: contenido de nitrógeno en el combustible

##### **Análisis proximal**

- Poder calorífico superior
- Contenido de humedad
- Porcentaje Cenizas
- Material Volátil
- Densidad Aparente

Las pruebas detalladas anteriormente se realizaron en el Laboratorio para Termovalorización de Biomosas y Residuos Sólidos Urbanos del Instituto Nacional de Eficiencia y Energías Renovables (INER) ubicado en la ciudad de Quito.

Según recomienda (Salazar, 1989), si se requiere analizar las características de la madera deben tomarse muestras de las siguientes partes de cada uno de los árboles, tal como se indica en la figura 39.



**Figura 39. Tomas de muestras para analizar características de la madera.**

**Fuente: (Salazar, 1989)**

Por lo que se procedió a cortar un árbol de eucalipto (variedad eucaliptus glóbulos) y otro de pino (variedad radiata) ambos de una edad de 15 años en promedio. De cada árbol se tomaron 5 muestras, cada una de estas fue pesada a 200 gr, empleando la balanza Camry EK5055.

Las muestras fueron tomadas inmediatamente después de su derrocamiento y se trasladó al Laboratorio en forma de aserrín colocadas en fundas tipo Ziploc. En la figura 40 se muestra las muestras tomadas tanto para el eucalipto como para el pino.



**Figura 40. Muestras para envío al Laboratorio**



### 5.1.1. Determinación del Poder Calorífico.

El análisis elemental se realizó en base a la norma **BS EN 15104:2011**, este ensayo permite la determinación fiable de carbono, nitrógeno, hidrógeno y azufre y los resultados son utilizados como parámetros de entrada para los cálculos aplicados a la combustión de biocombustibles sólidos.

El contenido de nitrógeno está ligado a las emisiones de NO<sub>x</sub>. El contenido de hidrógeno es importante para el cálculo del poder calorífico neto. El contenido de carbono para la determinación de CO<sub>2</sub> en las emisiones.

Con los valores determinados en el análisis elemental y empleando la fórmula de Dulong (ecuación 42), se calcula el poder calorífico superior del pino y del eucalipto 18.89 MJ/Kg y 15.85 MJ/Kg respectivamente.

El poder calorífico superior se determinó también en forma experimental según establece el método **ASTM D 1989-96**. Este método de ensayo permite la determinación del poder calorífico del carbón y el coque empleando una bomba calorimétrica. Los valores promedios obtenidos en este ensayo fueron de 16.75 MJ/Kg para el pino y 16.11 MJ/Kg para el eucalipto.

### 5.1.2. Determinación del contenido de Cenizas.

Para determinar el porcentaje de cenizas se utilizó la norma **BS EN 14775:2009**, un método para determinar en biocombustibles sólidos. El porcentaje de cenizas indica la cantidad de materia sólida no combustible por Kg de material. En los procesos térmicos de aprovechamiento de la biomasa que incluyen la combustión, es importante conocer el contenido de ceniza en la biomasa, ya que en algunos procesos puede causar un

deterioro de los equipos por formación de escorias. El contenido de cenizas determinado por los ensayos dieron 0.50% y 1.20% para el pino y eucalipto respectivamente.

#### **5.1.3. Determinación del contenido de Humedad.**

La TERMOBALANZA se utiliza para determinar el agua contenida (como % de humedad) en una muestra de materia orgánica (en nuestro caso en la madera). El equipo consiste en una balanza electrónica y un módulo calefactor, la balanza se encarga de medir el peso de la muestra orgánica mientras se le aplica calor para evaporar el agua que contiene. El cálculo de la humedad se determina por la pérdida de peso que sufre la muestra después de ser sometida al proceso de calentamiento. La humedad reportada fue de 48.61% para el pino y 51.90% para el eucalipto.

#### **5.1.4. Determinación del Contenido de Volátiles.**

La determinación del contenido en volátiles se realizó empleando la norma **BS EN 15148:2009** y permite establecer la reactividad del combustible. El conocimiento del contenido en volátiles del combustible se emplea para maximizar la eficiencia. En la tabla 19 se indica los valores obtenidos.

#### **5.1.5. Determinación de la Densidad.**

La densidad a granel es un parámetro importante para los suministros de combustibles en base al volumen y, junto con el poder calorífico neto, determina la densidad energética. También permite estimar las necesidades de espacio de almacenamiento y de transporte. Este ensayo fue realizado **BS EN15103** y los valores obtenidos fueron de 120.0 Kg/m<sup>3</sup> para el pino y 136.0 Kg/m<sup>3</sup> para el eucalipto.

Los ensayos realizados se indican en el anexo 5 y en la tabla 19 se resumen los valores obtenidos en cada uno de los ensayos tanto para el pino como para el eucalipto. En la misma tabla se indica el método (norma) con la cual fue desarrollado el ensayo.

**Tabla 19 Resumen de ensayos realizados en el INER para la caracterización de la biomasa pino y eucalipto.**

Características*	PINO						EUCALIPTO						MÉTODO
	M1	M2	M3	M4	M5	PROMEDIO	M1	M2	M3	M4	M5	PROMEDIO	
<b>Análisis elemental:</b>													
C (%)	50.69	52.08	51.58	50.87	52.75	51.59	36.86	50.41	50.66	45.97	52.62	47.30	BS EN 15104:2011
N (%)	0.11	0.03	0.02	0.04	0.06	0.05	0.10	0.09	0.07	0.05	0.04	0.07	BS EN 15104:2012
H (%)	6.76	6.47	5.93	6.49	5.29	6.19	6.69	5.27	5.34	5.93	4.93	5.63	BS EN 15104:2013
S (%)	0.11	0.60	0.63	0.04	0.62	0.40	0.55	0.73	0.60	0.68	0.64	0.64	BS EN 15104:2014
O (%)	42.33	40.82	41.84	42.56	41.28	41.77	55.80	43.50	43.33	47.37	41.77	46.35	BS EN 15104:2015
<b>Análisis proximal:</b>													
PCS Doulong (MJ/Kg)	18.89						15.85						DOULONG
PCS Ensayos (MJ/Kg)	17.77	17.64	16.50	16.33	15.53	16.75	16.65	17.74	15.45	15.91	14.78	16.11	ASTM D 1989-96
Cenizas (%)	0.22	0.74	0.76	0.14	0.66	0.50	0.97	1.16	1.45	0.95	1.46	1.20	BS EN 14775:2009
Humedad (%)	44.68	42.01	49.66	54.36	52.36	48.61	52.54	52.44	51.68	51.61	51.25	51.90	Termobalanza
Material Volátil (%)	97.77	97.41	97.9	99.31	99.29	98.34	98.19	97.43	98.06	97.97	98.06	97.94	BS EN 15148:2009
Densidad aparente (Kg/m <sup>3</sup> )	140.00	150.00	110.00	100.00	100.00	120.00	130.00	120.00	140.00	140.00	150.00	136.00	BS EN 15103
* Expresado en base seca													

## 5.2. ENSAYO DE LA HUMEDAD EN LA LEÑA

La medición del contenido de humedad de la leña se realiza con un Xilohigrómetro. El medidor utilizado es de la marca Testo modelo 606-1 y cuyas especificaciones técnicas se detalló en el capítulo anterior.

El testo 606-1 es un instrumento de medición de mano. Se utiliza generalmente para determinar la cantidad de humedad presente en la madera o en los materiales de construcción. La humedad del material se muestra en % del peso.

El fabricante del equipo recomienda, para garantizar la obtención de valores de medición correctos se debe: repetir la medición en varios puntos.

Medir la humedad de la madera siempre en perpendicular con respecto al sentido de las fibras.

Según lo indica la Norma Chilena para medición de maderas NCh2827-2003, esta prueba se debe realizar en terreno extrayendo la cantidad de muestras que permita asegurar un error en la medición menor o igual al 10%.

Tal como se establece en (Sistema Nacional de Certificación de Leña, 2014), la selección de las muestras se debe realizar en base a la cantidad de leña existente en el predio o bodega y variabilidad de las misma, se deberá seleccionar muestras aleatoriamente por cada lote de leña y de tal forma que estas abarquen de buena manera la diversidad de características existentes al momento de la medición (ej. no seleccionar solamente muestras secas, muestras de la parte superior de la ruma, o de abajo).

Luego de verificar la identificación de los lotes y de las rumas que contienen, se deben extraer las muestras en la cantidad que especifica la Norma NCh 2965-2005. Según el tamaño del lote, se usará el siguiente cuadro:

**Tabla 20 Tamaño de muestra**

<b>Tamaño del Lote (N)</b>	<b>Tamaño de la muestra (n)</b>
Menor a 40 Mt.	10
40 a 100 Mt.	15
100 a 200 Mt.	20
Más de 200 Mts	30

Fuente: (Sistema Nacional de Certificación de Leña, 2014)

Para el caso nuestro corresponde por lo tanto seleccionar 10 muestras de la leña que se pretende quemarla. La medición de las muestras deberá realizarse de forma perpendicular a la fibra, según lo establece la Norma

Chilena de Medición de Maderas (salvo que el fabricante del equipo estipule lo contrario) figura 41.



**Figura 41. Forma de efectuar las mediciones de humedad en la leña**

Para obtener la probeta correspondiente a la muestra seleccionada esta deberá ser partida con el fin de medir el contenido de humedad. Nunca se debe medir el leño seleccionado en la cara superficial ya que esto lleva a mediciones que no tienen relación con el verdadero contenido de humedad, la medición debe abarcar el interior de los leños. La clasificación de la calidad de la leña según Norma Chilena 2907– 2005, se realiza como se indica en la tabla 21.

**Tabla 21 Clasificación de la leña según NCh2907-2005**

<b>Calidad</b>	<b>Contenido de humedad</b>
Seca	Hasta 25%
Semi-húmeda	Entre 25.1% y 30%
Húmeda	Sobre 30%

Fuente: Norma NCh2907-2005

Para el procesamiento de los datos obtenidos en los controles de calidad, se utilizan las siguientes fórmulas estadísticas:

1. Coeficiente de variación = (desviación estándar \* 100) / promedio
2. Error = (valor t student \* coeficiente de variación)/raíz (n)

3. Promedio de la muestra =  $\text{Suma (valor 1+valor 2+.....)}/n$
4. Numero de muestras óptimo =  $(\text{valor t student}^2 * \text{coeficiente de variacion}^2) / \text{error}^2$

En primer lugar se deben tomar las muestras de la leña existente utilizando la metodología propuesta y medir su contenido de humedad. Luego se deberá obtener el Contenido de Humedad promedio de la leña considerando la desviación estándar de la muestra y un error menor o igual al 10% en la medición.

Una vez que se obtiene el contenido de humedad promedio y la desviación estándar es posible calcular el coeficiente de variación y el error en la medición.

En la leña para la quema se obtuvieron los siguientes contenidos de humedad para 10 muestras medidos con Xilohigrómetro Testo 606-1 y que se detallan en la tabla 22.

El contenido de Humedad promedio de esta muestras corresponde al 12.5 % y la desviación estándar es de 0.66%. El error calculado es 3.07% por lo que cumple con el criterio y el método para determinar la humedad de la leña es el correcto.

**Tabla 22 Resultados de mediciones de humedad para eucalipto**

<b>Muestra</b>	<b>CH [%]</b>
1	12.6
2	12.6
3	12.5
4	12.4
5	13.4
6	13.4
7	12.5
8	11.6
9	11.3
10	12.7
<b>Promedio</b>	<b>12.50</b>
<b>Desviación estandar</b>	<b>0.66</b>
<b>Coeficiente de variación</b>	<b>5.29</b>
<b>Valor t</b>	<b>1.83</b>
<b>Error (%)</b>	<b>3.07</b>

### 5.3. PRUEBA DE TIEMPO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA

A continuación se detalla el procedimiento experimental para determinar el tiempo de calentamiento para elevar la temperatura del agua.

La biomasa seca en forma de leña de eucalipto al 12.5% de humedad, se utiliza como combustible. La leña se ha preparado tipo raja, con una longitud de 40 cm y un diámetro externo en promedio de 5 cm, la misma que fue secada siguiendo un proceso natural y luego almacenado en cubierta.

Empleando la Datalogger BTM4208SD, se monitorea las temperaturas en: la cámara de combustión, Intercambiador gases-aire e interacumulador (depósito de agua). La medición se realiza empleando los 12 canales y se ha programado para la adquisición de datos cada 10 segundos, los datos son almacenados en la memoria respectiva (Memory Card). En la tabla 23 se detalla la asignación de canales y los puntos en los cuales se efectúa la medición. Las 12 termocuplas empleadas son tipo K y la conexión hacia a la Datalogger se realiza empleando cable compensado tipo K.

**Tabla 23 Distribución de termocuplas conectadas a Datalogger BTM4208SD**

CANALES	DESCRIPCIÓN	TIPO
T1	Temperatura en flama o llama.	K
T2	Temperatura del Hogar.	K
T3	Temperatura de gases de combustión primera sección de tubos.	K
T4	Temperatura de gases de combustión segunda sección de tubos.	K
T5	Temperatura de gases de combustión tercera sección de tubos.	K
T6	Temperatura de salida gases.	K
T7	Temperatura del aire al ingreso a la tercera sección de tubos.	K
T8	Temperatura del aire al ingreso a la segunda sección de tubos.	K
T9	Temperatura del aire al ingreso a la primera sección de tubos.	K
T10	Temperatura del aire al ingreso del intercambiador del interacumulador de agua	K
T11	Temperatura del aire a la salida del intercambiador del interacumulador de agua.	K
T12	Temperatura de calentamiento del agua.	K

El objetivo de las mediciones en los puntos detallados en la tabla anterior es registrar la evolución del incremento de temperaturas, durante el tiempo que dura la quema para el calentamiento de 500 litros de agua desde una temperatura desde unos 18°C a 60°C en promedio.

Entre las variables a considerar en cada uno de los ensayos, están las siguientes:

- Humedad relativa de la leña
- Temperatura inicial del agua
- Promedio de temperatura ambiente durante el tiempo de quema
- Promedio de Humedad relativa durante el tiempo de quema
- Velocidad del viento

Para el ensayo realizado, se midieron como datos iniciales los siguientes valores de las variables ambientales:

- |   |   |
|---|---|
| - Temperatura inicial del agua                      | $T_i = 17.7 \text{ }^\circ\text{C}$       |
| - Promedio de temperatura ambiente durante la quema | $T_\infty = 14.53 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| - Promedio de Humedad relativa durante la quema     | $Hr_\infty = 71.33\%$                     |
| - Humedad relativa de la leña                       | $Hr_{leña} = 12.5 \%$                     |
| - Velocidad del viento                              | $V_{wind} = 1.33 \text{ m/s}$             |

Para los datos de la temperatura ambiente y humedad relativa se empleó la base de datos proporcionada por la Estación Meteorológica Rumipamba-Salcedo del INAMHI.

La velocidad del viento se midió utilizando el anemómetro de mano Kestrel, modelo 1000.

El volumen de la cámara de combustión es  $(0.51 \times 0.59 \times 0.5) \text{ m}^3$  y de acuerdo a lo que establece (Elías Castells, 2012), se debe considerarse la



carga térmica ( $\text{Kcal}/\text{m}^3\text{h}$ ), lo habitual es trabajar con valores que oscila entre 150000 y 350000  $\text{Kcal}/\text{m}^3\text{h}$ , por lo tanto la potencia térmica generada en  $\text{Kcal}/\text{h}$  es:

$$\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}\right)_{\min} = 150000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3\text{h}} (0.15 \text{ m}^3) = 22500$$

$$\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}\right)_{\max} = 350000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3\text{h}} (0.15 \text{ m}^3) = 52500$$

El PCI para el eucalipto al 12.5% de humedad corresponde, 3476.1  $\text{Kcal}/\text{kg}$ , con este valor se determina el flujo másico de la leña de eucalipto.

$$\left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right)_{\min} = \frac{27000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3476.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}} = 6.41 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$\left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right)_{\max} = \frac{52500 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3476.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}} = 15.1 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Es decir que debemos ingresar a la cámara de combustión un carga comprendida entre 6.41 a 15.1  $\text{Kg}/\text{h}$ .

La leña a utilizar se clasifico en cargas de un peso de 10  $\text{Kg}$  cada uno, empleando la balanza electrónica Camry modelo EB9013. Para tener una quema controlada en lo posible se dividió en pesos de 1.25  $\text{Kg}$  cada uno aproximadamente empleando la balanza Camry modelo EK5055.

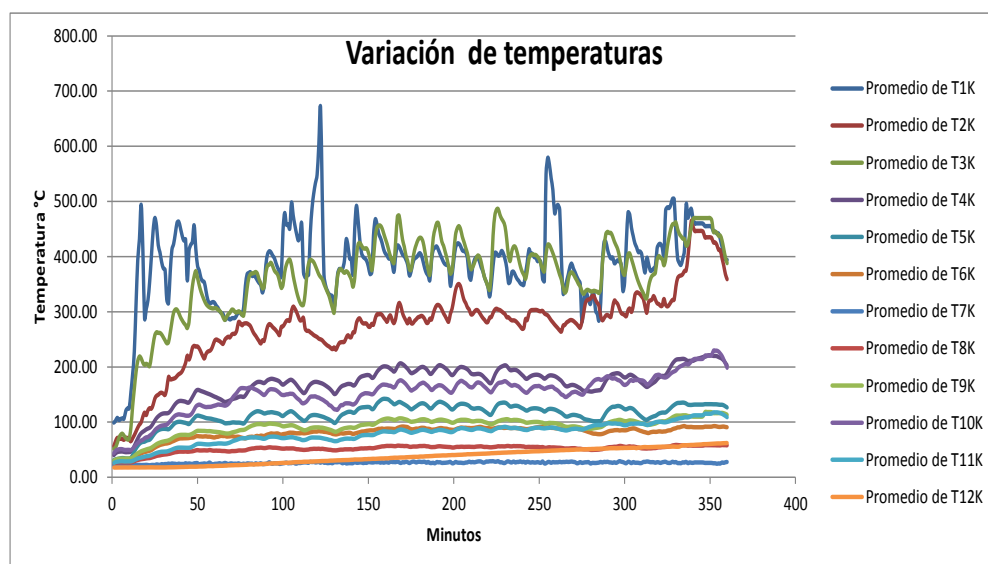
Luego de la quema respectiva se determinó que el peso de biomasa requerida en este ensayo fue de 39.8  $\text{Kg}$  con una humedad del 12.5%. El tiempo de quema fue 6 horas en promedio (flujo másico real 6.52  $\text{Kg}/\text{h}$ ). En la tabla 24 se muestra los valores promedios de las temperaturas para un intervalo de 10 minutos.

**Tabla 24 Temperaturas promedios para intervalos de 10 min, eucalipto al 12.5 % H.**

Minutos	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	99.03	56.02	51.68	40.07	31.20	27.40	21.60	25.32	30.38	43.80	26.03	17.70
10	125.22	68.35	70.13	45.83	34.02	30.12	21.73	26.87	34.00	49.63	28.80	17.85
20	305.50	112.77	205.75	86.83	66.18	46.45	22.58	34.25	50.47	72.38	38.18	17.93
30	378.58	151.35	253.57	115.65	87.88	60.20	23.35	41.07	64.78	94.10	46.42	17.90
40	451.67	188.68	290.30	138.48	100.50	70.50	24.05	46.57	76.83	113.70	53.78	18.58
50	383.37	237.13	361.67	158.33	111.80	74.73	25.63	49.20	84.18	130.62	60.52	19.33
60	316.07	247.37	306.57	146.13	104.43	72.20	24.35	48.20	82.53	129.87	60.67	20.48
70	288.15	258.65	303.62	141.07	99.17	74.60	25.12	47.47	81.03	141.73	64.60	21.82
80	370.30	276.83	361.28	158.17	109.35	72.98	25.03	50.92	90.75	162.30	71.92	23.13
90	385.13	261.08	370.88	173.23	116.15	76.33	24.50	53.18	95.73	151.67	70.67	24.27
100	445.53	273.65	348.28	167.88	111.07	78.17	25.37	51.92	92.45	149.17	70.97	26.08
110	437.65	284.50	316.62	159.20	107.10	79.75	25.80	50.28	88.32	138.88	69.15	27.65
120	548.67	254.13	375.37	172.78	112.48	82.95	27.35	51.57	90.45	145.12	71.98	28.95
130	309.20	235.45	298.90	151.03	98.53	78.15	27.35	48.88	83.05	123.48	65.58	30.42
140	395.33	254.20	358.25	168.57	118.45	79.82	25.60	50.70	90.32	132.85	70.15	31.75
150	382.12	273.40	407.27	185.22	127.47	84.60	27.60	52.80	96.27	152.05	76.75	33.13
160	405.50	285.58	431.75	200.95	142.18	88.00	27.32	56.57	106.00	167.70	83.15	34.35
170	403.65	297.48	430.75	205.05	134.02	92.00	27.35	56.92	106.47	174.25	86.05	35.90
180	406.32	290.97	433.95	198.25	132.88	88.90	28.20	56.63	104.27	168.80	85.12	37.50
190	418.43	311.58	460.52	199.55	134.35	87.48	27.60	55.63	103.22	164.93	84.78	39.15
200	393.45	322.23	406.95	187.00	124.25	85.93	25.82	53.97	99.28	158.42	83.27	40.30
210	358.15	295.65	377.28	188.40	126.25	89.08	27.18	55.15	101.78	163.18	85.93	41.82
220	345.07	281.75	345.23	173.83	115.52	89.03	28.42	54.82	98.02	157.93	84.68	43.15
230	394.93	295.53	454.48	202.95	135.18	89.55	26.07	56.03	104.92	174.27	91.45	44.82
240	349.47	269.15	372.85	185.48	125.20	88.45	27.37	56.00	101.68	158.33	87.02	46.00
250	393.53	301.23	395.38	185.03	123.98	91.03	26.75	54.70	99.98	165.53	90.05	47.22
260	489.03	273.33	387.38	181.83	121.65	88.70	27.25	53.78	97.50	158.98	88.87	48.70
270	378.33	283.33	368.13	167.25	113.15	88.60	27.88	52.72	92.27	154.35	87.70	49.88
280	314.23	324.08	337.32	155.45	102.97	80.98	24.88	49.73	88.00	167.58	91.87	51.13
290	412.70	294.08	444.78	179.40	120.77	82.48	28.15	53.90	98.33	183.15	97.83	52.23
300	353.82	293.75	367.10	180.97	123.60	85.12	26.28	55.42	101.82	167.42	94.30	53.25
310	404.30	327.55	339.60	170.88	109.18	83.53	26.05	52.55	97.70	175.63	97.05	54.25
320	422.00	314.12	401.03	180.70	115.42	83.22	27.03	54.25	100.15	185.85	100.77	55.30
330	442.52	345.62	461.98	212.78	133.27	89.00	27.63	58.63	111.70	193.58	104.83	55.42
340	469.75	454.73	468.03	211.10	131.50	90.85	26.18	57.30	109.95	213.03	111.93	58.60
350	455.30	435.00	469.80	221.00	132.50	91.70	26.10	58.20	118.20	220.50	115.20	60.50
360	394.13	359.07	388.12	202.87	126.57	90.78	27.78	57.95	113.45	198.47	108.87	62.15
<b>Promedio</b>	<b>387.53</b>	<b>275.53</b>	<b>363.55</b>	<b>169.08</b>	<b>113.60</b>	<b>80.00</b>	<b>26.16</b>	<b>51.41</b>	<b>92.13</b>	<b>152.70</b>	<b>79.01</b>	<b>37.54</b>

El interacumulador tiene una capacidad de 500 litros, la toma de ingreso lo realiza desde la red pública de agua potable contabilizando a través de un medidor de agua instalado exclusivamente para cuantificar los litros ingresados. Durante el llenado es necesario purgar el aire que se acumula, mediante la apertura de la válvula V7, que se encuentra en la tubería que tiene conexión a la parte superior del tanque.

