



UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE

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

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE
UN SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASA PARA CALENTAMIENTO DE
300 LITROS DE AGUA DE USO DOMÉSTICO”**

AUTORES: HERRERA VILLARREAL DAVID ALEXANDER

TENEMAZA ANCHAPAXI FRANCISCO XAVIER

DIRECTOR: Ing. MsC GUASUMBA JOSÉ

SANGOLQUÍ – ECUADOR

2016



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

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación "**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE UN SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASA PARA CALENTAMIENTO DE 300 LITROS DE AGUA DE USO DOMÉSTICO**" realizado por **DAVID ALEXANDER HERRERA VILLARREAL** y **FRANCISCO XAVIER TENEMAZA ANCHAPAXI**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a **DAVID ALEXANDER HERRERA VILLARREAL** y **FRANCISCO XAVIER TENEMAZA ANCHAPAXI** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 9 de noviembre de 2016

Ing. José Guasumba C, Msc.

DIRECTOR

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **DAVID ALEXANDER HERRERA VILLARREAL** con cédula de identidad N° 1723658777 y **FRANCISCO XAVIER TENEMAZA ANCHAPAXI** con cédula de identidad N° 1722666474, declaramos que este trabajo de titulación "**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE UN SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASA PARA CALENTAMIENTO DE 300 LITROS DE AGUA DE USO DOMÉSTICO**", ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

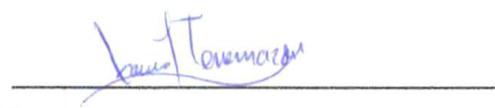
Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 9 de noviembre de 2016



David Herrera Villarreal

C.I.:1723658777



Francisco Tenemaza Anchapaxi

C.I.:1722666474



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

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **DAVID ALEXANDER HERRERA VILLARREAL** y **FRANCISCO XAVIER TENEMAZA ANCHAPAXI**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la Institución el presente trabajo de titulación "**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE UN SISTEMA HÍBRIDO SOLAR/BIOMASA PARA CALENTAMIENTO DE 300 LITROS DE AGUA DE USO DOMÉSTICO**", cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 9 de noviembre de 2016

David Herrera Villarreal

C.I.:1723658777

Francisco Tenemaza Anchapaxi

C.I.:1722666474

DEDICATORIA

La elaboración de este proyecto de titulación lo dedico a mis hermanas que me apoyaron moral y espiritualmente y en especial a mis padres quienes me dieron la vida, educación, su apoyo y consejo incondicional para culminar una meta más en la vida.

Francisco

La realización de este trabajo va dedicado para Dios que fue de quien saque fuerzas para culminar esto, y en especial para mis padres y hermana que me apoyaron económica, moral y espiritualmente para llegar a donde he llegado.

David

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios y a la vida por darme el privilegio de disfrutar cada día del amor de mi familia.

A mis padres y hermanas y amigos por todo lo que han dado durante este largo tiempo.

Francisco

Agradezco a Dios y a mis padres que fueron quienes me dieron la vida y su apoyo incondicional.

A las personas que durante este largo trayecto de la vida universitaria me apoyaron y enseñaron a salir adelante.

David

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
NOMENCLATURA	xvi
RESUMEN	xviii
ABSTRACT	xix
CAPITULO 1	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 Antecedentes	1
1.1.1 Biomasa	1
1.1.2 Colector solar plano	2
1.1. Definición del problema	3
1.2. Objetivos	3
1.2.1. General	3
1.2.2. Específicos	3
1.3. Alcance	4
1.4. Justificación e importancia de la investigación.	4
CAPÍTULO 2	6
2. MARCO TEÓRICO	6
2.1. Análisis energético de la biomasa	6
2.1.1. Biomasa	6

2.1.2.	Métodos de conversión de la biomasa en energía	7
2.1.3.	Aprovechamiento energético de la biomasa	9
2.1.4.	Aplicaciones térmicas de la biomasa	10
2.1.5.	Aprovechamiento por combustión directa	12
2.1.6.	Biomasa forestal	14
2.1.7.	Ventajas de la biomasa	16
2.2.	Cámaras de combustión de biomasa	16
2.2.1.	Materiales de la cámara de combustión	18
2.2.2.	Tipos de cámaras de combustión	19
2.3.	Intercambiadores de calor	20
2.3.1.	Tipos de intercambiadores de calor	20
2.3.2.	Cálculos de transferencia de calor	23
2.3.3.	Coefficiente global de transferencia	23
2.4.	Calderos de biomasa	25
2.4.1.	Funcionamiento caldera biomasa	26
2.4.2.	Tipos de calderas de biomasa	26
2.5.	Colector solar	29
2.5.1.	Tipos de colectores	29
2.5.2.	Componentes de un colector solar plano	33
2.5.3.	Aplicaciones de colectores planos	34
2.5.4.	Energía absorbida	34
2.5.5.	Balance energético	35
2.5.6.	Coefficiente global de pérdidas	36
2.5.7.	Coefficientes de transferencia	37
2.5.8.	Eficiencia del colector solar plano	38
2.5.9.	Calor útil	41