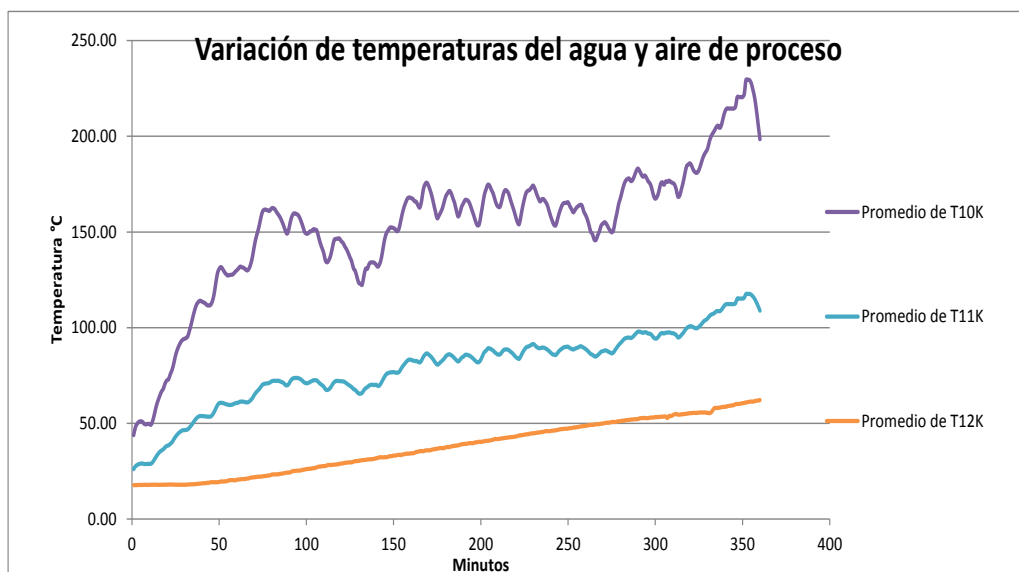
Según los datos de la tabla anterior, el tiempo de quema para elevar la temperatura del agua desde 17.7 a 62.15 °C, fue de 360 minutos es decir 6 horas. La grafica de la figura 42 muestra la variación de temperatura durante el tiempo de quema para los doce canales de medición.



**Figura 42. Temperaturas en el sistema con leña eucalipto al 12.5% de humedad.**

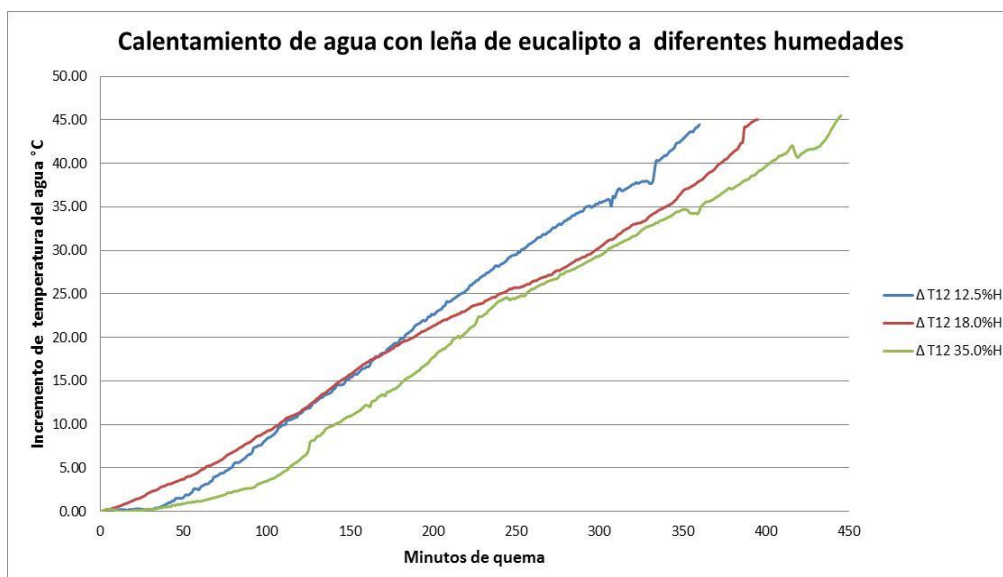
En el anexo 6, se encuentra las curvas de variación de las temperaturas para 3 quemas con leña de eucalipto y 3 con leña de pino. Para la quema con eucalipto se trabajó con las siguientes humedades: 12.5%, 18% y 35.0%. Mientras para la leña del pino fueron: 15.8%, 18.2% y 39.1%.

La figura 43 muestra la evolución de la temperatura del agua en el interacumulador y la temperatura de ingreso y salida del aire que calienta el agua, utilizando como combustible leña de eucalipto al 12.5% de humedad.



**Figura 43. Variación de temperatura del agua y aire de proceso**

En la figura 44, se presenta el incremento de la temperatura del agua, para las tres quemas con leña de eucalipto, la temperatura del agua se elevó 45°C en promedio para cada una de las quemas. El mejor tiempo fue de 360 minutos para la leña al 12.5 % de humedad, con leña al 18.0% de humedad se tardó 395 minutos y con la leña al 35% de humedad se demoró 445 minutos.



**Figura 44. Incremento de la temperatura del agua quemando leña de eucalipto**

Los incrementos de temperatura del agua, para cada una de las quemas usando la leña de pino se indica en la figura 45. El mejor tiempo fue de 301

minutos para la leña al 15.8 % de humedad, con leña al 18.2% de humedad se tardó 360 minutos y con la leña al 39.1% de humedad se demoró 516 minutos.

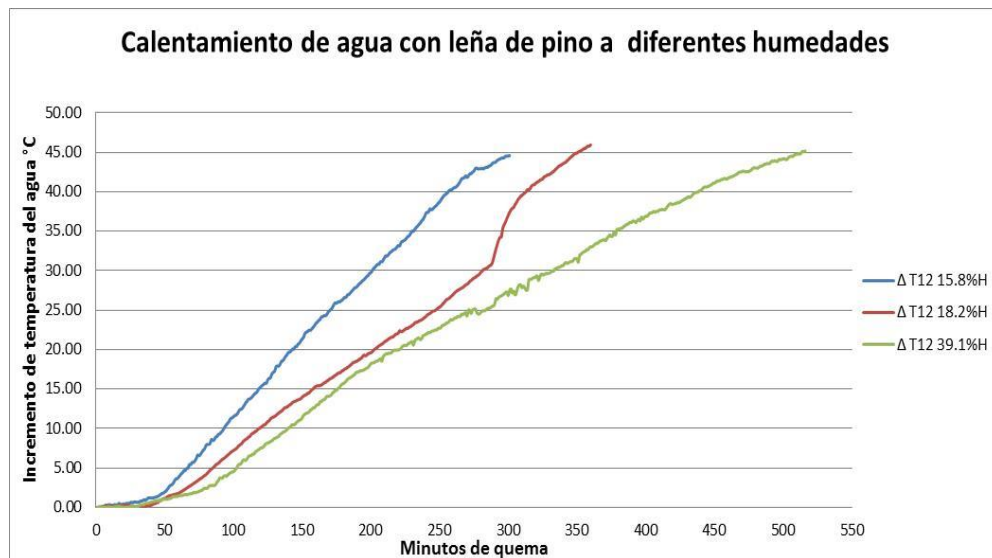


Figura 45. Incremento de la temperatura del agua quemando leña de pino

De acuerdo a los dos graficas anteriores, la mejor condición de calentamiento se obtuvo con leña de pino al 15.8% de humedad, ya que el tiempo fue de 5h00m. La peor condición fue también para la leña de pino al 39.1% de humedad con un tiempo de 8h35m.

El tiempo que se tardó para calentar el agua empleando la leña de eucalipto al 12.5% fue de 6 horas, mientras que con la leña de pino al 15.8% de humedad fue 5 horas. Las razones para que el tiempo de quema con eucalipto sea mayor a pesar de tener un menor contenido de humedad son: el pino tiene mayor poder calorífico comparado con el eucalipto y otra causa son las condiciones ambientales en la cual se efectuó la quema. Para el eucalipto se tubo: temperatura ambiente 14.53°C, humedad relativa 71.33% y velocidad del viento 1.33 m/s; mientras que para el pino fue: temperatura ambiente 20.07°C, humedad relativa del aire 46.33 % y velocidad del viento 0.5 m/s.

## 5.4. PRUEBA DE SECADO

En el mismo instante que se quema para calentar el agua, se procede a secar cereales, en este caso se utilizó maíz amarillo (duro) y maíz blanco.

### 5.4.1. Medición de la Humedad relativa del grano

Antes de ingresar el maíz a la secadora se procede con el desgranado, pesada y medición de la humedad relativa inicial. Para la pesada se utiliza la balanza Camry modelo EK5055, mientras que la humedad relativa del maíz se determina con el medidor de humedad de grano John Deere modelo SW08120. La figura 46 se muestra la secuencia para medir las humedades iniciales.



**Figura 46. Medición de la humedad de grano antes de secado**

En esta prueba se ingresa a la secadora 3.505 Kg de maíz amarillo con una humedad relativa inicial de 36.9% y 4.501 Kg de maíz blanco con una humedad inicial de 29%.

Luego de 6 horas de secado el peso final del maíz amarillo fue de 2.453 Kg con una humedad relativa de 13.3%, mientras que del maíz blanco fue de 3.475 kg con una humedad final de 7.5%. En la figura 47 se muestra el grano en proceso de secado y las humedades final del maíz amarillo.



Figura 47. Proceso de secado y humedad final del grano

#### 5.4.2. Temperaturas y humedades en la secadora de grano

Empleando 2 datalogger LASCAR modelo EL-USB-2-LCD, se mide la temperatura y humedad relativa del aire que ingresa y sale de la secadora. Las mediciones fueron registradas cada 10 segundos y los resultados se indican en la figura 48.

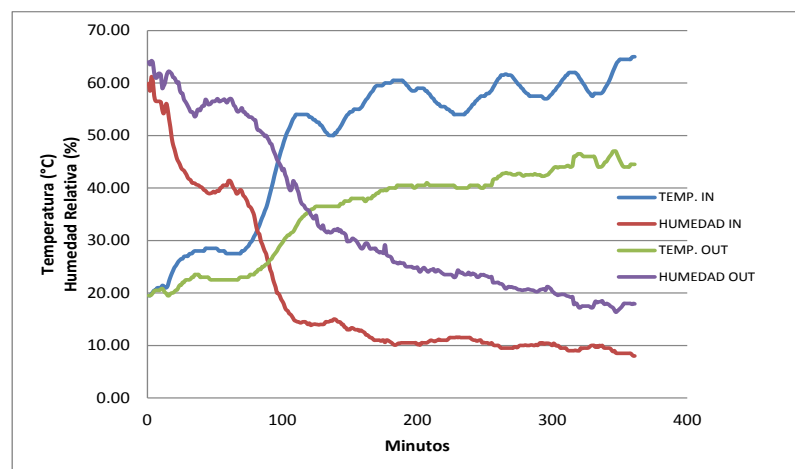


Figura 48. Temperatura y humedad relativa a la entrada y salida de la secadora.

#### 5.5. PRUEBA TERMOGRÁFICA

La termografía (la medición de la temperatura mediante cámara termográfica) es un método de medición pasivo, sin contacto. La imagen térmica muestra la distribución de temperatura en la superficie de un objeto. Por este motivo la cámara termográfica no permite visualizar el interior de un objeto ni ver a través de un objeto (Testo Ag, 2012).

Empleando la cámara termográfica FLUKE modelo Ti-32, se realiza las mediciones de temperatura en las superficie frontal del Biocalefón.

En la figura 49 se presenta las imágenes IR punto y luz visible y el grafico 3D IR, generados por el software Smartview de Fluke, para la medición efectuada a las 4 horas de quema.

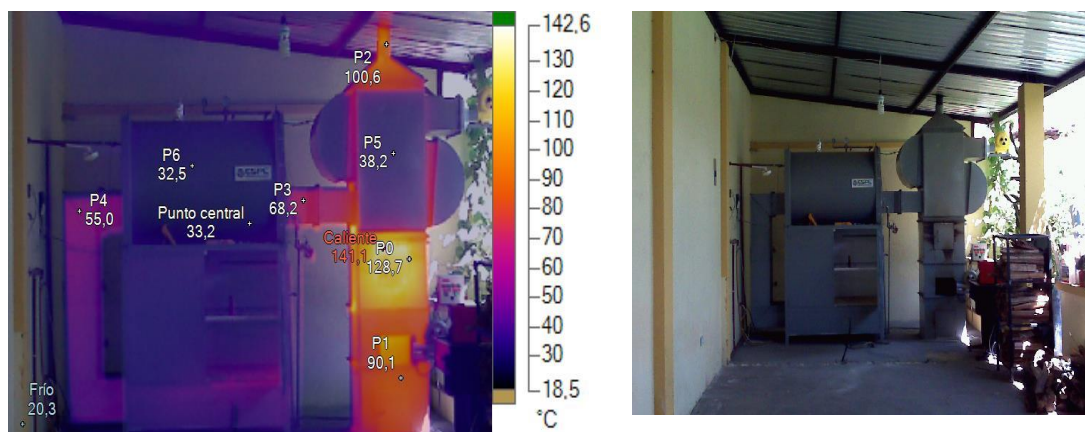


Imagen IR PUNTO (06/12/2014 13:19:35)

Imagen de luz visible

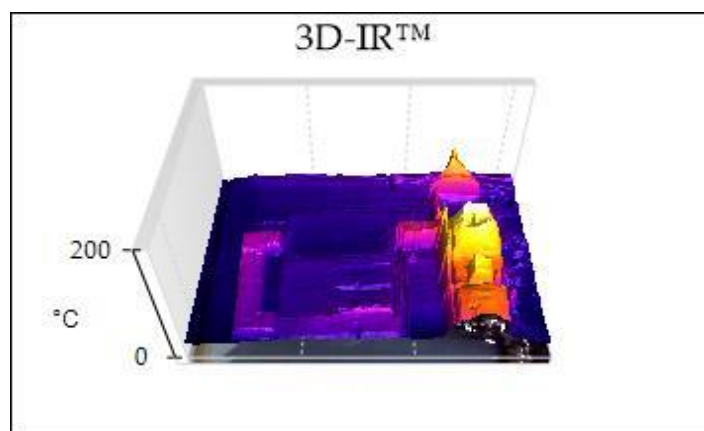


Gráfico 3D IR

**Figura 49. Imágenes termográficas reporte a las cuatro horas de quema**

Según (Testo Ag, 2012) el factor de emisividad para pintura negra mate (80 °C) es 0.97 y para la pintura blanca (90 °C) es 0.94. El biocalefón se encuentra pintado de color plomo por lo que el factor de emisividad a considerar es 0.95



La tabla 25, presenta información de la imagen y los marcadores efectuados en la imagen principal, generados de igual manera por el Software Smartview.

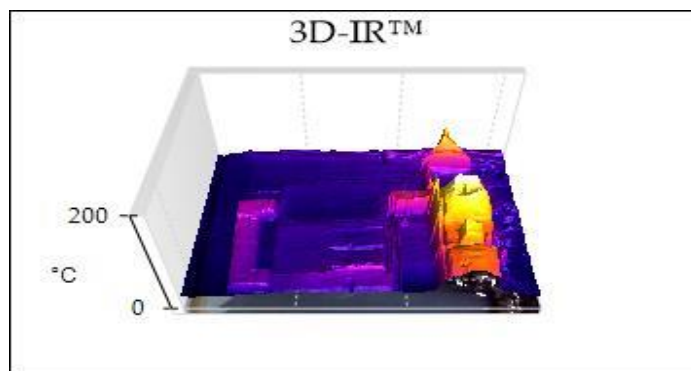
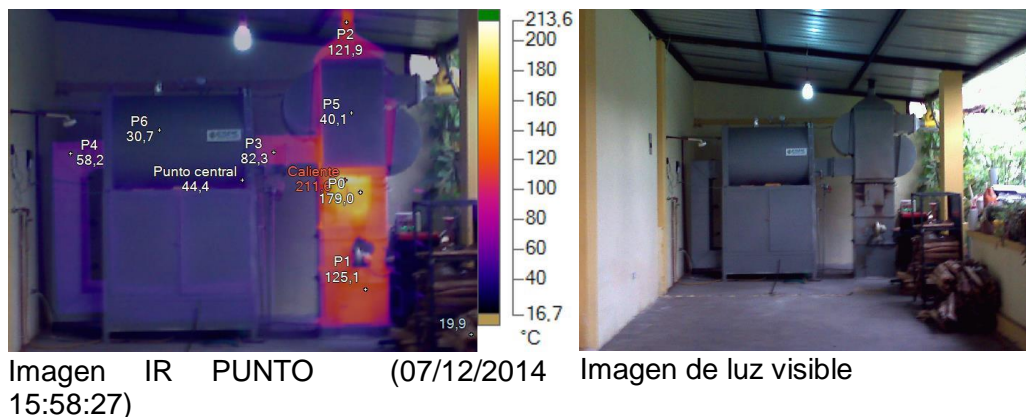
**Tabla 25 Información de la imagen termográfica a 4 horas de la quema**

<b>Información de la imagen</b>		
Temperatura de fondo	20,0°C	
Emisividad	0,95	
Transmisión	1,00	
Temperatura promedio	41,8°C	
Rango de la imagen	20,3°C a 141,1°C	
Modelo de cámara	Fluke Ti32	
Hora de la imagen	06/12/2014 13:19:35	
<b>Marcadores de la imagen principal</b>		
Nombre	Temperatura	Emisividad
Punto central	33,2°C	0,95
Caliente	141,1°C	0,95
Frío	20,3°C	0,95
P0 (Cámara combustión)	128,7°C	0,95
P1 (Cenicero)	90,1°C	0,95
P2 (Chimenea)	100,6°C	0,95
P3 (Entrada al interacumulador)	68,2°C	0,95
P4 (Salida interacumulador)	55,0°C	0,95
P5 (Intercambiador gases-aire)	38,2°C	0,95
P6 (Interacumulador)	32,5°C	0,95

De los datos presentados en la tabla anterior el punto de temperatura más caliente se encuentra en la puerta de la sección de la cámara de combustión (141,1°C). La temperatura en la superficie del intercambiador gases aire (P5) es 38.1°C.

La figura 50, presenta las mediciones realizadas en otra quema a efectuada a 5 horas de haber iniciado la quema. De acuerdo a esta grafica el valor de la temperatura en el punto más caliente es 211.6°C, lo que

permite comprobar que conforme se incrementa el tiempo de calentamiento las pérdidas por radiación seguirán incrementándose.



**Figura 50. Imágenes reporte a las cinco horas de quema**

En la tabla 26 se muestra información de la imagen de la figura anterior, proporcionada por el software Smartview.

**Tabla 26 Información de la imagen termográfica a 5 horas de quema.**

Información de la imagen	
Temperatura de fondo	20,0°C
Emisividad	0,95
Transmisión	1,00
Temperatura promedio	42,8°C
Rango de la imagen	19,9°C a 211,6°C
Modelo de cámara	Fluke Ti32
Hora de la imagen	07/12/2014 15:58:27

Continua

<b>Marcadores de la imagen principal</b>		
<b>Nombre</b>	<b>Temperatura</b>	<b>Emisividad</b>
Punto central	44,4°C	0,95
Caliente	211,6°C	0,95
Frío	19,9°C	0,95
P0 (Cámara combustión)	179,0°C	0,95
P1 (Cenicero)	125,1°C	0,95
P2 (Chimenea)	121,9°C	0,95
P3 (Entrada al interacumulador)	82,3°C	0,95
P4 (Salida interacumulador)	58,2°C	0,95
P5 (Intercambiador gases-aire)	40,1°C	0,95
P6 (Interacumulador)	30,7°C	0,95

## **5.6. PRUEBA DE ENERGÍA EN EL INTERACUMULADOR.**

Durante la quema de leña el calor de los gases de combustión seden el calor al aire atmosférico que es impulsado por el blower de 3 pulgadas. El flujo de aire medido es de 321 m<sup>3</sup>/h y atraviesa por los 63 tubos que tiene el intercambiador de 3 secciones conectadas en serie.

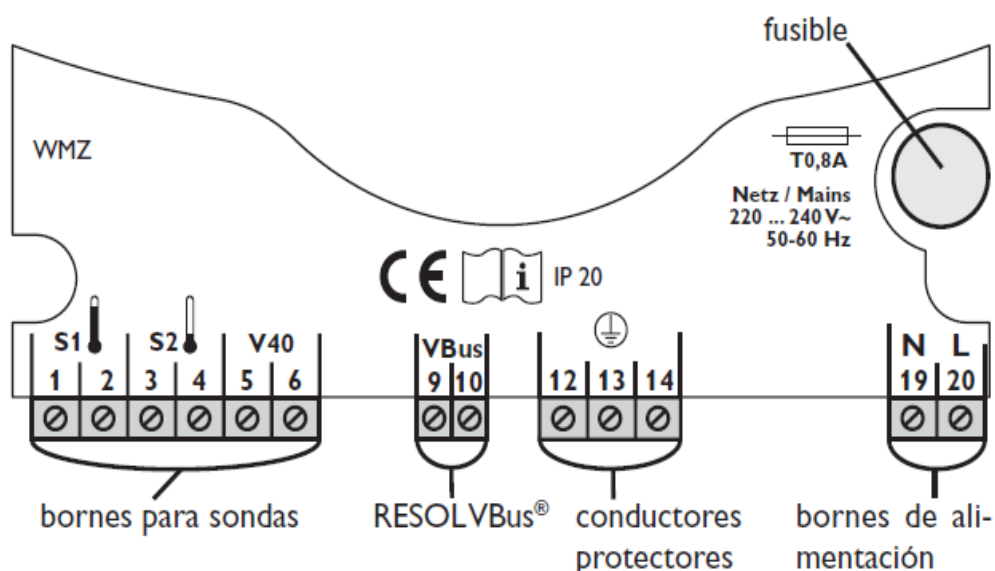
Al ingresar al intercambiador del interacumulador de agua transfiere el calor al líquido el mismo que se calienta por convección natural desde una temperatura de 18°C a 60°C en promedio.

Al final de la quema se ha calentado 500 litros de agua en promedio. Esta energía que se transfirió al líquido se procede a medir mediante un medidor de energía térmica o calorímetro.

El calorímetro RESOL modelo WMZ, para efectuar la medición emplea dos sondas de temperatura PT1000 (S1 temperatura de avance, S2 temperatura de retorno) y un caudalímetro RESOL V40.

La medición de la diferencia de temperatura del agua a la entrada y a la salida del circuito y del volumen fluido permite el cálculo de la energía

utilizada por el usuario. La figura 51 muestra estas conexiones. La sonda S1 se encuentra instalada a la salida del agua caliente y la sonda S2 a la entrada del agua fría.



**Figura 51. Conexiones eléctricas del caudalímetro**

Fuente: Catalogo fabricante (Resol, 2014)

La cantidad de calor calculada y los parámetros del sistema quedan memorizados en caso de fallo de la corriente en la memoria del equipo. El calorímetro WMZ dispone de una entrada bus, esta entrada permite conectar el calorímetro a un computador y transmitir los datos para que éstos puedan ser procesados o evaluados posteriormente.

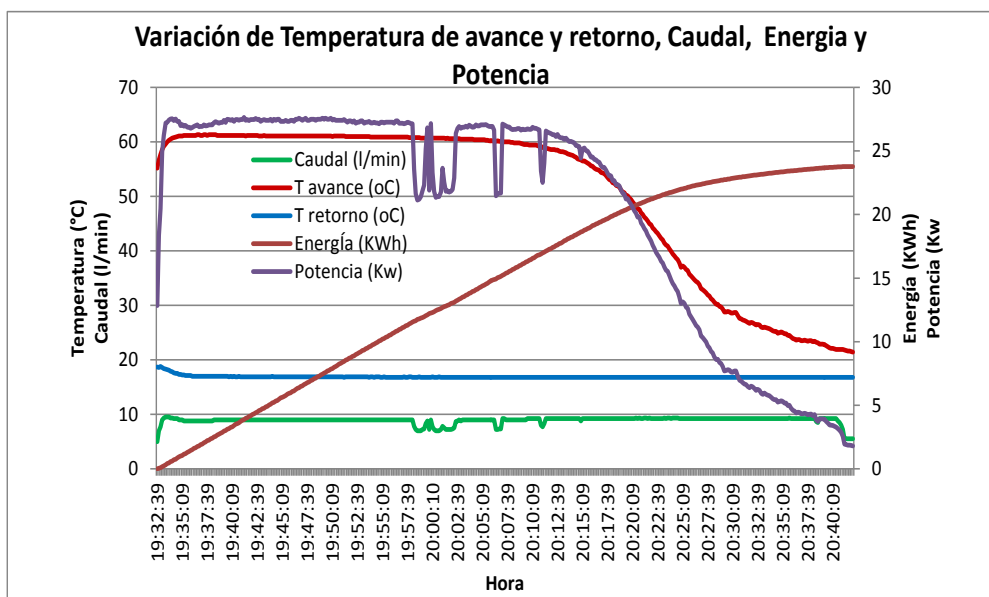
El software que permite la comunicación entre el calorímetro y la PC es RESOL ServiceCenter. En la tabla 27 se presenta los datos almacenados durante la prueba de descarga de agua, esta descarga se realiza después de una hora de terminado la quema.

De acuerdo a la tabla 27 la energía almacenada en el interacumulador fue de 23.77 Kwh. La temperatura de avance (lado de caliente) queda en 21.4°C. En esta prueba es necesario no sobrepasar el caudal nominal del calorímetro que es 10 l/min.

Tabla 27 Datos de energía térmica entregada por el medidor WMZ.

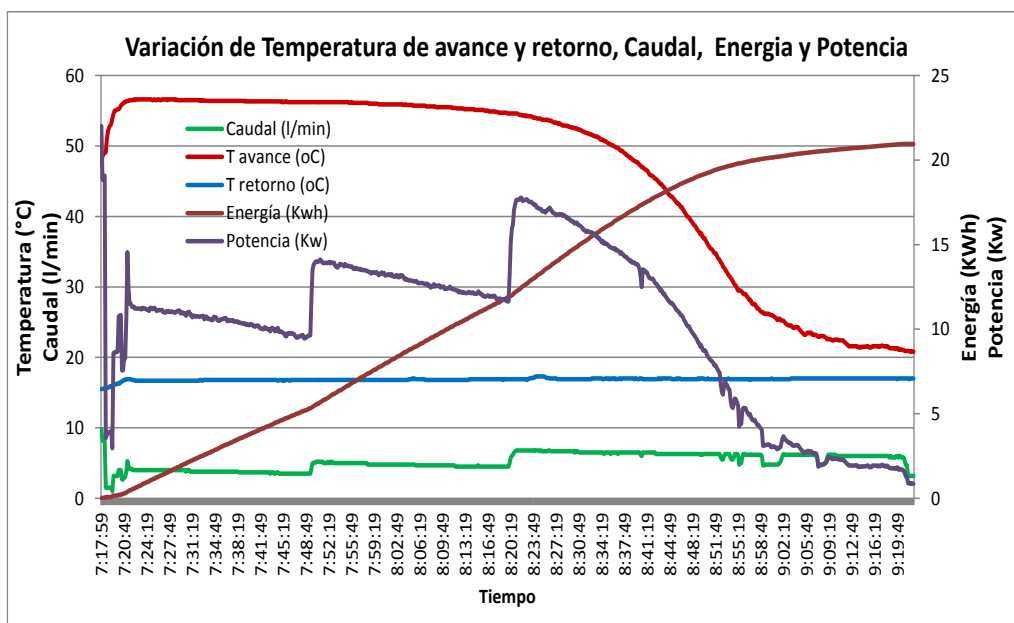
Fecha	Hora	Energía	Potencia	Caudal	T avance	T retorno
		KWh	[Kw]	[l/min]	[°C]	[°C]
04-ene-15	19:32:39	0.00	12.84	5	55.2	18.7
04-ene-15	19:34:09	0.60	27.54	9.3	60.7	17.8
04-ene-15	19:36:00	1.45	26.78	8.8	61.2	17.1
04-ene-15	19:38:09	2.41	27.06	8.8	61.3	17
04-ene-15	19:40:00	3.26	27.41	9	61.2	17
04-ene-15	19:42:09	4.27	27.48	9	61.2	16.9
04-ene-15	19:44:09	5.18	27.35	9	61.1	17
04-ene-15	19:46:09	6.08	27.42	9	61.1	16.9
04-ene-15	19:48:09	6.98	27.5	9	61.1	16.9
04-ene-15	19:50:09	7.89	27.44	9	61	16.9
04-ene-15	19:52:09	8.84	27.27	9	61	16.9
04-ene-15	19:54:09	9.75	27.21	9	60.9	16.9
04-ene-15	19:56:09	10.65	27.27	9	60.9	16.8
04-ene-15	19:58:09	11.55	27.13	9	60.8	16.8
04-ene-15	20:00:10	12.30	23.29	7.7	60.7	16.9
04-ene-15	20:02:00	13.00	21.82	7.2	60.6	16.8
04-ene-15	20:04:09	13.94	26.87	9	60.5	16.8
04-ene-15	20:06:00	14.79	26.93	9	60.2	16.8
04-ene-15	20:08:09	15.67	26.67	9	59.9	16.8
04-ene-15	20:10:09	16.55	26.86	9.2	59.4	16.8
04-ene-15	20:12:10	17.42	26.28	9.2	58.6	16.8
04-ene-15	20:14:09	18.26	25.69	9.2	57.5	16.8
04-ene-15	20:16:09	19.12	24.53	9.2	55.5	16.8
04-ene-15	20:18:09	19.89	22.67	9.2	52.5	16.8
04-ene-15	20:20:09	20.63	20.55	9.2	49	16.8
04-ene-15	20:22:09	21.25	17.58	9.2	44.2	16.8
04-ene-15	20:24:09	21.80	14.58	9.3	39.4	16.8
04-ene-15	20:26:09	22.24	11.75	9.2	35.1	16.8
04-ene-15	20:28:09	22.58	9.11	9.2	31	16.8
04-ene-15	20:30:09	22.85	7.6	9.2	28.6	16.8
04-ene-15	20:32:09	23.08	6.44	9.2	26.8	16.8
04-ene-15	20:34:09	23.28	5.5	9.2	25.3	16.8
04-ene-15	20:36:09	23.45	4.59	9.2	23.9	16.8
04-ene-15	20:38:09	23.59	4.18	9.2	23.3	16.8
04-ene-15	20:40:09	23.72	3.41	9.2	22.1	16.8
04-ene-15	20:42:09	23.77	1.79	5.5	21.4	16.8

La figura 52 muestra las variaciones de las temperaturas y energía. La temperatura de retorno es la que ingresa desde la red (lado de fría). El tiempo de descarga es de 1h10min.



**Figura 52. Variación de Temperaturas, caudal, Energía y Potencia**

Para determinar la efectividad del aislamiento en el interacumulador se realiza la descarga del agua 12 horas después de haber terminado la quema. La temperatura final después de la quema fue de 62.5°C. En la prueba de descarga se empieza con 56.5°C lo que indica el agua disminuyo 6°C en las doce horas. La figura 53 muestra este ensayo. En este ensayo la energía total es 20.95 Kwh.



**Figura 53. Variación de Temperaturas, caudal, Energía y Potencia después de 12 h**

## 5.7. PRUEBA DE EMISIONES DE CO

Empleando el analizador de monóxido de carbono PRUFREX, modelo IR410 y luego del proceso de calibración recomendado por el fabricante, se procede a medir las emisiones de CO.

Las mediciones se realizó en dos escenarios: el uno con el ventilador encendido simulando exceso de aire en el proceso (50% de apertura condiciones normales de operación) y el segundo escenario se realiza sin el ventilador encendido pero con la puerta de acceso abierta (tiro natural, simulando combustión incompleta). La figura 54, muestra las mediciones efectuadas para el pino a diferentes humedades de la leña y sin exceso de aire.



**Figura 54. Medición de CO del pino a diferentes humedades sin exceso de aire.**

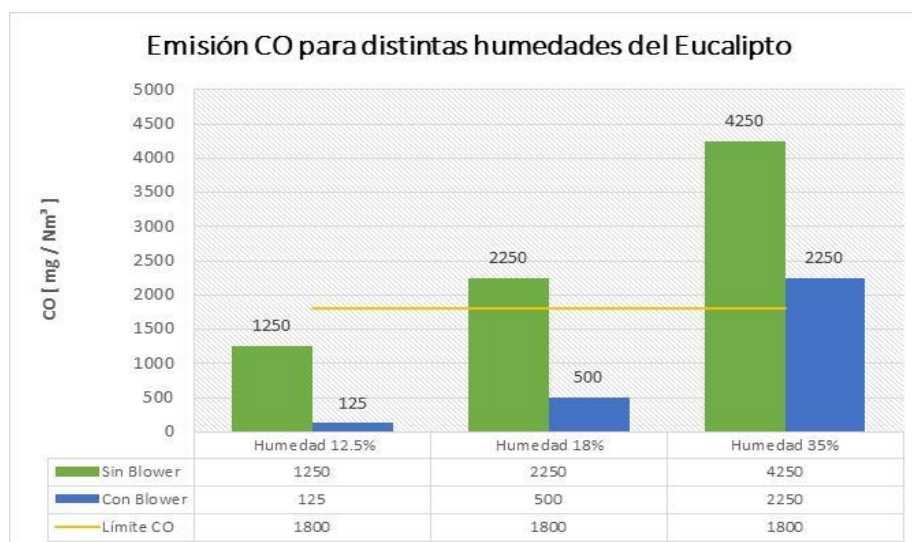
La sonda para la medición se ubica a 50 cm abajo de la salida de gases hacia el ambiente.

La quema se realizó con leña a distinta humedad tanto para el eucalipto como para el pino. Las mediciones obtenidas se tabulan en la tabla 28.

**Tabla 28 Mediciones de Monóxido de Carbono a distintas humedades para el eucalipto y el pino**

Humedad de Madera [ % ]		EUCALIPTO			PINO		
		12.50%	18.00%	35.00%	15.80%	18.20%	39.10%
Emisiones CO [ % ]	Con Blower	0.01	0.04	0.18	0.06	0.09	0.18
	Sin Blower	0.10	0.18	0.34	0.10	0.28	0.34
Emisiones CO [ PPM ]	Con Blower	100.00	400.00	1800.00	600.00	900.00	1800.00
	Sin Blower	1000.00	1800.00	3400.00	1000.00	2800.00	3400.00
Emisiones CO [ mg/Nm <sup>3</sup> ]	Con Blower	125.00	500.00	2250.00	750.00	1125.00	2250.00
	Sin Blower	1250.00	2250.00	4250.00	1250.00	3500.00	4250.00
<b>NORMATIVA ECUATORIANA - MEDICIONES DE BIOMASA EN CALDERAS NORMA CHILENA EN FUENTE FIJA</b>							
Valor Máximo Permissible CO en fuente fija [ 1800 mg/Nm <sup>3</sup> ]	Cumple	Cumple Parcial	No Cumple	Cumple	Cumple Parcial	No Cumple	
Concentración Máxima CO Calderas Biomasa [ 5000 ppm ]	Cumple	Cumple	Cumple	Cumple	Cumple	Cumple	
<b>Nota:</b> Factor para convertir de PPM a mg/m <sup>3</sup> multiplicar 1.25							

Las figuras 55 y 56 representan las emisiones de monóxido de carbono a distintas humedades del eucalipto y del pino respectivamente, comparadas a la normativa de emisiones de gases para fuentes fijas en Ecuador.

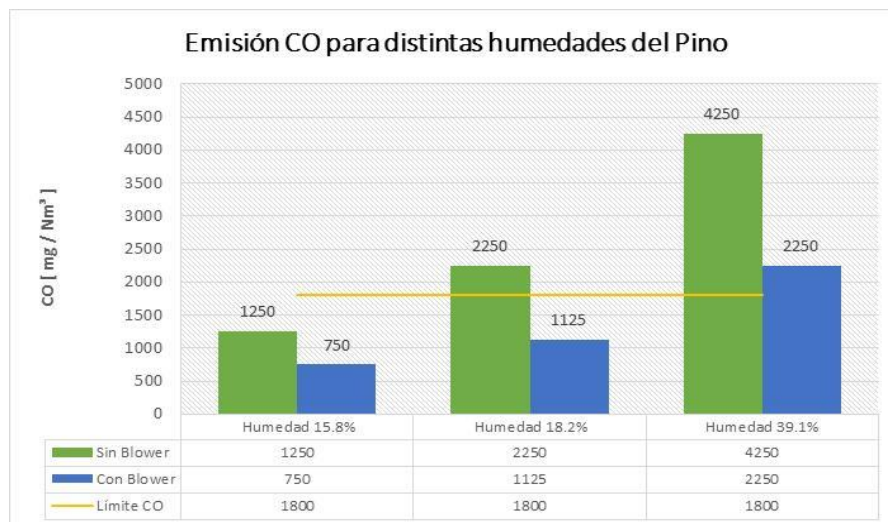


**Figura 55. Comparación de emisiones de CO para eucalipto con la normativa nacional**

De acuerdo a la figura anterior con exceso de aire, las mediciones de CO cumplen con la normativa ecuatoriana (emisiones menor a 1800



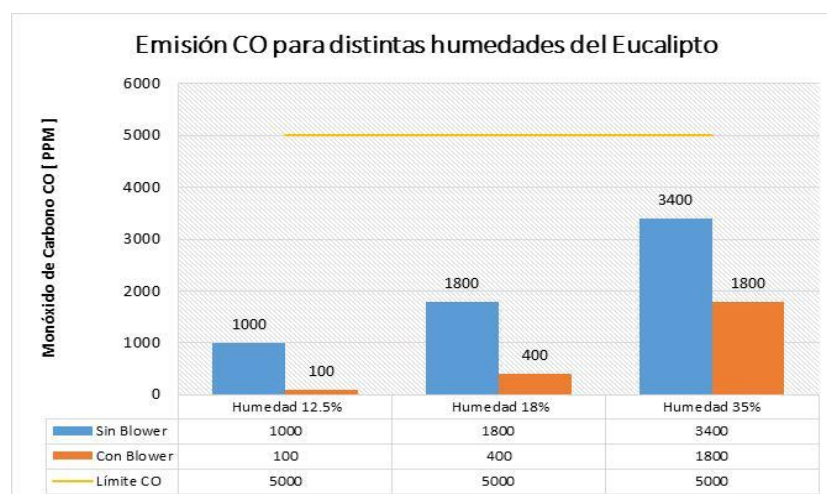
mg/Nm<sup>3</sup>) para las humedades relativas de 12.5% y 18%, mientras que sin exceso de aire únicamente se cumple para el 12.5%.



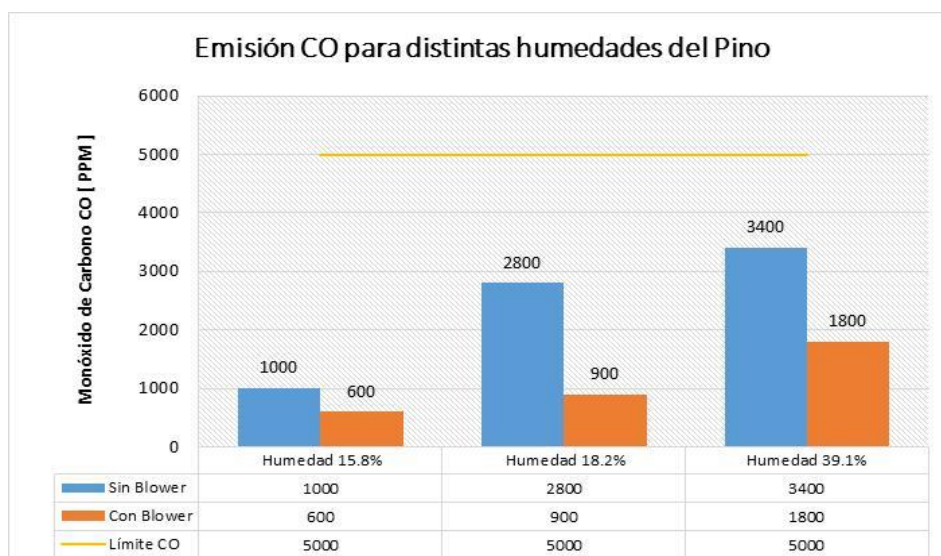
**Figura 56. Comparación de emisiones de CO para el pino con la normativa nacional**

Para el pino y de acuerdo a la figura anterior, con exceso de aire, las mediciones de CO cumplen con la normativa ecuatoriana (emisiones menor a 1800 mg/Nm<sup>3</sup>) para las humedades relativas de 15.8% y 18.2%, mientras que sin exceso de aire se cumple para el 15.8%.

En las figuras 57 y 58 se compara con las emisiones máximas de monóxido de carbono en calderas a biomasa, para la normativa Chilena y que es de 5000 PPM.



**Figura 57. Comparación de emisiones de CO para eucalipto con la normativa Chilena**



**Figura 58. Comparación de emisiones de CO para el pino con la normativa Chilena**

De acuerdo a las figuras 57 y 58, las emisiones medidas en las quemas con eucalipto y pino cumplen con el valor de emisiones máximas para calderas y que deben ser menores a 5000 ppm.

## **CAPITULO 6**

### **ANÁLISIS DE DATOS**

#### **6.1. TABULACIÓN DE DATOS.**

Con los datos obtenidos en los ensayos realizados en el capítulo anterior se procede a realizar el análisis correspondiente. Para la obtención y tabulación de datos se han efectuado 3 quemas representativas del eucalipto y 3 para el pino.

Cada una de las quemas considera un factor muy importante que es la humedad de la leña, de acuerdo a la norma chilena NCH 2907– 2005, establece tres categorías de leña y que fueron especificadas en el capítulo anterior estas son: seca (hasta 25 % de humedad), semi-húmeda (25.1% y 30%) y húmeda (sobre 30%). Para la quema con eucalipto se trabajó con las siguientes humedades: 12.5%, 18% y 35.0%. Mientras para la leña del pino fueron: 15.8%, 18.2% y 39.1%.

Los datos meteorológicos, a considerar son: temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento. Estos valores se obtienen de la estación meteorológica Rumipamba-Salcedo del INAMHI ubicada en la provincia de Cotopaxi. Los valores a considerar para la temperatura y humedad, corresponden a datos medidos a las siguientes horas del día: 10h00, 13h00 y 16h00 que concuerdan con el periodo de quema de cada uno de los ensayos. Estos datos y resultados se indican en la tabla 29.

**Tabla 29 Datos y resultados de los ensayos realizados en la quema de eucalipto y pino.**

TIPO DE LEÑA		EUCALIPTO			PINO		
FECHA DE QUEMA:		04/01/2015	06/12/2014	29/12/2014	13/12/2014	14/12/2014	24/12/2014
PARÁMETROS	Unidad						
<b>Datos meteorológicos (Estación meteorológica Rumipamba -Cotopaxi INAMHI)</b>							
Temperatura ambiente	[ °C ]	14.53	17.53	16.73	20.07	21.63	16.93
Humedad relativa	[ % ]	71.33	64.00	63.67	46.33	36.33	63.33
Velocidad Viento	[ m/s ]	5.33	6.67	8.67	2.00	3.33	6.67
Velocidad Viento lugar de ensayo	[ m/s ]	1.33	1.67	2.17	0.50	0.83	1.67
<b>Promedio temperaturas durante la quema</b>							
(T1) Temperatura en llama	[ °C ]	387.53	326.78	410.42	369.48	394.75	295.80
(T2) Temperatura del Hogar	[ °C ]	275.53	245.48	249.85	329.61	290.52	201.88
(T3) Temperatura de gases de combustión primera sección de tubos.	[ °C ]	363.55	277.65	324.94	370.70	398.12	250.89
(T4) Temperatura de gases de combustión segunda sección de tubos.	[ °C ]	169.08	167.94	169.94	206.77	211.19	126.57
(T5) Temperatura de gases de combustión tercera sección de tubos.	[ °C ]	113.60	101.38	111.53	116.02	132.16	82.41
(T6) Temperatura de salida gases.	[ °C ]	80.00	92.96	84.25	103.57	102.35	78.33
(T7) Temperatura del aire al ingreso a la tercera sección de tubos	[ °C ]	14.53	17.53	16.73	20.07	21.63	16.93
(T8) Temperatura del aire al ingreso a la segunda sección de tubos	[ °C ]	51.41	64.75	56.20	72.47	67.03	50.38
(T9) Temperatura del aire al ingreso a la primera sección de tubos	[ °C ]	92.13	102.93	95.18	125.93	114.08	75.93
(T10) Temperatura del aire al ingreso del interacumulador de agua	[ °C ]	152.70	157.48	141.82	201.44	170.86	118.53
(T11) Temperatura del aire a la salida del intercambiador aire-agua	[ °C ]	79.01	79.55	75.23	94.50	85.03	67.85
(T12) Temperatura inicial del agua	[ °C ]	17.70	16.97	16.60	21.00	17.80	16.50
(T12) Temperatura final del agua	[ °C ]	62.15	62.00	62.08	65.60	62.25	61.65
(ΔT) Incremento de temperatura del agua	[ °C ]	44.45	45.03	45.48	44.60	44.45	45.15
<b>Tiempo de quema</b>							
Hora inicio de quema	[ h:mm ]	13:10	9:15	9:30	12:30	8:15	10:55
Hora Fin de quema	[ h:mm ]	19:10	16:00	17:00	17:30	14:15	19:30
Duración de quema	[ h:mm ]	6:00	6:45	7:30	5:00	6:00	8:35
<b>Características de la biomasa (leña)</b>							
Humedad relativa	[ % ]	12.5	18	35	15.80	18.20	39.10
Peso total de leña quemada	[ Kg ]	39.80	40.6	60.34	30.20	42.60	64.40
Peso de cenizas	[ Kg ]	0.540	0.481	0.649	0.238	0.257	0.301
Porcentaje de cenizas en base seca	[ % ]	1.55	1.44	1.65	0.94	0.74	0.77
<b>Eficiencia del Biocalefón</b>							
Poder Calorífico Superior	[ Kcal/kg ]	3854.07	3854.07	3854.07	4007.18	4007.18	4007.18
Poder Calorífico Inferior	[ MJ/kg ]	14.53	14.39	10.74	14.97	13.24	10.55
Energía para calentar el agua	[ Kwh ]	25.81	26.14	26.40	25.89	25.81	26.21
Energía para la secadora	[ Kwh ]	17.94	16.26	17.32	11.65	15.6	18.87
Energía útil	[ Kwh ]	43.75	42.40	43.72	37.54	41.41	45.08
<b>Rendimiento ACS</b>	<b>%</b>	<b>15.72%</b>	<b>15.72%</b>	<b>14.32%</b>	<b>20.15%</b>	<b>16.11%</b>	<b>13.52%</b>
<b>Rendimiento ACS y Secadora</b>	<b>[ % ]</b>	<b>26.65%</b>	<b>25.49%</b>	<b>23.71%</b>	<b>29.22%</b>	<b>25.85%</b>	<b>23.26%</b>

Otra variable a considerar es la temperatura inicial del agua a calentar, de acuerdo a los días de ensayo se tuvieron temperaturas en promedio de 16.75 °C en la quema con eucalipto y 18.43 °C en la quema con pino.

El lugar donde se efectúa la quema es un área semicerrada, por ende la velocidad del viento no corresponde a la reportada por el INAMHI. Para determinar esta velocidad se procedió a medir con el anemómetro durante el ensayo realizado el 4 de enero y el valor fue de 1.3 m/s. Lo anterior permite validar que la velocidad del viento durante los ensayos corresponde a la cuarta parte del entregado por el INAMHI.

Para la medición de temperaturas en los distintos intercambiadores de calor se empleó la Datalogger BTM 4208 SD. Los datos que fueron adquiridos y registrados cada 10 segundos se han procesado para obtener el promedio en cada minuto y de estos valores se han obtenido el promedio total cuyos valores se registran en la tabla 29.

Para el análisis que se presenta en la siguiente sección se considera los valores promedios de la quema del eucalipto con la humedad del 12.5%.

## **6.2. ANÁLISIS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.**

### **6.2.1. Flujo de calor generado por la biomasa de eucalipto.**

Para los cálculos se considera el peso de biomasa requerido para calentar el agua desde una temperatura promedio de red de 17.7°C a 62.1°C. Los cálculos se detallan a continuación.

#### Leña eucalipto

Masa de la biomasa = 39.8 Kg

Humedad relativa medida = 12.5 %

Poder calorífico superior (PCS) = 16.11 MJ/Kg

Poder calorífico inferior (PCI) = 14525.70 KJ/Kg = 3475.04 Kcal

Tiempo de quema = t = 6 horas

$$q_{com} = \dot{m}_c PCI$$

$$q_{com} = \frac{39.8 \text{ Kg}}{6 \text{ h}} 14.53 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg}} = 96382.33 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 26.77 \text{ Kw}$$

$$q_{com} = 26.77 \text{ Kw}$$

### 6.2.2. Calor que se pierde con las cenizas

Las cenizas incluyen las impurezas minerales traídas por el agua o el aire en periodo de formación de los estratos del combustible. Una cantidad pequeña de impurezas minerales (no más del 1 al 2%) forma parte de la composición de las plantas a partir de las cuales se formó el combustible. Según estándares internacionales el contenido de cenizas en un combustible en estado seco  $A^d$  se determina mediante la calcinación a la temperatura de 800 a 825°C. El contenido de cenizas de la masa de trabajo  $A^r$  se calcula según la formula,  $W_r$  es la humedad de trabajo

$$A^r = \frac{100 - W^r}{100} A^d \quad (55)$$

Suelen ser algunos tipos de combustible duro (en primer lugar de la madera, la turba, los carbones de algunos estratos) cuyo contenido de cenizas en estado seco  $A^d$  no supera el 10%.

De acuerdo a las ensayos realizados para la caracterización de la Biomasa y que se resume en la tabla 19 el contenido de cenizas para el eucalipto es 1.2% en base seca ( $A^d$ ) y para el pino 0.5%.

Para el caso de la quema de 39.8 Kg de leña de eucalipto, con un contenido de humedad del 12.5 % corresponde 34.83 Kg en base seca. Luego de haber quemado y recolectado las cenizas correspondientes se procede a pesar dando un peso total de 0.54 Kg, que corresponde al 1.55 %.

$$T_{\text{ceniza}} = 370^\circ\text{C}$$

Masa de ceniza = 0.54 Kg

$C_{p_{ceniza}} = 0.96 \text{ kJ/kg K}$

$t = 6 \text{ horas}$

$$q_{cen} = \dot{m}_C c_p (T_{cen} - T_a)$$

$$q_{cen} = 0.54 \frac{\text{kg}}{6(3600 \text{ s})} 0.96 \frac{\text{KJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} (370 - 14.53)^\circ\text{C} = 0.00853 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$q_{cen} = 0.0085 \text{ Kw}$$

### 6.2.3. Pérdidas de calor en paredes de la cámara de combustión

De acuerdo al esquema de la figura 59, la cámara de combustión tiene las paredes dispuestas en su interior ladrillo refractario de 32 mm de espesor. La parte externa está estructurada por lámina de acero de 3 mm de espesor. Para determinar las pérdidas en la cámara se considera las producidas por convección y conducción.

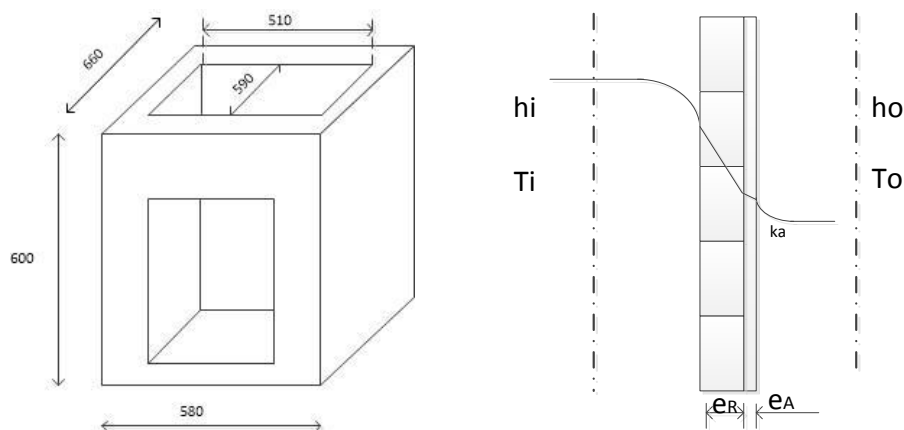


Figura 59. Cámara de combustión del Biocaléfón.

$$T_o = 14.53^\circ\text{C}$$

$$e_R = 32 \text{ mm}$$

$$e_a = 3 \text{ mm}$$

$T_i = 331.53 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 332^\circ\text{C}$  (se selecciona promedio de T1 y T2 durante el ensayo).

$$Pr = 0.69$$

$$A_{TOT} = 2(0.58)(0.60) + 2(0.66)(0.60) = 0.696 + 0.792 = 1.488 \text{ m}^2$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_R}{k_R} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{1}{h_o}}$$

El coeficiente de convección exterior para una velocidad promedio de 1.3 m/s.

$$h_o = 2.8 + 3(1.3) \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_o = 2.8 + 3.6 = 6.7 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

El coeficiente de convección interno

$$Re_g = \frac{V_d \cdot D_H}{\gamma}$$

$$D_H = \frac{4 A_i}{P_m}$$

$$D_H = \frac{4 A_i}{P_m}$$

$$A_i = (0.510)(0.59) = 0.3009 \text{ m}^2$$

$$P = 2(0.510) + 2(0.590) = 1.02 + 1.18 = 2.2 \text{ m}$$

$$D_H = \frac{4 (0.3009)}{2.2} = 0.547 \text{ m}$$

$V_d$  = Velocidad en el ducto rectangular

$V_d = 1 \text{ m/s}$ , se selecciona (Tipanluisa, 2012)

$$\gamma_{605 K} = 52.69 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_{605 K} = 0.685$$

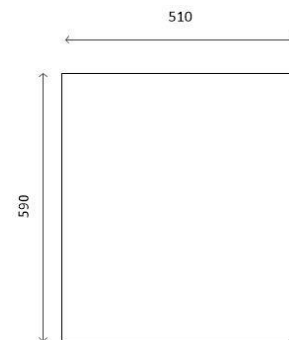
$$k_{605 K} = 44.7 \times 10^{-3} \frac{W}{m K}$$

$$Re_g = \frac{(1)(0.547)}{52.69 \times 10^{-6}} = 10381.48$$

Según la ecuación de Dittus-Bolter

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (56)$$

Donde  $n = 0.4$  para calentamiento y  $0.3$  para enfriamiento.





$$Nu_D = 0.023(10381.48)^{0.8} 0.69^{0.3} = 33.60$$

$$Nu_{DH} = \frac{\bar{h}_i D_H}{k_f}$$

$$\bar{h}_i = \frac{Nu_{DH} k_f}{D_H} = \frac{(33.60)(44.7 \times 10^{-3})}{0.547} = 2.74 \frac{W}{m^2 K}$$

El valor del coeficiente global de transferencia se determina a continuación.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{2.74} + \frac{0.032}{1.3} + \frac{0.003}{42.3} + \frac{1}{6.7}} = \frac{1}{0.365 + 0.0246 + 0.0000709 + 0.150} = \frac{1}{0.53967} = 1.85 \frac{W}{m^2 K}$$

Las pérdidas por paredes en la cámara de combustión se determinan mediante la siguiente ecuación.

$$q_{pcc} = U_0 A_{TOT} (T_i - T_o)$$

$$q_{pcc} = (1.85)(1.488)(332 - 14.5) = 873.93 W$$

$$q_{pcc} = 0.87 Kw$$

La cámara de combustión (sección 1), se encuentra sobre la cámara de ingreso de aire (sección 2) y está a la vez sobre la cámara de recolección de cenizas (sección 3); tanto la sección 2 como la 3 no contienen ladrillo refractario, por lo que el  $U_0$  sería  $1.95 \frac{W}{m^2 K}$ . La temperatura promedio medida en el interior de estas cámaras es  $250^\circ C$ .

$$q_{pac} = U_0 A_{TOT} (T_i - T_o)$$

$$q_{pac} = (1.95)(1.0 + 1.28)(250 - 14.5) = 1047.03 W$$

$$q_{pac} = 1.05 Kw$$

$$q_{pp} = 0.87 + 1.05 = 1.92 Kw$$

A continuación se evalúa las pérdidas para el caso de no tener la cámara de combustión con ladrillo refractario.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{2.74} + \frac{0.003}{42.3} + \frac{1}{6.7}} = \frac{1}{0.365 + 0.0000709 + 0.150} = \frac{1}{0.514}$$

$$= 1.95 \frac{W}{m^2K}$$

$$q_{pcc} = (1.95)(1.488)(332 - 14.53) = 921.17 W = 0.92 KW$$

#### 6.2.4. Pérdidas por combustión imperfecta mecánica

La combustión incompleta mecánica se presentan cuando se queman combustibles sólidos, y se deben a que una parte del combustible suministrado al hogar se evacua de este en forma sólida. Como resultado de esto, de cada kilogramo de combustible no se desprende durante su quema una parte de calor igual a  $Q_{CIMEC}$ .

$$Q_{CIMEC} = \frac{(32.65)A^r I_{med}}{100(100 - I_{med})} \left[ \frac{MJ}{Kg} \right] \quad (57)$$

donde:  $A^r$  valor porcentual de ceniza en base seca

$I_{med}$  es el valor porcentual del contenido de cenizas y carbonilla

Para determinar la combustión imperfecta mecánica, efectuando los ensayos del biocalefón, se determina el contenido medio de las sustancias inflamables  $I_{med}$  (en tanto por ciento de la masa) en los residuos del hogar (cenizas, carbonilla) y para simplificar el caso se considera que estos se componen de carbono con un calor de combustión del carbono es  $32.65 \frac{MJ}{Kg}$ .

$$Q_{cimec} = \frac{(32.65 \times 1000)(1.55)(2.20)}{100(100 - 2.20)} \frac{KJ}{Kg} = 11.38 \frac{KJ}{Kg}$$

$$q_{cimec} = Q_{CIMEC} \dot{m}_{cs}$$

$$\dot{m}_{cs} = \frac{39.8 Kg}{6(3600)s} = 0.001842 \frac{kg}{s}$$

$$q_{cimec} = (11.38)(0.001842) \frac{KJ}{s} = 0.0209 Kw$$

$$q_{cimec} = 0.021 Kw$$

### 6.2.5. Pérdidas por combustión química imperfecta

La pérdida de calor a causa de la combustión química incompleta (o combustión química imperfecta) está determinada por la presencia en los gases que salen del hogar, de los productos de combustión incompleta en fase gaseosa (CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, etc.). El calor que podrían dar estos gases durante su postcombustión representa precisamente la combustión química imperfecta. La magnitud Q<sub>VCO</sub> puede determinarse por la formula.

$$Q_{VCO} = V_{CO}Q_{CO} + V_{H_2}Q_{H_2} + V_{CH_4}Q_{CH_4} \quad (58)$$

Donde  $V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4}$  son los volúmenes de gases combustibles en los productos de la combustión expresados en  $\left[\frac{m^3}{Kg}\right]$ ;  $Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{CH_4}$  son los valores del calor de combustión  $\left[\frac{KJ}{m^3}\right]$ .

Al quemar el combustible sólido, la combustión química imperfecta está relacionada en lo fundamental a la presencia de CO en los productos de la combustión.

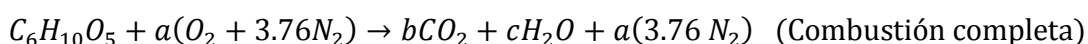
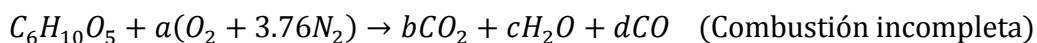
$$Q_{VCO} = V_{CO}Q_{CO}$$

$$M_s = M_h \left( \frac{100 - X_{wi}}{100} \right)$$

$$M_s = 39.8 \left( \frac{100 - 12.5}{100} \right) = 34.83 Kg$$

$$M_{CELULOSA} = 0.7(34.83)Kg = 24.38 Kg$$

La fórmula química de la celulosa es C<sub>6</sub>H<sub>10</sub>O<sub>5</sub>, planteando la ecuación estequiométrica para la combustión.

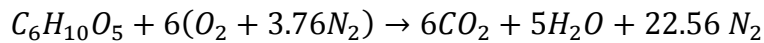


Análisis combustión completa:

$$\text{Carbono C: } 6 = b \rightarrow b = 6$$

$$\text{Oxígeno } O_2: 5 + 2a = 12 + c$$

$$\text{Hidrogeno } H_2: 10 = 2c \rightarrow c = 5, a = 6$$



$$6CO_2 = 6 \left( (12 + 16(2)) \frac{g}{mol} \right) mol = 264 g$$

$$5H_2O = 5 \left( (2 + 16) \frac{g}{mol} \right) mol = 90 g$$

$$22.56N_2 = 22.56 \left( 2(14) \frac{g}{mol} \right) mol = 631.68 g$$

$$\begin{aligned} \text{Peso total gases (1 mol)} &= W_{1MOL\ CELULOSA} = 264 + 90 + 631.68 \\ &= 985.68 \frac{g}{mol} \end{aligned}$$

$$PM(C_6H_{10}O_5) = 6(12) + 10 + 16(5) = 162 \frac{g}{mol}$$

Número de moles de la celulosa quemada

$$n_{C_6H_{10}O_5} = \frac{m}{PM} = \frac{24.38 (1000)g}{162 \frac{g}{mol}} = 150.49 mol$$

Peso total de gases al quemar 24.38 Kg de celulosa

$$\begin{aligned} W_{GASES} &= W_{1MOL\ CELULOSA} (n) = 985.68 \frac{g}{mol} (150.49 mol) = 148334.98 g \\ &= 148.33 kg \end{aligned}$$

Se considera que la masa total de gases encontrado anteriormente el 10% corresponde a CO, por lo que  $m_{CO} = 14.83 Kg$ . El volumen  $V_{CO}$  se determina de:

$$V_{CO} = \frac{m_{CO}}{\delta_{CO}} = \frac{14.83 Kg}{1.145 \frac{Kg}{m^3}} = 12.95 m^3$$

Número de moles del CO

$$n_{CO} = \frac{m_{CO}}{PM_{CO}}$$

$$PM_{CO} = (12 + 16) = 28 \frac{g}{mol} = 28 \frac{Kg}{Kmol}$$

$$n_{CO} = \frac{m_{CO}}{PM_{CO}} = \frac{14.83}{28} = 0.529 \text{ Kmol}$$

Entalpia de combustión del CO

$$h_{CO} = -282990 \frac{KJ}{Kmol}$$

$$Q_{VCO} = -282990 \frac{KJ}{Kmol} 0.529 \text{ Kmol} = 149701.71 \text{ KJ}$$

$$q_{VCO} = \frac{149701.71}{6(3600)s} \text{ KJ} = 6.93 \text{ Kw}$$

$$q_{VCO} = 6.93 \text{ Kw}$$

### 6.2.6. Flujo de calor en gases de escape

El flujo de calor evacuado por los productos de combustión y que salen a través de la chimenea está dado por la siguiente ecuación:

$$q_{gases} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} T_g$$

donde  $T_g$  es la temperatura máxima de los gases en la salida del hogar durante la quema.

$$T_g = 92^\circ\text{C} = 365 \text{ K}$$

$$\text{Caudal de gases} = 150 \frac{m^3}{h}$$

$$q_{gases} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} T_g$$

Para  $T_b = 320 \text{ K}$

$$\rho_{gases} = 1.16 \text{ Kg}/m^3$$

$$C_{p_{gases}} = 1.007 \text{ KJ}/\text{Kg K}$$

$$\dot{m} = 1.16 \frac{\text{Kg}}{m^3} 150 \frac{m^3}{h} = 174 \frac{\text{Kg}}{h}$$

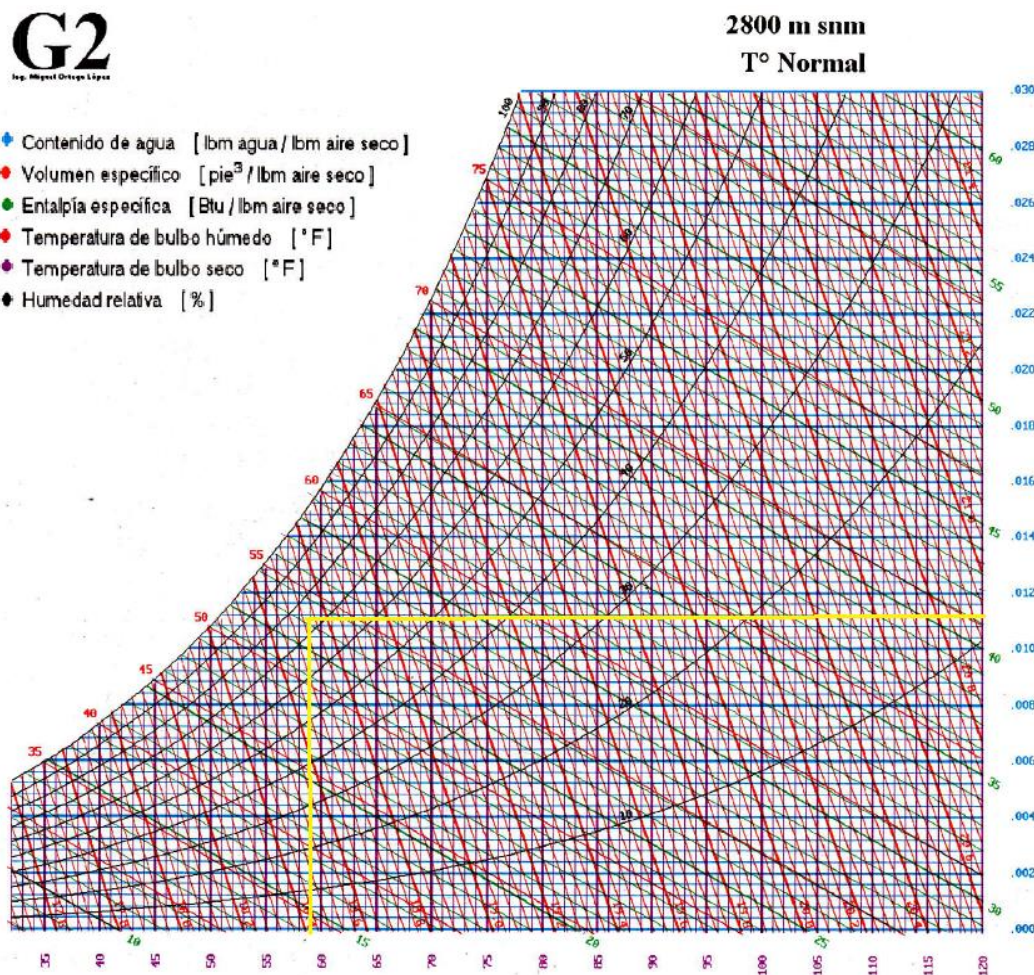
$$q_{gases} = 174 \frac{\text{Kg}}{h} 1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} (92^\circ\text{C}) = 16120 \frac{\text{KJ}}{h}$$

$$q_{gases} = 4.47 \text{ Kw}$$

El flujo de calor evacuado por los gases que salen a través de la chimenea es un calor perdido para nuestro caso.

**6.2.7. Flujo de calor para compensar la humedad relativa del aire en la cámara de combustión.**

El aire que ingresa para el proceso de combustión dependiendo de las condiciones ambientales tiene una humedad relativa y una temperatura que tiene una humedad absoluta dado en (Kg de agua/Kg de aire). Esta humedad se determina de la carta psicrométrica tomada de (Ortega Miguel, 1996), para una altitud referencial de 2800 m.s.n.m y que se indica en la figura 60.



**Figura 60. Carta psicrométrica para 2800 m.s.n.m**

**Fuente: (Ortega Miguel, 1996)**

Con los datos de temperatura ambiente 14.53 °C (58.15 °F) y humedad relativa de 71.3 %, se ingresa a la carta psicrométrica y se determina la

humedad absoluta  $X=0.0108 \text{ Kg}_{\text{agua}}/\text{Kg}_{\text{aire seco}}$ . A continuación se calcula el calor perdido debido a esta humedad absoluta.

$$Q = X * C_{p_{\text{vapor}}} * \Delta T$$

$$C_{p_{\text{vapor}}} = 0.46 \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}}, \Delta T = 275^{\circ}\text{C} - 14.53^{\circ}\text{C} = 260.47^{\circ}\text{C}$$

$$Q_x = 0.0108 \frac{\text{Kg}_{\text{agua}}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}} \times 0.46 \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \times 260.47^{\circ}\text{C} = 1.29 \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}}$$

$$\dot{m} = \rho_{\text{aire}} \times \text{Flujo} = 1.26 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 150 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 189 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$q_{\text{acc}} = \dot{m} \times Q = 189 \frac{\text{Kg}_{\text{aire seco}}}{\text{h}} \times 1.29 \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}} = 243.81 \frac{\text{KCal}}{\text{h}}$$

$$\approx 0.28 \text{ Kw}$$

### 6.2.8. Pérdidas por radiación.

En el proceso de calentamiento las paredes externas de la cámara de combustión originan pérdidas de calor por radiación referente a la temperatura ambiente. En la tabla 30, se indica las superficies de las tres secciones que compone la cámara de combustión y también se indica las temperaturas medidas con la cámara termografía y que se indicó en la tabla 26.

Tabla 30 Áreas y temperaturas en la superficie de la cámara de combustión.

Componente	Área [m <sup>2</sup> ]	Área [pulg <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]	Temperatura [°F]
Cámara de combustión (hogar)	1.48	2306.40	179 °C	354.2
Cámara de ingreso de aire	1.00	1550.00	125 °C	257.0
Recolector cenizas	1.28	1984.00	125 °C	257.0

Según (Watlow, 2015), las pérdidas por radiación para hornos se puede estimar mediante la siguiente ecuación.

$$q_{pr} = A \cdot F_{SL} \cdot e \quad (59)$$

donde:

- $q_{pr}$  Pérdidas de calor por radiación (W)
- $A$  Área de la superficie en  $\text{pulg}^2$
- $F_{SL}$  Factor de pérdida de radiación de cuerpo negro a la temperatura superficial ( $\text{W}/\text{pulg}^2$ )
- $e$  Factor de emisividad de la superficie del material

El factor  $F_{SL}$  se determina de la figura 61, donde se ingresa con la temperatura de superficie expresada en °F, hacia la curva de radiación de cuerpo negro.

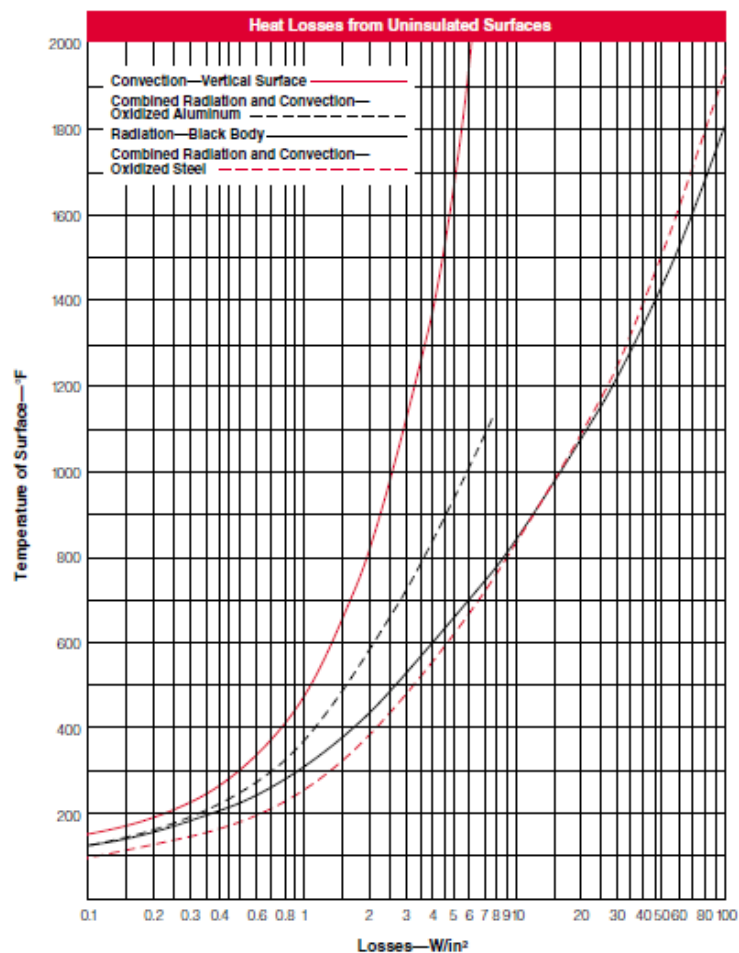


Figura 61. Factor de pérdidas de calor por unidad de superficie

Fuente: (Watlow, 2015)



De acuerdo a (Watlow, 2015), en las tablas de referencia 10 y 11 y que se indica en anexo 7, el factor de emisividad se determina en 0.85, para el caso de estudio. Con los valores anteriores se calcula, el valor de las pérdidas de calor por radiación para cada una de las secciones y que indica a continuación.

$$q_{prS1} = (2306.4)(1.25)(0.85) = 2450.55 \text{ W}$$

$$q_{prS2} = (1550.0)(0.64)(0.85) = 843.20 \text{ W}$$

$$q_{prS3} = (1984.0)(0.64)(0.85) = 1079.29 \text{ W}$$

Las pérdidas totales por radiación en las tres secciones de la cámara de combustión son:

$$q_{pr} = 4373.04 \text{ W} = 4.37 \text{ Kw}$$

### 6.2.9. Pérdidas por infiltraciones

Se origina cuando existe una aportación calorífica para calentar el aire frío del exterior que se introduce a la cámara de combustión, esto sucede al abrir la compuerta para cargar la leña en el hogar, estas pérdidas de calor se las denomina por infiltración. Para el abasto de la leña a la cámara de combustión se lo realiza cada 6 minutos, la duración de la quema es de 6 horas en función de esto se realiza 60 aperturas de la puerta para cargar la biomasa y por ende existirá renovación de aire (n veces) en la cámara de combustión.

Según (Francisco, 2012), para determinar el caudal de aire y las pérdidas de calor por infiltración es:

$$\begin{aligned} Q_{rv} &= V_{cc} * n = (0.51 * 0.59 * 0.5) * \frac{60}{6h} = 1.5 \frac{m^3}{h} = 0.633 \frac{Kg}{m^3} * 1.5 \frac{m^3}{h} \\ &= 0.95 \frac{Kg}{h} \end{aligned}$$

$$q_{pif} = C_{pa} * Q_{rv} * (T_{in} - T_{out}) = 0.24 * 0.95 * (363 - 14.53) = 72.56 \frac{KCal}{h}$$

$$q_{pif} = 0.084 \text{ Kw}$$

### 6.3. ANÁLISIS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR GASES DE COMBUSTIÓN - AIRE.

#### 6.3.1. Cálculo de pérdidas en paredes de intercambiador

El ducto en cuyo interior están alojados 3 baterías de tubos, es de forma rectangular. Las paredes de este ducto están construido de láminas de acero de 3 mm de espesor, recubierto de lana de roca de 50 mm y protegido con láminas de acero galvanizado de 1 mm de espesor. El detalle se lo realiza en la figura 62.

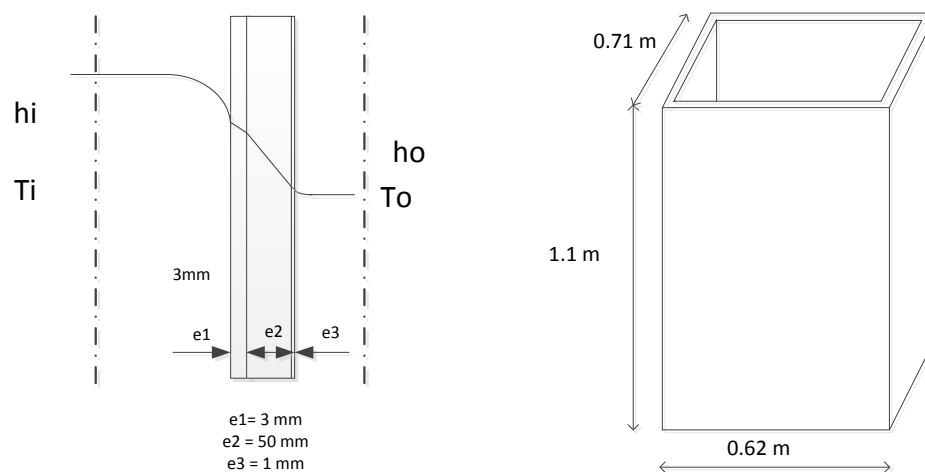


Figura 62. Ducto para la batería de tubos.

$T_i$  = Se selecciona el promedio de  $T_3$  y  $T_4$

$$T_i = \frac{363.55 + 169.08}{2} = 266.32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_o = 14.53^\circ\text{C}$

$$A_{TOT} = 2(0.62)(1.1) + 2(0.71)(1.1) = 1.364 + 1.562 = 2.93 \text{ m}^2$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{e_R}{k_R} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{1}{h_o}}$$

$$h_o = 2.8 + 3(1.3) \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_o = 6.7 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

El coeficiente de convección interno

$$Re_g = \frac{V_d \cdot D_H}{\gamma}$$

$$D_H = \frac{4 A_i}{P_m}$$

$$A_i = 0.71(0.62) = 0.44 \text{ m}^2$$

$$D_H = \frac{4 A_i}{P_m}$$

$$P = 2(0.71) + 2(0.62) = 1.42 + 1.24 = 2.66 \text{ m}$$

$$D_H = \frac{4 (0.44)}{2.66} = 0.66 \text{ m}$$

$V_d$  = Velocidad en el ducto rectangular

$V_d = 1.0 \text{ m/s}$  (Tipanluisa, 2012)

$$\gamma_{173^\circ\text{C}} = 37.3 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Pr_{173^\circ\text{C}} = 0.69$$

$$k_{173^\circ\text{C}} = 38.9 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$Re_g = \frac{(1.0)(0.69)}{37.3 \times 10^{-6}} = 18498.66$$

Utilizando nuevamente la ecuación de Dittus-Bolter

$$Nu_D = 0.023(18498.66)^{0.8} 0.69^{0.3} = 53.34$$

$$Nu_{DH} = \frac{\bar{h}_l D_H}{k_f}$$

$$\bar{h}_l = \frac{Nu_{DH} k_f}{D_H} = \frac{(53.34)(38.9 \times 10^{-3})}{0.66} = 3.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

El valor del coeficiente global de transferencia se determina a continuación.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{3.14} + \frac{0.003}{42.3} + \frac{0.050}{0.045} + \frac{0.001}{42.3} + \frac{1}{6.7}}$$

$$= \frac{1}{0.32 + 0.0000709 + 1.11 + 0.149} = \frac{1}{1.579} = 0.633 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$q_{ppi} = (0.633)(2.93)(215 - 14.53) = 371.80 \text{ W} = 0.37 \text{ KW}$$

### 6.3.2. Flujo de calor para compensar la humedad relativa del aire en el intercambiador gases aire.

El aire que ingresa al intercambiador gases-aire (aire para el calentamiento de agua y secadora) tiene un contenido de humedad absoluta. Con los valores determinados en la sección 6.2.7, se calcula el calor necesario para el flujo de 321 m<sup>3</sup>/h.

$$Q = X * Cp_{vapor} * \Delta T$$

$$Cp_{vapor} = 0.46 \frac{KCal}{Kg^{\circ}C}, \Delta T = 152.7^{\circ}C - 14.53^{\circ}C = 138.17^{\circ}C$$

$$Q_x = 0.0108 \frac{Kg_{agua}}{Kg_{aire\ seco}} \times 0.46 \frac{KCal}{Kg^{\circ}C} \times 138.17^{\circ}C = 0.69 \frac{KCal}{Kg_{aire\ seco}}$$

$$\dot{m} = \rho_{aire} \times Flujo = 1.26 \frac{Kg}{m^3} \times 321 \frac{m^3}{h} = 404.46 \frac{Kg}{h}$$

$$q_{aia} = \dot{m} \times Q = 404.46 \frac{Kg_{aire\ seco}}{h} \times 0.69 \frac{KCal}{Kg_{aire\ seco}} = 279.07 \frac{KCal}{h}$$

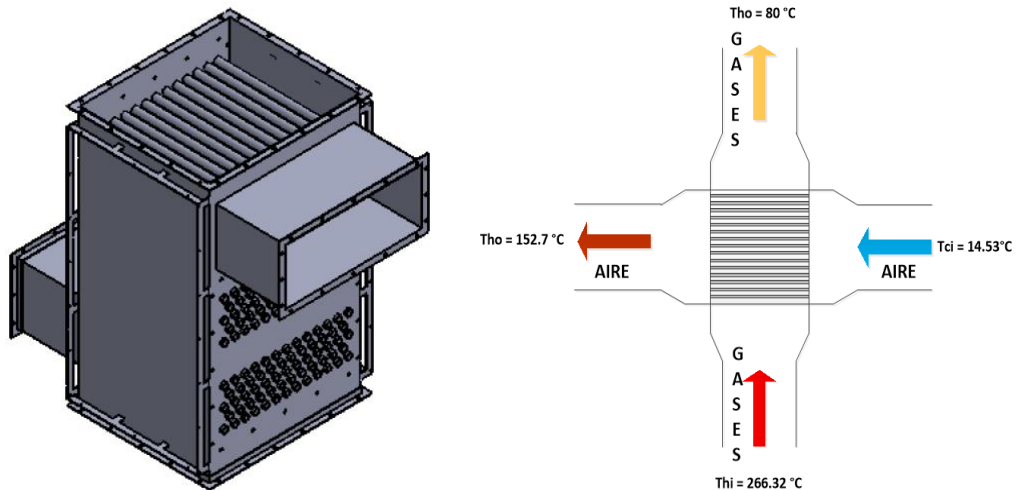
$$\approx 0.32 Kw$$

### 6.3.3. Cálculo calor transferido en el intercambiador.

El intercambio de calor desde los gases producto de la combustión, hacia el aire atmosférico que proviene desde un Blower, se realiza a través de un intercambiador de tubos. Este intercambiador está compuesto de tres baterías de tubos interconectadas en serie y cada una compuesta de 63 tubos dispuestos en forma escalonada. En la figura 63 (a), se presenta este intercambiador.

El aire frío ingresa por el ducto de la parte superior, a través de los 63 tubos y sale caliente por la parte inferior. Los gases calientes producto de la combustión ascienden intercambiando el calor hacia la superficie de los tubos. En resumen se trata de un intercambiador de calor de flujo transversal con un fluido mezclado (gases calientes) y un fluido sin mezclar (aire).

En la figura 63 (b) se representa el intercambiador de calor de flujo transversal con el fluido de la coraza mezclado (gases de combustión) y el otro fluido sin mezclar (aire a calentar).



(a) Intercambiador: Gases de combustión-aire de (b) Representación esquemática para su análisis.

**Figura 63. Intercambiador de calor gases de combustión-aire**

A continuación se determina la temperatura media logarítmica, de acuerdo a la distribución de temperaturas que se indican en la figura 64.

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

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$Th_i = \text{promedio de } T_3 \text{ y } T_4 = (363.55 + 169.08) / 2 = 266.32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta T_a = Th_i - Tc_o = (266.32 - 152.7) = 113.62^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = Th_o - Tc_i = (80 - 14.53) = 65.47^\circ\text{C}$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{113.62 - 65.47}{\ln(113.62 / 65.47)} = 87.34^\circ\text{C}$$

Factor de corrección (F):

$$P = \frac{Tc_o - Tc_i}{Th_i - Tc_i} = \frac{152.7 - 14.53}{266.32 - 14.53} = 0.55$$

$$Z = \frac{Th_i - Th_o}{Tc_o - Tc_i} = \frac{266.32 - 80}{152.7 - 14.53} = 1.35$$

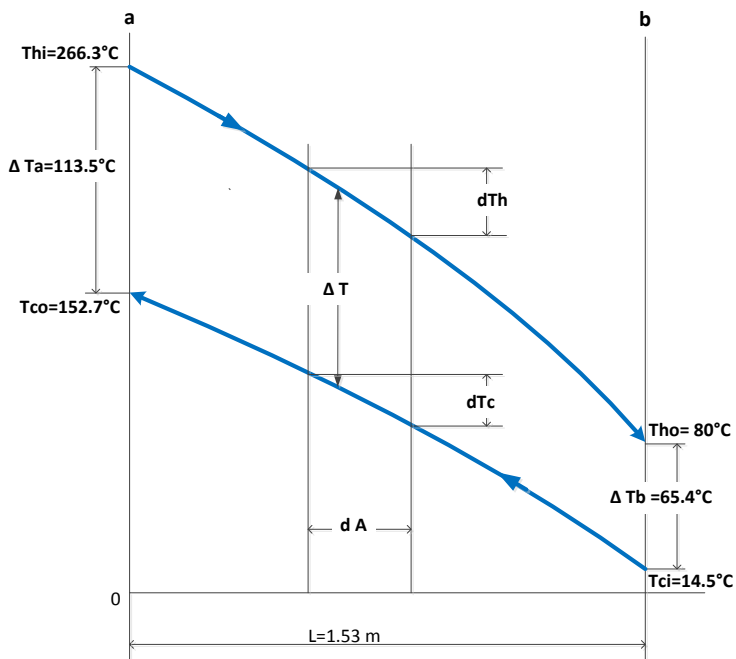


Figura 64. Distribución de temperatura en el intercambiador de calor

Con los calores de Z y P se determina el valor del factor de corrección en la figura 26, resultando  $F = 0.62$ .

Determinación de la velocidad máxima ( $V_{max}$ )

$a = 45 \text{ mm}$

$b = 40 \text{ mm}$

$D = 26 \text{ mm}$

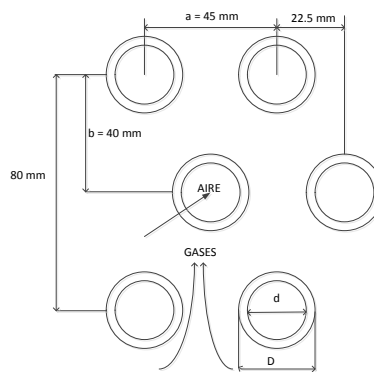
$d = 20 \text{ mm}$

$$V_{max} = \frac{V_{\infty} \left(\frac{a}{2}\right)}{Min}$$

$$Min = \left\{ \begin{array}{l} \frac{a - D}{2} \\ \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D \end{array} \right\}$$

$$\frac{a - D}{2} = \frac{45 - 26}{2} = 9.5 \text{ mm}$$

$$\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D = \sqrt{\left(\frac{45}{2}\right)^2 + 40^2} - 26 = 19.89 \text{ mm}$$



$$V_{max} = \frac{2\left(\frac{45}{2}\right)}{9.5} = 4.73 \text{ m/s}$$

$$Tb_{gases} = \frac{Th_i + Th_o}{2} = \frac{266.32 + 80}{2} = 173.16^\circ\text{C}$$

$$Re_{D,m\acute{a}x} = \frac{V_{m\acute{a}x} D}{\gamma_{220^\circ\text{C}}}$$

$$\gamma_{446\text{K}} = 32.39 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Pr_{446\text{K}} = 0.686$$

$$k_{446\text{K}} = 37.3 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$Re_{D,m\acute{a}x} = \frac{4.73 (0.026)}{32.39 \times 10^{-6}} = 3796.85$$

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,m\acute{a}x}^m$$

$$\frac{a}{D} = \frac{45}{26} = 1.73 \cong 1.5$$

$$\frac{b}{D} = \frac{40}{26} = 1.53 \cong 1.5$$

Determinación de  $h_o$

De tabla 7 se determina

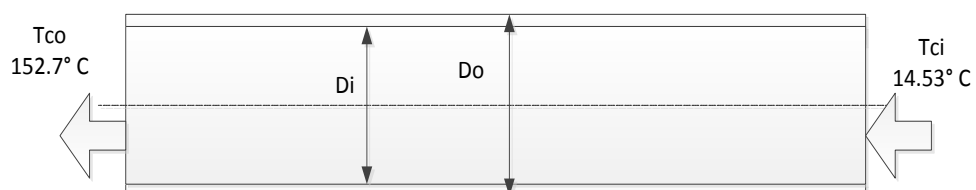
$$C_1 = 0.46, m = 0.562$$

$$\frac{\overline{h}_o D}{k} = Nu_D = 0.46 (3796.85)^{0.562} = 47.24$$

De acuerdo a la ecuación 20, el valor de  $C_2$  se determina de la tabla 8 y  $C_2 = 1$ , pues el número de filas  $N_L$  es 15.

$$\overline{h}_o = \overline{Nu}_{DoNL} \frac{k}{D_o} = (47.24) \left( \frac{37.3 \times 10^{-3}}{0.026} \right) = 67.78 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Determinación del coeficiente de transferencia interior de los tubos  $h_i$



$$Tb_{aire} = \frac{Tc_i + Tc_o}{2} = \frac{152.7 + 14.53}{2} = 83.61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\gamma_{356K} = 21.64 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_{356K} = 0.698$$

$$k_{356K} = 30.5 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$A_0 V_0 = A_i V_i$$

$$\frac{\pi}{4} (0.075)^2 (24) = \left( 63 \left( \pi \frac{0.020^2}{4} \right) \right) V_i$$

$$V_i = 5.57 \left( \frac{m}{s} \right)$$

$$Re_{Di} = \frac{V_a D_i}{\gamma_a} = \frac{(5.57)(0.020)}{21.64 \times 10^{-6}} = 5147.87 \rightarrow \text{Régimen Transición}$$

Gnielinski para números de Reynolds pequeños propone la siguiente ecuación.

$$Nu_D = \frac{f/8(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (60)$$

Con  $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$  y  $0.5 < Pr < 2000$ . Para tubos lisos, el factor de fricción está dado por la siguiente ecuación.

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (61)$$

$$f = (0.790 \ln 5147.87 - 1.64)^{-2} = 0.0382$$

$$Nu_D = \frac{(0.0382/8)(5147.87 - 1000)(0.698)}{1 + 12.7(0.0382/8)^{1/2}(0.698^{2/3} - 1)} = \frac{13.825}{0.812} = 17.02$$

$$\bar{h}_i = Nu_D \frac{k}{D_i} = 17.02 \frac{30.5 \times 10^{-3}}{0.020} = 25.95$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{r_i \ln \left( \frac{r_0}{r_i} \right)}{k_{ace}} + \frac{r_i}{h_0 r_0}}$$

$$r_i = 0.010 \text{ m}$$

$$r_0 = 0.013 \text{ m}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{25.95} + \frac{0.010 \ln \left( \frac{0.013}{0.010} \right)}{42.3} + \frac{0.01}{67.78(0.013)}}$$



$$U = \frac{1}{0.0385 + 6.2 \times 10^{-5} + 0.0113} = 20.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q_{ti} = U \cdot A \cdot N \cdot F \cdot \overline{\Delta T}_{nl}$$

$$q_{ti} = 20.06 (\pi (0.026) (1.53) (63) (0.62) (87.34)) = 8552.45 [W] = 8.55 \text{ KW}$$

Los 8.55 KW, es la potencia o flujo de calor que se dispone hacia el intercambiador para el calentamiento de agua y la secadora de granos.

#### 6.4. ANÁLISIS EN EL INTERACUMULADOR AIRE AGUA

##### 6.4.1. Flujo de calor para el calentamiento del agua

El sistema de calentamiento de agua del biocallefón en estudio es un sistema tipo acumulación. El aire caliente circula por una batería de 30 tubos e intercambia el calor a través de la superficie de los tubos de 1.115 m de longitud al agua; donde la convección natural o libre hace que el agua caliente tienda a elevarse permitiendo el intercambio. En este sistema, luego de un tiempo promedio de 6 horas, la temperatura se eleva de 17.7°C a 62.15°C. En la figura 65 se esquematiza este sistema.

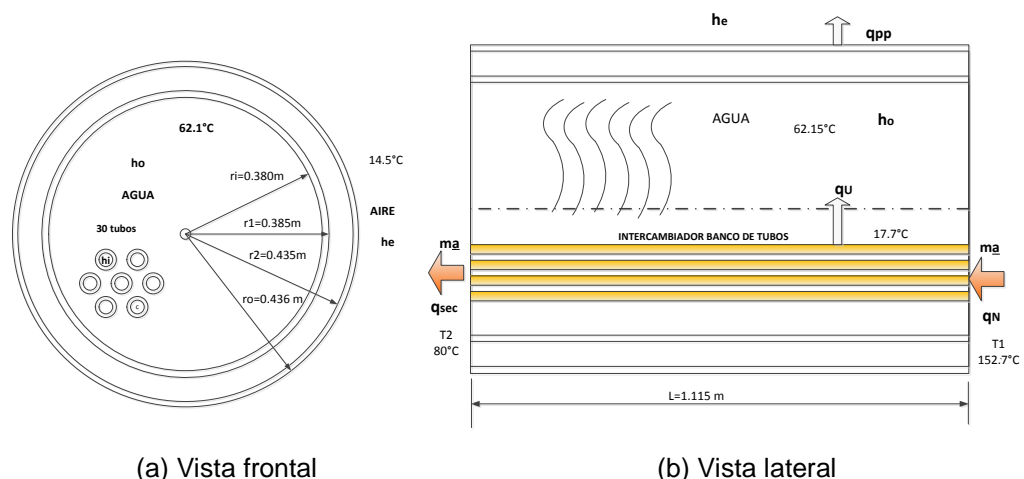


Figura 65. Intercambiador de 500 litros por convección natural para ACS

El aire que ingresa por los tubos lo hace a una temperatura promedio de 152.7°C y sale cediendo calor a 80°C.

Volumen del agua  $V = 500 \text{ lt}$

Densidad del agua  $= \rho = 1 \text{ Kg/lt}$

$$m_{H_2O} = \rho V = 500 \text{ Kg}$$

$$q_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} C_{p_{H_2O}} (T_2 - T_1)$$

$$q_{H_2O} = \frac{500 \text{ kg}}{6 \text{ h}} \cdot 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (62.1 - 17.7)^\circ\text{C} = 3700 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 4.30 \text{ Kw}$$

$$q_{H_2O} = 4.30 \text{ Kw}$$

La cantidad de potencia calórica para calentar 500 l de agua desde un temperatura inicial de  $17.7^\circ\text{C}$  a una temperatura final de  $60^\circ\text{C}$  es 4.30 Kw en un tiempo de 6 horas.

#### 6.4.2. Cálculo de pérdidas en el interacumulador

A continuación se determina las pérdidas que se dan en el interacumulador; este se encuentra construido de acero inoxidable de 3 mm de espesor. Para garantizar que las pérdidas de calor sean pequeñas durante el tiempo que transcurra para su uso después de haber calentado (12 horas) se ha revestido de lana de roca de 50 mm de espesor y la misma que está cubierta por lámina de acero galvanizado de 1 mm de espesor. En la figura 65(a) y 65(b) se muestra la disposición constructiva.

##### a. Determinación del coeficiente de convección ho.

El número de Reynolds de la convección forzada no desempeña ningún papel en la convección natural, en su lugar se usa el número de Grashof o el número de Rayleigh ( $Ra_L$ ). El número de Grashof ( $G_{rL}$ ) se determina con la ecuación (32).

$$G_{rL} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura de referencia dada por la siguiente ecuación.

$$T_{ref} = T_s + (0.38)(T_\infty - T_s) \quad [^\circ\text{F}] \quad (62)$$

$$T_s = T_{b_{aire}} = 116.35^\circ\text{C} = 241.4^\circ\text{F}$$

$$T_\infty = T_{b_{agua}} = \frac{17.7 + 62.15}{2} = 39.93^\circ\text{C} = 103.87^\circ\text{F}$$

$$T_{ref} = 241.4 + (0.38)(103.87 - 241.4) = 188.95^\circ\text{F} = 87.19^\circ\text{C} \approx 87.2^\circ\text{C}$$

$$\beta = \frac{\rho_\infty \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right)}{T - T_\infty} = \frac{\rho_\infty \left( \frac{1}{\rho_{ref}} - \frac{1}{\rho_\infty} \right)}{T_{ref} - T_\infty}$$

$$\rho_{40} = 994.6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{90} = 963.4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\beta = \frac{994.6 \left( \frac{1}{963.4} - \frac{1}{994.6} \right)}{90 - 39} = \frac{0.0323}{51} = 6.33 \times 10^{-4} (\text{C}^{-1})$$

$$\gamma_{90(\text{agua})} = 0.34 \times 10^{-6}$$

$$G_{rL} = \frac{(9.81)(6.33 \times 10^{-4})(116.35 - 39.93)(1.115)^3}{(0.34 \times 10^{-6})^2} = \frac{0.657}{1.156 \times 10^{-13}}$$

$$= 5.68 \times 10^{12}$$

$$Nu_L = 0.068(G_{rL})^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.068(5.68 \times 10^{12})^{1/3} = 1213.51$$

$$k_{40 \text{ agua}} = 0.627$$

$$\overline{h_o} = \frac{Nu_L k}{L} = 1213.51 \frac{0.627}{1.115} = 692.52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

## b. Determinación de $h_e$

$$h_e = 2.8 + 3 V_{wind} = 2.8 + 3(1.3) = 6.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

## c. El coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor para el Interacumulador se determina empleando la ecuación (40). La figura 66 muestra la disposición

de los cilindros para el análisis.  $T_o$  corresponde a la temperatura del agua caliente en el interior del interacumulador (62.1°C) y  $T_e$  es la temperatura ambiente durante la quema (14.53°C).

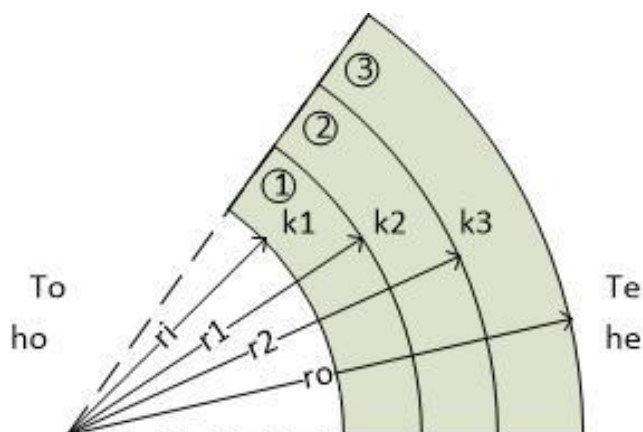


Figura 66. Modelo del interacumulador para determinar U

$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_1 h_o} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_{ace}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{ais}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_2}\right)}{k_{ace}} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.436}{0.385(692.52)} + \frac{0.436 \ln\left(\frac{0.385}{0.380}\right)}{42.3} + \frac{0.436 \ln\left(\frac{0.435}{0.385}\right)}{0.045} + \frac{0.436 \ln\left(\frac{0.436}{0.435}\right)}{42.3} + \frac{1}{6.7}}$$

$$U = \frac{1}{0.001635 + 0.0001347 + 1.18 + 0.0000236 + 0.1492} = \frac{1}{1.33} = 0.751$$

$$q_{ppc} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$A = \pi(0.868)(1.115) + 2(\pi(0.434)^2) = 3.04 + 1.183 = 4.22 \text{ m}^2$$

$$q_{ppc} = (0.751) \times (4.22) (62.15 - 14.5) = 151.01 \text{ W} = 0.15 \text{ Kw}$$

## 6.5. ANÁLISIS DE FLUJO DE CALOR EN LA SECADORA

El aire que sale del intercambiador aire-agua, tiene aún un flujo de calor residual. Este calor se aprovecha para el secado de granos o materia orgánica. La temperatura que ingresa a la cámara de secado es 80°C. Para determinar la capacidad de secado para un tipo de grano a una humedad en particular se realiza el siguiente análisis.

### 6.5.1. Flujo de calor que ingresa a la secadora de grano

Temperatura de aire a la entrada de la secadora = 73°C

Temperatura de aire a la salida de la secadora = 30.5 °C

Temperatura ambiente = 14.53°C

Temperatura de superficie =  $T_b = (73+30.5)/2 = 51.8$  °C

Caudal del aire =  $\dot{Q} = 321.0 \frac{m^3}{h}$

$$q_{sec} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} \Delta T$$

Para  $T_b = 51.8$  °C

$$\rho_{aire} = 1.073 \text{ Kg}/m^3$$

$$C_{p_{aire}} = 1.008 \text{ KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{Q}}$$

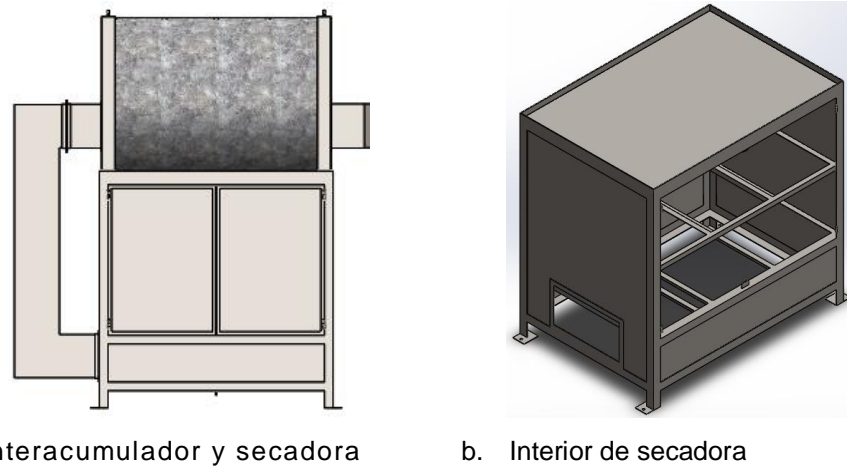
$$\dot{m} = 1.073 \frac{\text{Kg}}{m^3} 321 \frac{m^3}{h} = 344.43 \frac{\text{Kg}}{h}$$

$$q_{sec} = 344.43 \frac{\text{Kg}}{h} 1.008 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (73 - 30.5)^\circ\text{C} = 14755.4 \frac{\text{KJ}}{h}$$

$$q_{sec} = 4.1 \text{ Kw}$$

### 6.5.2. Flujo de calor que se pierde por las paredes de la secadora de grano.

La secadora en estudio es de tipo horizontal de capa estática o estacionaria. La figura 67 muestra la parte estructural de la secadora, cada una de las paredes de esta secadora está cubierta por lámina de acero de 1 mm de espesor. El aire caliente ingresa por la parte inferior a través de una plancha perforada.

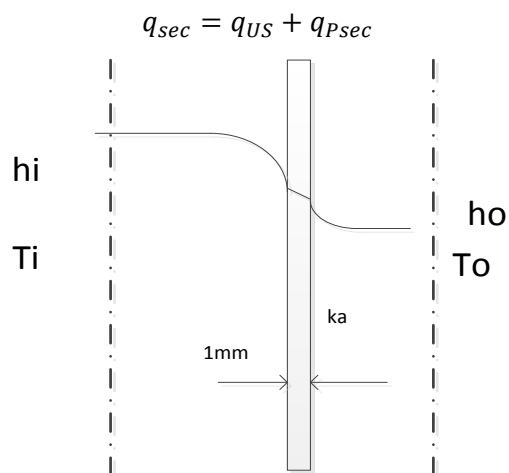


a. Interacumulador y secadora

b. Interior de secadora

**Figura 67. Aspecto estructural de la secadora de grano**

La figura 68, muestra el modelo para determinar las pérdidas por las paredes.

**Figura 68. Modelo para determinar las pérdidas por las paredes de la secadora**

$$Ka = 42.3 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$ho = 6.7 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$Ti = 73^{\circ}C$$

$$To = 14.5^{\circ}C$$

$$Va = 1.3m/s$$

$$Tb_{aire} = \frac{Ti + To}{2} = \frac{73 + 30.5}{2} = 51.8^{\circ}C$$

$$\gamma_{324K} = 17.44 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_{324K} = 0.69$$

$$k_{324K} = 28.1 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$D_H = \frac{4 A_i}{P_m} = \frac{5.13}{4.6}$$

$$Re_{Di} = \frac{V_a L}{\gamma_a} = \frac{(1)(1.11)}{17.44 \times 10^{-6}} = 63646.78$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

$$n = 0.4 \text{ calentamiento}$$

$$n = 0.3 \text{ enfriamiento}$$

$$Nu_D = 0.023 (63646.78)^{4/5} (0.69)^{0.3} = 143.35$$

$$\bar{h}_i = \frac{Nu_D k_f}{D_H} = \frac{143.35 (0.0281)}{1.11} = 3.62$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{1}{h_0}}$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{3.62} + \frac{0.001}{42.3} + \frac{1}{6.7}} = 2.35 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$q_{ps} = U \cdot A \cdot \Delta T = 2.35 * (8.77) * (70 - 14.53) = 1143.21 W = 1.14 KW$$

Determinación de capacidad de secado.

$$q_{us} = q_{sec} - q_{PS} = 4.10 - 1.14 = 2.96 KW = 2545.6 \frac{Kcal}{h}$$

$$q_{us} = \frac{M_{prod}}{t_{sec}} \cdot Cp_{prod} \cdot (T_2 - T_1) + \frac{M_{H2O} \times 540}{t_{sec}}$$

Producto a secar: maíz a 38% de humedad inicial se lleva a humedad final del 13%. De acuerdo a la ecuación 52, la cantidad de agua ( $M_{H2O}$ ) evaporada se determina a continuación.

$$\text{Peso agua evaporada} = \frac{h_{inicial} - h_{final}}{100 - h_{final}} (M_{prod})$$

$$\text{Peso agua evaporada} = \frac{38 - 13}{100 - 13} (M_{\text{prod}}) = 0.287 M_{\text{prod}}$$

$$C_{p_{\text{prod}}} = 0.531 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{CLV}_{\text{agua}} = 540 \text{ Kcal/Kg}$$

$$2545.6 = \frac{M_{\text{prod}}}{6} (0.531)(50 - 15) + \frac{0.287 \times M_{\text{prod}} \times 540}{6}$$

$$2545.6 = 3.097 M_{\text{prod}} + 25.83 M_{\text{prod}} = 28.92 M_{\text{prod}}$$

$$M_{\text{prod}} = \frac{2545.6}{28.92} = 88.02 \text{ Kg}$$

Eficiencia de la secadora

$$\text{Eficiencia (\%)} = \frac{T_{\text{as}} - T_{\text{au}}}{T_{\text{as}} - T_{\text{aa}}} 100$$

$$\text{Eficiencia (\%)} = \frac{73 - 30.5}{73 - 14.5} 100 = 72.6\%$$

## 6.6. DETERMINACIÓN DE TIEMPO DE CALENTAMIENTO DEL AGUA.

Partiendo de un dimensionamiento básico del caldero y de acuerdo (Beek W, 1999), donde se presenta los coeficientes de transferencia globales para distintos tipos de intercambiadores y medios, se determina un intercambiador con gases caliente en movimiento calentando agua por convección libre. El valor de U se establece que puede variar de 10 a 50 (W/m<sup>2</sup>°C).

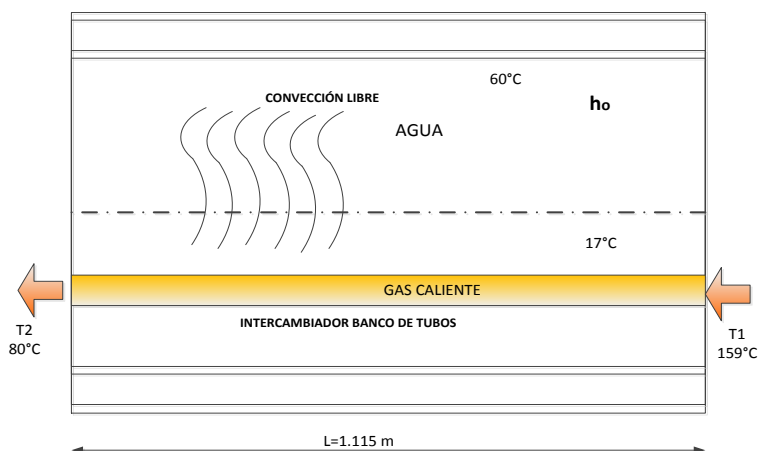


Figura 69. Modelo del intercambiador para ACS



Evaluando para:

$$U = 20 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$$

$$A_o = \pi D_o L = \pi(0.030)1.115 = 0.105 \text{ m}^2$$

$$N = 30 \text{ tubos}$$

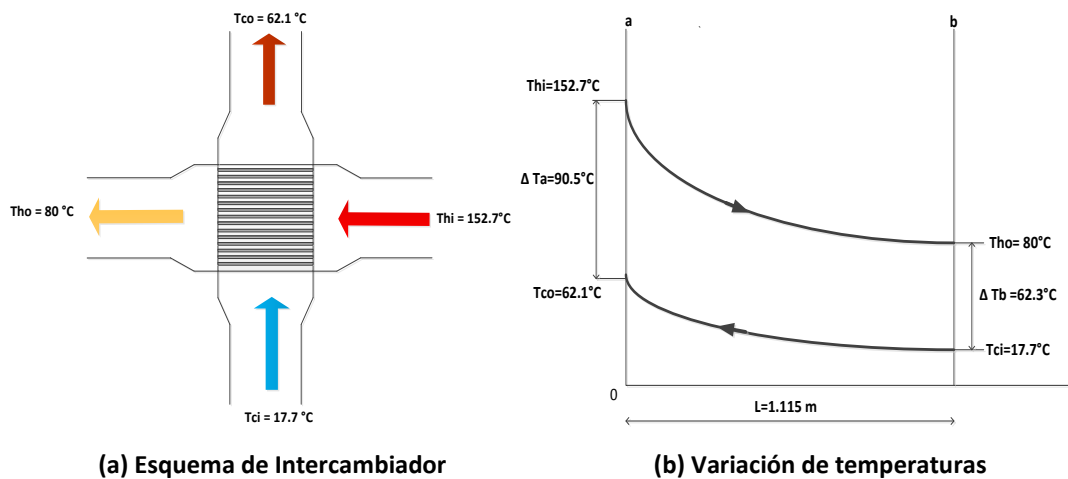


Figura 70. Intercambiador de calor del interacumulador.

$$\Delta T_a = Th_i - Tc_o = (152.7 - 62.15) = 90.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = Th_o - Tc_i = (80 - 17.7) = 62.3^\circ\text{C}$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$\overline{\Delta T}_{ln} = \frac{90.5 - 62.3}{\ln(90.5/62.3)} = 75.52^\circ\text{C}$$

Factor de corrección:

$$P = \frac{Tc_o - Tc_i}{Th_i - Tc_i} = \frac{62.15 - 17.7}{152.7 - 17.7} = 0.33$$

$$Z = \frac{Th_i - Th_o}{Tc_o - Tc_i} = \frac{152.7 - 80}{62.15 - 17.7} = 1.66$$

De la figura 26, se determina que  $F = 0.92$

$$q = U \cdot A \cdot N \cdot F \cdot \overline{\Delta T}_{nl}$$

$$q = (20)(0.105)(30)(0.92)(75.52) = 4377.14 \text{ W} = 4.38 \text{ KW}$$

La energía requerida para calentar los 500 l de agua es:

$$Q_{H_2O} = mC_p(T_2 - T_1) = 500Kg \left( 4.18 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right) (62.15 - 17.7)^{\circ}C = 92900.5 KJ$$

El tiempo que tardaría en calentar los 500 litros de agua desde los 17.7°C a los 62.15°C es en esta primera aproximación:

$$q = \frac{Q}{t}$$

$$t = \frac{Q}{q} = \frac{92900.5}{4.38} = 21210.16 (s) = 5.89 \text{ horas}$$

## 6.7. CÁLCULO DEL VOLUMEN DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN

Aire estequiométrico:

$$6(O_2 + 3.76N_2) = 6(2(16) + 3.76(2(14))) = 823.68 \frac{g}{mol}$$

Numero de moles de la celulosa

$$n_{C_6H_{10}O_5} = \frac{m}{PM} = \frac{24.38 \times 1000 g}{162 \frac{g}{mol}} = 150.50 mol$$

Peso de aire estequiométrico:

$$W_{aire} = 150.50(823.68) = 123.96 Kg$$

Volumen mínimo requerido durante la quema

$$V_{min} = \frac{123.96Kg}{0.931 \frac{Kg}{m^3}} = 133.14 m^3$$

El volumen de aire requerido (reducido a condiciones normales) teórico necesario para quemar en su totalidad 1Kg de combustible, es igual, en m<sup>3</sup>/kg a:

$$V = 0.033(2.67 C + 8H + S - O) \quad (63)$$

Estando C, H, S y O en %

Para el caso nuestro de las pruebas análisis elemental realizado en el INER tenemos que: C= 47.3%, H=5.63%, S=0.64% y O=46.35%.

$$V = 0.033(2.67(47.3\%) + 8(5.63) + 0.64 - 46.35) = 4.14 \frac{m^3}{Kg}$$

Total biomasa seca quemada

$$M_s = 39.8 \left( \frac{100 - 12.5}{100} \right) = 34.82 Kg$$

$$\text{Volumen de aire requerido} = 4.14 * 34.82 = 144.16 m^3$$

Caudal mínimo requerido

$$Caudal_{min} = \frac{144.16 m^3}{6 h} = 24.02 \frac{m^3}{h}$$

$$\% \text{ exceso aire} = \frac{\text{aire total} - \text{aire estequimetrico}}{\text{aire estequiometrico}} \times 100\%$$

$$\text{exceso aire} = \frac{150 - 24.02}{24.02} \times 100\% = 878.35 \% = 5.24 \text{ veces}$$

## 6.8. BALANCE DE ENERGÍA CON LEÑA DE EUCALIPTO Y PINO A DIFERENTES HUMEDADES.

En la tabla 31 se presenta un resumen del balance energético realizado al biocalefón, con leña de eucalipto y pino. Las humedades en base húmeda para el eucalipto son: 12.5%, 18.0% y 35%; mientras que para el pino se tiene: 15.8%, 18.20% y 39.10%.

En la figura 71 se representa gráficamente el balance energético para el eucalipto al 12.5%, en la figura 72 se presenta el balance para el pino al 15.8% de humedad.

Tabla 31 Resumen de balance energético del Biocalefón para leña de eucalipto y pino

COMPONENTE	EUCALIPTO						PINO					
	HUMEDAD 12.5%		HUMEDAD 18%		HUMEDAD 35 %		HUMEDAD 15.8%		HUMEDAD 18.2%		HUMEDAD 39.1%	
	(Kw)	( % )	(Kw)	( % )	(Kw)	( % )	(Kw)	( % )	(Kw)	( % )	(Kw)	( % )
<b>POTENCIA INGRESO</b>	<b>27.36</b>	<b>100.00%</b>	<b>24.64</b>	<b>100.00%</b>	<b>24.59</b>	<b>100.00%</b>	<b>25.70</b>	<b>100.00%</b>	<b>26.70</b>	<b>100.00%</b>	<b>22.59</b>	<b>100.00%</b>
Calor suministrado por el combustible (leña)	26.77	97.84%	24.05	97.61%	24	97.60%	25.11	97.70%	26.11	97.79%	22.00	97.39%
Potencia eléctrica entregada al ventilador de 2.5 pulg	0.24	0.88%	0.24	0.97%	0.24	0.98%	0.24	0.93%	0.24	0.90%	0.24	1.06%
Potencia eléctrica entregada al ventilador 3.0 pulg	0.35	1.28%	0.35	1.42%	0.35	1.42%	0.35	1.36%	0.35	1.31%	0.35	1.55%
<b>PÉRDIDAS DE CALOR</b>	<b>20.06</b>	<b>73.30%</b>	<b>18.35</b>	<b>74.48%</b>	<b>18.71</b>	<b>76.09%</b>	<b>18.19</b>	<b>70.78%</b>	<b>19.74</b>	<b>73.95%</b>	<b>17.32</b>	<b>76.68%</b>
<i>Pérdidas en cenizas</i>	0.0085	0.031%	0.0067	0.027%	0.0081	0.033%	0.0044	0.017%	0.0042	0.016%	0.0033	0.015%
<i>Pérdidas por combustión imperfecta mecánica</i>	0.021	0.08%	0.01	0.05%	0.01	0.04%	0.01	0.03%	0.00	0.02%	0.00	0.01%
<i>Pérdidas por combustión química imperfecta</i>	6.93	25.33%	5.89	23.90%	6.18	25.13%	6.00	23.35%	7.46	27.94%	5.46	24.17%
<i>Pérdidas en gases de escape</i>	4.47	16.34%	3.89	15.79%	3.49	14.19%	4.33	16.85%	3.71	13.90%	3.24	14.34%
<b>Pérdidas por paredes</b>	<b>7.95</b>	<b>29.06%</b>	<b>7.88</b>	<b>31.98%</b>	<b>8.31</b>	<b>33.79%</b>	<b>7.40</b>	<b>28.79%</b>	<b>8.01</b>	<b>30.00%</b>	<b>7.83</b>	<b>34.66%</b>
<i>Pérdidas en paredes de la cámara de combustión</i>	1.92	7.02%	1.84	7.47%	2.06	8.38%	1.66	6.46%	1.76	6.59%	1.74	7.70%
<i>Pérdidas por radiación en la cámara de combustión</i>	4.37	15.97%	4.32	17.53%	4.33	17.61%	4.30	16.73%	4.27	15.99%	4.33	19.17%
<i>Pérdidas en paredes del intercambiador de calor</i>	0.37	1.35%	0.38	1.54%	0.44	1.79%	0.37	1.44%	0.67	2.51%	0.52	2.30%
<i>Pérdidas en paredes del interacumulador</i>	0.15	0.55%	0.14	0.57%	0.15	0.61%	0.12	0.47%	0.12	0.45%	0.14	0.62%
<i>Pérdidas en paredes de secadora</i>	1.14	4.17%	1.20	4.87%	1.33	5.41%	0.95	3.70%	1.19	4.46%	1.10	4.87%
<b>Pérdidas por humedad del aire</b>	<b>0.60</b>	<b>2.19%</b>	<b>0.60</b>	<b>2.44%</b>	<b>0.62</b>	<b>2.52%</b>	<b>0.36</b>	<b>1.40%</b>	<b>0.47</b>	<b>1.76%</b>	<b>0.72</b>	<b>3.19%</b>
<i>Pérdidas aire de combustión</i>	0.28	1.02%	0.25	1.01%	0.29	1.18%	0.11	0.43%	0.22	0.82%	0.33	1.46%
<i>Pérdidas aire de proceso</i>	0.32	1.17%	0.35	1.42%	0.33	1.34%	0.25	0.97%	0.25	0.94%	0.39	1.73%
<b>Pérdidas por infiltraciones</b>	<b>0.084</b>	<b>0.31%</b>	<b>0.08</b>	<b>0.33%</b>	<b>0.1</b>	<b>0.41%</b>	<b>0.09</b>	<b>0.36%</b>	<b>0.09</b>	<b>0.34%</b>	<b>0.07</b>	<b>0.31%</b>
<b>CALOR ÚTIL</b>	<b>7.29</b>	<b>26.64%</b>	<b>6.28</b>	<b>25.49%</b>	<b>5.83</b>	<b>23.71%</b>	<b>7.51</b>	<b>29.22%</b>	<b>6.90</b>	<b>25.84%</b>	<b>5.25</b>	<b>23.24%</b>
<i>Calor útil interacumulador</i>	4.3	15.72%	3.87	15.71%	3.52	14.31%	5.18	20.16%	4.30	16.10%	3.05	13.50%
<i>Calor útil secadora</i>	2.99	10.93%	2.41	9.78%	2.31	9.39%	2.33	9.07%	2.60	9.74%	2.20	9.74%
<b>RENDIMIENTO</b>		<b>26.64%</b>		<b>25.49%</b>		<b>23.71%</b>		<b>29.22%</b>		<b>25.84%</b>		<b>23.24%</b>

RESULTADOS DE BALANCE DE ENERGÍA PARA EL SISTEMA DE BIOCALEFÓN CON LEÑA DE EUCALIPTO AL 12.5% DE HUMEDAD

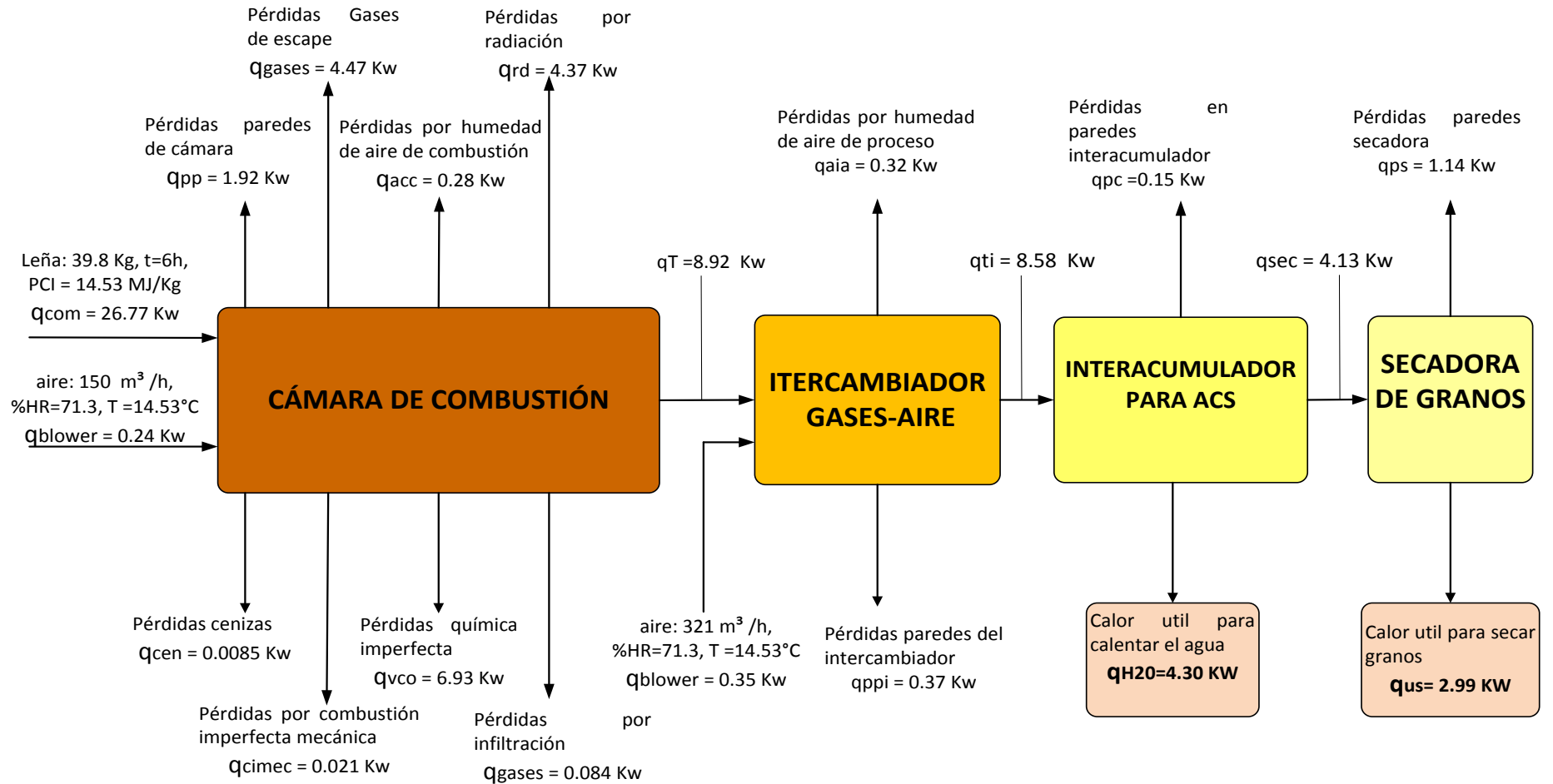


Figura 71. Balances de energía para el Biocalefón con leña de eucalipto al 12.5% de humedad

RESULTADOS DE BALANCE DE ENERGÍA PARA EL SISTEMA DE BIOCALEFÓN CON LEÑA DE PINO AL 15.8% DE HUMEDAD

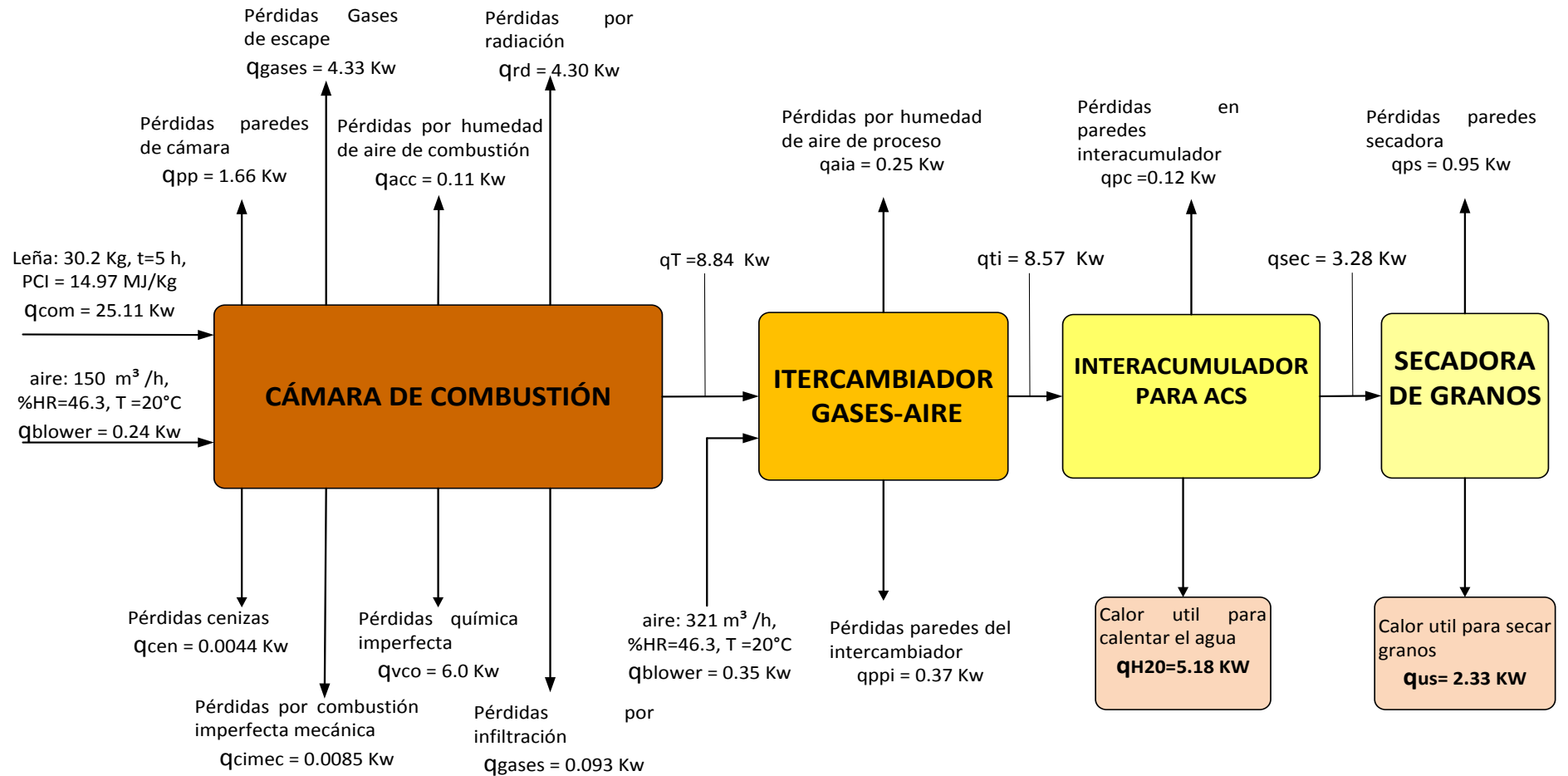


Figura 72. Balances de energía para el Biocaléfón con leña de pino al 15.8% de humedad

En la figura 71, la cantidad de leña de eucalipto consumida es de 39.8 Kg en las 6 horas (6.63 Kg/h), el flujo de aire que ingresa en la cámara de combustión es 150 m<sup>3</sup>/h. Con el PCI de la leña se calcula un ingreso de potencia térmica de 26.77 Kw. Para la operación normal del Biocalefón se requiere de dos ventiladores movidos cada uno por un motor eléctrico que funcionan con 120 V, 60Hz. Pruebas de medición de la potencia que consumen estos motores fueron: 0.24 Kw y 0.35 Kw para el motor de ingreso de aire para la combustión y para el motor del aire de proceso respectivamente, por lo tanto la potencia de ingreso a todo el sistema es de 27.36 Kw. La potencia útil para calentar el agua y la secadora es 4.30 Kw y 2.99 Kw respectivamente.

En el cálculo de la eficiencia del biocalefón aplicando el método directo se define como la relación entre la energía útil o aprovechable y la energía suministrada.

$$\eta = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía suministrada}} = \frac{(4.30 + 2.99)Kw \cdot 6h}{(27.36 Kw) \cdot 6 h} = 26.64\%$$

De acuerdo a la figura 72, la cantidad de leña de pino consumida es de 30.20 Kg en las 5 horas (6.04 Kg/h), el flujo de aire que ingresa en la cámara de combustión es 150 m<sup>3</sup>/h. Con el PCI de la leña se calcula un ingreso de potencia térmica de 25.11 Kw y sumando la potencia de los ventiladores de 0.24 Kw y 0.35 Kw, el total de ingreso al sistema es de 25.70 Kw. La potencia útil para calentar el agua y la secadora es 5.18 Kw y 2.33 Kw respectivamente. La eficiencia corresponde a:

$$\eta = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía suministrada}} = \frac{(5.18 + 2.33)Kw \cdot 5h}{(25.7Kw) \cdot 5 h} = 29.22\%$$

## 6.9. PROPUESTA DE MEJORA

Del estudio de balance energético, realizado para el eucalipto al 12.5% de humedad se determinó que el porcentaje de pérdidas por radiación es 4.37 Kw (15.97%). Del análisis termográfico se tiene que las temperaturas

en las paredes exteriores en la cámara de combustión alcanzan los 150 °C, siendo un aspecto crítico para la seguridad del operario. Por lo expuesto anteriormente se propone instalar la manta térmica (lana de roca), en las superficies exteriores de las tres secciones de la cámara de combustión con estos cambios la temperatura superficial se reduce a 40 °C. Recalculando las pérdidas por radiación según el desarrollo de la sección 6.2.8, estas corresponden a:

$$q_{prs1} = (2306.4)(0.1)(0.85) = 196 \text{ W}$$

$$q_{prs2} = (1550.0)(0.1)(0.85) = 131.8 \text{ W}$$

$$q_{prs3} = (1984.0)(0.1)(0.85) = 168.7 \text{ W}$$

Ahora las pérdidas totales por radiación en las tres secciones son: 0.486 Kw, que corresponde al 11.12% del valor inicial.

## 6.10. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL BIOCALEFÓN

Luego de las pruebas y ensayos realizados en el equipamiento y confirmado con el análisis, efectuado en este capítulo se determina las especificaciones técnicas y parámetros de funcionamiento que corresponden al Biocalefón. En la tabla 32, se resumen estas especificaciones, llegando a establecer que el rendimiento máximo obtenido fue de 29.22% para el conjunto sistema de calentamiento de agua y secadora, mientras que si solo se utiliza para calentar el agua el rendimiento máximo es 20.16%.

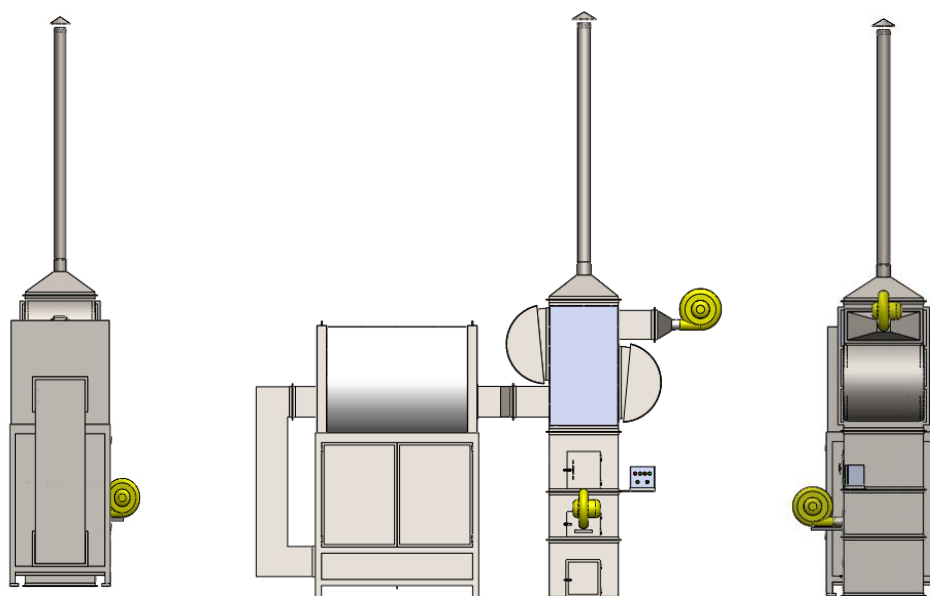
**Tabla 32 Resumen las especificaciones técnicas del Biocalefón**

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	UNIDAD	VALOR
Potencia térmica nominal	KW	25
Temperatura mínima de ingreso de agua	°C	15
Temperatura de salida de agua	°C	65
Presión de funcionamiento del interacumulador	Bar	1
Presión máxima de funcionamiento	Bar	3
Conexión eléctrica:		
Tensión	V	120
Frecuencia	Hz	60
Potencia eléctrica de consumo	KW	0.59
Combustible recomendado	Leña: Lmax =40cm Dmax = 6 cm Humedad óptima < 15%	
	Continua	



Peso en vacío	Kg	1215
Peso con carga (500 l de agua)	Kg	1715
Anchura total W	mm	3000
Altura total H	mm	2713
Altura total con chimenea	mm	4893
Profundidad total P	mm	1200
Diámetro de tubería de salida de humos	mm	100
<b>INTERACUMULADOR</b>		
Capacidad de agua de caldera	litros	500
Tiempo de calentamiento del agua 17-62°C	horas	6
Conexiones para llenado	pulg	½
Conexiones de vaciado	pulg	¾
Conexiones de salida para uso	pulg	½
Conexiones de salida para purgar aire	pulg	½
Resistencia al flujo de agua	bar	0.3
Temperatura máxima de gases de escape	°C	135
Temperatura de gases de escape promedio	°C	103.6
Caudal de gases de escape a plena carga	Kg/s	0.048
Rendimiento calentamiento de agua	%	18.3%
Rendimiento calentamiento de agua y secadora	%	30.95%
<b>SECADORA DE GRANOS</b>		
Volumen de la cámara de secado (WxHxP)	mm	1200x1000x1000
Área de secadora	m <sup>2</sup>	1.2
Capacidad de secado en 6 horas y 39% inicial	Kg	50

Esquema:



## CAPITULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. CONCLUSIONES

- En Ecuador actualmente el consumo de la leña tiene un rol muy representativo para usos de cocción en zonas rurales, representando el 13% de la demanda de energía del sector residencial, donde es dominado por el uso del gas licuado de petróleo (59%) destinado especialmente para cocción y la electricidad el (28%).
- La función principal del Biocalefón en estudio, es obtener agua caliente sanitaria, con una capacidad de 500 litros. El proceso para el calentamiento es: los gases calientes producto de la combustión de la leña pasa por la carcasa de un intercambiador de tubos de tres secciones, el aire atmosférico ingresa por estos tubos impulsado por un ventilador de 3" de descarga, a la salida de este intercambiador el aire tiene una temperatura en promedio de 152.7 °C y sede calor al agua del interacumulador que se calienta por convección natural desde una temperatura de 17.7 a 62°C en un tiempo de 6 horas en promedio.
- Para dar una utilidad al calor residual del aire que sale con una temperatura de 80°C y 10% de humedad luego de calentar el agua; el biocalefón dispone de una secadora de materia orgánica tipo tándem. En los ensayos se realizó el secado de maíz con un contenido de humedad inicial de 36.9% y al final se obtuvo grano con 13.3% de humedad y otro con 29% y se terminó con 7.5% de humedad, demostrando que es más fácil extraer humedad en granos con alta humedad.

- El Biocalefón empleado para la investigación es de aplicación múltiple pues permite al mismo tiempo disponer de 500 litros de agua caliente sanitaria a una temperatura de 62°C y el calor residual se utiliza para el secado de productos agrícolas o cereales. El combustible con el cual funciona el equipo es Biomasa sólida y en este trabajo se empleó leña de eucalipto y pino.
- Para la caracterización de la Biomasa de eucalipto y pino se realizó el análisis elemental y proximal en el Laboratorio para Termovalorización de Biomásas y Residuos Sólidos Urbanos del Instituto Nacional de Eficiencia y Energías Renovables (INER), determinándose un poder calórico superior de 16.11 MJ/Kg y 16.75 para el eucalipto y pino respectivamente.
- Dentro de la metodología empleada para el análisis energético en el Biocalefón se instaló la instrumentación para medir variables físicas como: temperaturas, velocidad del aire, humedad relativa del aire, energía térmica acumulada en el agua, humedad relativa del grano y monóxido de carbono.
- Cada uno de los ensayos se realizó con leña, con humedades relativas de: 12.5%, 18.0% y 35.0% para el eucalipto y de 15.8%, 18.2% y 39.1% para el pino. El mayor rendimiento se obtuvo con la leña de pino al 15.8% de humedad y fue de 29.22% para todo el sistema y 20.16% si se considera solo para el calentamiento de agua. El menor rendimiento fue con la leña de pino al 39.1% de humedad y fue de 23.24% para el sistema y 13.50% para el calentamiento del agua.
- El mayor porcentaje de pérdidas en la quema con eucalipto al 12.5% se da por las paredes 29.06%, le sigue las pérdidas por combustión química imperfecta con el 25.33% y en los gases de escape 16.34%.

- Para determinar el grado de contaminación de los gases de combustión se midió el monóxido de carbono en dos escenarios: sin exceso ( tiro natural) y con exceso de aire (blower al 50% de apertura). Los menores valores fueron con exceso de aire 100 PPM para el eucalipto al 12.5% de humedad, mientras que el mayor valor fue sin exceso de aire 3400 PPM para el pino al 39.1% de humedad.
- El desarrollo de la investigación, se ha realizado conservando su fase inicial de diseño y se ha optimizado la estructura en la cámara de combustión al colocar la placa refractaria. Se proporciona un equipamiento con sensores de temperatura instalados y que facilitan la toma de datos empleando un sistema de adquisición mediante una datalogger de 12 canales, que permitirá continuar nuevas fases de estudio.

## **7.2. RECOMENDACIONES**

- Durante los ensayos se registra con la cámara termográfica puntos calientes en las superficies externas de la cámara de combustión. Como propuesta de mejora para la seguridad personal del operario se plantea aislar con manta térmica las paredes exteriores y este cambio además permitirá reducir el porcentaje de pérdidas por radiación.
- La alimentación de la leña actualmente se realiza en forma manual lo que demanda de un operador, por lo que se plantea realizar estudios futuros para la alimentación con briquetas lo que permitirá llegar a un proceso automatizado.
- De los ensayos para la medición del CO, se recomienda al quemar biomasa leñosa su contenido de humedad debe ser menor al 20% trabajando con exceso de aire para cumplir la normativa ecuatoriana para emisiones de combustión en fuentes fijas.

## BIBLIOGRAFÍA

1. AENOR. (2005). *Norma Española*. Madrid: AENOR.
2. Barriga, A. (14 de 10 de 2007). *Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable*. Obtenido de <http://www.cds.espol.edu.ec/documentos/combustion%20AB.pdf>
3. Baskakov, A. (1982). *Termotecnia*. Moscú: Mir.
4. Beek W, M. K. (1999). *Transport Phenomena*. New York: John Wiley.
5. Blasetti, A. (10 de 10 de 2005). *Diseño de Hornos*. Obtenido de [http://www.ing.unp.edu.ar/asignaturas/operaciones\\_fisicas\\_2/Versiones%20PDF/Tema%207-Dise%C3%B1o%20de%20Hornos.pdf](http://www.ing.unp.edu.ar/asignaturas/operaciones_fisicas_2/Versiones%20PDF/Tema%207-Dise%C3%B1o%20de%20Hornos.pdf)
6. Brinker L, J. A. (2010). Energy efficiency on two Wisconsin grain drying systems: Mixed flow and continuous cross flow grain dryers. *Asabe*, 1008958.
7. Carazo, A. (2006). Cifras Básicas de la relación: Madera-Fijación de Carbono-CO2 atmosférico. 48-52.
8. Castillo, P. (11 de 08 de 2007). *Manual Práctico de Combustión Industrial*. Obtenido de [http://www.combustionindustrial.com/COMBUSTION\\_INDUSTRIAL\\_DE\\_GAS%20NATURAL.pdf](http://www.combustionindustrial.com/COMBUSTION_INDUSTRIAL_DE_GAS%20NATURAL.pdf)
9. Cengel, Y. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. México: McGRAW-Hill.
10. Collazo, J., Porteiro, J., Míguez, J., & Granada, E. (2012). Numerical simulation of a small-scale biomass boiler. *Energy Conversion and Management*, 87–96.
11. De Dios, C. (1996). *Secado de granos y secadoras*. Santiago, Chile: Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación.
12. De la Rosa Alain, G. L. (2007). Quemador de Doble Turbulizador Estático. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 63-68.
13. Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31, 171-192.
14. Dias, J., Costa, M., & Azevedo, J. (2004). Test of a small domestic boiler using different pellets. *Biomass and Bioenergy*, 531–539.
15. Elías Castells, X. (2012). *La combustión: factores endógenos y exógenos*. Madrid: Diaz de Santos.

16. EPA. (17 de 03 de 2015). *Emission Measurement Center*. Obtenido de <http://www.epa.gov/ttn/emc/promgate.html>
17. ESPE. (mayo de 2009). En busca de las energías de la nueva era. *e-ciencia No 1*, 6-11. Obtenido de <http://www.espe.edu.ec/portal/files/sitigestion2009/E-CIENCIA%201.pdf>
18. Fallick, D. (1991). How to build a safe, effective wood-fired hot water heater. *A Backwoods Home Anthology Alternative Energy*, 270-274.
19. FAO. (1983). *Disponibilidad de leña en los países en desarrollo*. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/x5329s/x5329s00.htm#Contents>
20. Fernández, J. (2014). *Poder Calorífico*. (E. U. U.T.N, Ed.) Recuperado el 18 de Enero de 2015, de Universidad Tecnológica Nacional Argentina: [http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas\\_termicas/01-poder\\_calorifico.pdf](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/01-poder_calorifico.pdf)
21. Francisco, M. (03 de 2012). *Universidad Politécnica de Madrid*. Obtenido de [http://oa.upm.es/14999/1/PFC\\_Francisco\\_Moreno\\_Delgado.pdf](http://oa.upm.es/14999/1/PFC_Francisco_Moreno_Delgado.pdf)
22. Gangotena, J., Oña, I., & Espinoza, R. (2014). Optimización de un biocalentamiento de 12 litros para calentamiento continuo de agua sanitaria por combustión de biomasa residual seca. *Paper Científico*, 1 - 5.
23. Gas Natural Fenosa. (2014). *Sistemas de Generación y Distribución de ACS*. Obtenido de <http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/sistemas-de-generacion-y-distribucion-de-a-c-s#ancla>
24. Geankoplis, C. (1998). *Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*. Mexico: Cecsa.
25. Gonzales, H. (10 de Mayo de 2010). *UNALM- Dpto. Industrias Forestales*. Obtenido de Descomposición térmica de la madera: [https://www.academia.edu/7801770/UNALM-Productos\\_Forestales\\_de\\_Transformaci%C3%B3n\\_Qu%C3%ADmica\\_DESCOMPOSICION\\_TERMICA\\_DE\\_LA\\_MADERA](https://www.academia.edu/7801770/UNALM-Productos_Forestales_de_Transformaci%C3%B3n_Qu%C3%ADmica_DESCOMPOSICION_TERMICA_DE_LA_MADERA)
26. Heikki T. Jokiniemi, J. M. (2014). Drying process optimisation in a mixed-flow bath grain dryer. *Biosystem Engineering*, 209-220.
27. Holman, J. (1998). *Transferencia de Calor*. Madrid: McGraw-Hill.
28. Incropera, F., & De Witt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: Prentice Hall.
29. Johansson, L., Leckner, B., Gustavsson, L., Cooper, D., Tullin, C., & Potter, A. (2004). Emission characteristics of modern and old-type residential. *Atmospheric Environment*, 4183–4195.

30. Jokiniemi, H. T., & Ahokas, J. M. (2014). Drying process optimisation in a mixed-flow batch. *biosystems engineering*, 209-220.
31. Kinsey, J., Touati, A., Yelverton, T., Aurell, J., Hyun Cho, S., & Linak, W. (2012). Emissions characterization of residential wood-fired hydronic heater technologies. *Elsevier, Atmospheric Environment* 63, 239 - 249.
32. Kreith, F., Manglik, R., & Bohn, M. (2012). *Principios de transferencia de calor*. México: Cengage Learnig.
33. McCowen, D. (1984). Heating Household Water with a wood stove. *Oregon State University extension service*.
34. Mills, A. (1997). *Transferencia de Calor*. Colombia: McGraw-Hill/Irwin.
35. Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos. (2013). *Balance Energético Nacional 2013*. Quito.
36. Ministerio del Ambiente de Ecuador. (2013). *Norma de Emisiones*. Obtenido de [www.cip.org.ec/attachments/article/1357/NORMA%20EMISIONES.pdf](http://www.cip.org.ec/attachments/article/1357/NORMA%20EMISIONES.pdf)
37. Murari Mohon, R., Animesh, D., & Kenny, C. (2013). An experimental study of combustion and emissions of biomass pellets, 2013. *Elsevier, Applied Energy* 108, 298 - 307.
38. Ortega Miguel, P. A. (1996). *Cartas Psicrométricas*. Quito: IMPRIMA.
39. Ortega, M. (2000). *Energías Renovables*. Madrid España: Paraninfo.
40. Oussama, I., Farouk, F., Rafic, Y., & Hasna Louahlia, G. (2014, 09 21). Review of water-heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects. *Building and Environment* 72, 259-286. Retrieved from Review of water-heating systems: General selection approach based: <http://www.journals.elsevier.com/building-and-environment>
41. Pits D, S. L. (1980). *Transferencia de calor*. Bogota: Andes.
42. Rabacal, M., Fernandes, U., & Costa, M. (2013). Combustion and emission characteristics of a domestic boiler fired with pellets of pine, industrial wood wastes and peach stones. *Renewable Energy* 51, 220-226.
43. Renowattio. (2015). *Biomasa*. Obtenido de <http://www.renowattio.es/biomasa.html>
44. Roy, M., & Corcadden, K. (2012). An experimental study of combustion and emissions of biomass briquettes in a domestic wood stove. *Applied Energy*, 206–212.
45. Saidur, R., Abdelaziz, E., Demirbas, A., Hossain, M., & Mekhilef, S. (2011). A review on biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2262-2289.

46. Salazar, R. (1989). *Guía para la investigación silvicultural de especies de uso múltiple*. Turrialba Costa Rica: Catie.
47. Serrano, C., Portero, H., & Monedero, E. (2013). Pine chips combustion in a 50 kW domestic biomass boiler. *Fuel* 111, 564-573.
48. Severns, W., & Degler, H. (1961). *Energía mediante vapor, aire o gas*. Barcelona: Reverté.
49. Sistema Nacional de Certificación de Leña. (06 de Noviembre de 2014). *Manual Técnico para el Monitoreo de calidad de la leña*. Obtenido de Manual Técnico para el Monitoreo de calidad de la leña: <http://www.lena.cl/wp-content/uploads/2013/01/Manual-T%C3%A9cnico-N%C2%B01-Control-de-calidad-para-le%C3%B1a-SNCL-2012.pdf>
50. Testo Ag. (Octubre de 2012). Termografía. Argentina.
51. Tipanluisa Luis, Espe. (Febrero de 2012). Caracterización de los productos de Tcombustión de la cascarilla de arroz utilizando un sistema térmico con capacidad de 60000 Kcal/h. Sangolqui, Pichincha, Ecuador.
52. Trejos, V., Vargas, J., & Arboleda, H. (01 de Junio de 2004). *Diseño, construcción y pruebas de una cámara de combustión para una microturbina de gas de generación de potencia*. Obtenido de [http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=13&ved=0CCUQFjACOAo&url=http%3A%2F%2Fwww.utp.edu.co%2F~juantiba%2Fantecc.doc&ei=tiQ9VPT0DojLggSZ1IKwBg&usg=AFQjCNE\\_uVzwdRGmK5mArszQ8E\\_ZGKHUg](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=13&ved=0CCUQFjACOAo&url=http%3A%2F%2Fwww.utp.edu.co%2F~juantiba%2Fantecc.doc&ei=tiQ9VPT0DojLggSZ1IKwBg&usg=AFQjCNE_uVzwdRGmK5mArszQ8E_ZGKHUg)
53. Verna, V., Bram, S., Vandendael, I., Laha, P., Hubin, A., & De Ruyck, J. (2011). Residential pellet boilers in Belgium: standard laboratory and real life performance with respect to European standard and quality labels. *Applied Energy*, 2628–2634.
54. Watlow. (30 de Enero de 2015). *Application Guide*. Obtenido de <http://www.watlow.com/common/catalogs/files/appguide.pdf>