2.6.	Transferencia de calor por convección natural	41
2.6.1.	Transferencia de calor en tubos	42
2.6.2.	Convección Natural en placa plana vertical	44
2.7.	Aislamiento térmico	47
2.7.1.	Aislamientos térmicos ecológicos	48
2.7.2.	Aislamientos térmicos convencionales	53
CAPÍTULO 3		58
3.	DISEÑO DEL SISTEMA HÍBRIDO	58
3.1.	Diseño mecánico	58
3.1.1.	Parámetros de diseño	58
3.1.2.	Diseño del caldero	58
3.1.3.	Selección de tuberías y accesorios	67
3.1.4.	Soportes	67
3.2.	Diseño térmico	71
3.2.1.	Combustión de biomasa	71
3.2.2.	Colector solar plano	86
CAPÍTULO 4		93
4.	CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y PRUEBAS	93
4.1.	Construcción	93
4.1.1.	Máquinas y herramientas e instrumentos.	93
4.1.2.	Materiales	95
4.1.3.	Diagramas de proceso	97
4.2.	Ensamblaje	106
4.2.1.	Ensamblaje del sistema de combustión de biomasa	106
4.2.2.	Ensamblaje del sistema hibrido solar/biomasa	110
4.2.3.	Ensamblaje del sistema de instrumentación	111

	x
4.3. Definición de parámetros	121
4.4. Ensayos del sistema	121
4.4.1. Captadores planos	121
4.4.2. Sistema de combustión de biomasa	124
4.4.3. Sistema híbrido solar/biomasa	125
CAPÍTULO 5	126
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	126
5.1. Análisis de resultados del ensayo de colectores	126
5.2. Análisis de resultados del ensayo de combustión de biomasa	131
5.3. Análisis de resultados de sistema híbrido	139
CAPÍTULO 6	142
6. ANÁLISIS DE COSTOS	142
6.1. Costos directos	142
6.1.1. Elementos mecánicos	142
6.1.2. Accesorios de tubería	143
6.1.3. Elementos electrónicos	144
6.1.4. Costos de mano de obra	144
6.1.5. Costos directos totales	145
6.2. Costos indirectos	145
6.3. Costo total	145
CAPÍTULO 7	146
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIÓN	146
7.1. Conclusiones	146
7.2. Recomendaciones	148
8. BIBLIOGRAFÍA	150
ANEXOS	154

	xi
ANEXO 1: Planos de componentes mecánicos	155
ANEXO 2: PI&D del sistema híbrido	169
ANEXO 3: Ensayos realizados	171
ANEXO 4: Modelo en software 3D	172
ANEXO 5: Sistema Híbrido Solar/Biomasa ensamblaje final	1

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valor energético de distintos tipos y productos de biomasas.	9
Tabla 2. Poder calorífico inferior de algunos tipos de materia vegetal.....	14
Tabla 3. Análisis de la leña seca de diferentes maderas.....	15
Tabla 4. Poder calorífico de la leña en función de la humedad.	16
Tabla 5. Coeficiente global de transferencia de calor de combinación	25
Tabla 6. Coeficientes de corrección para haces de menos de 10 tubos.....	43
Tabla 7. Relación de h/h_{10}	44
Tabla 8. Correcciones para varias situaciones de convección libre.....	47
Tabla 9. Perfiles estructurales.....	69
Tabla 10. Instrumentos de medición usados en la construcción.	93
Tabla 11. Máquinas y equipos usados en la construcción.	94
Tabla 12. Herramientas usadas en la construcción.....	95
Tabla 13. Materiales usados en la construcción del sistema.....	96
Tabla 14. Sensor de nivel del agua en el interior del depósito.	111
Tabla 15. Sensor de temperatura del sistema.....	112
Tabla 16. Sensor de temperatura ambiente y humedad relativa.	113
Tabla 17. Sensor de presión en el interior del depósito.....	114
Tabla 18. Medidor portátil de radiación global.....	115
Tabla 19. Anemómetro portátil.....	115
Tabla 20. Denominación del tipo de sensores ubicados en el sistema.....	117
Tabla 21. Denominación de pines del Arduino.....	119
Tabla 22. Denominación de las variables medidas por los sensores.	121
Tabla 23. Datos del ensayo de captadores planos ES-3.....	122
Tabla 24. Datos del ensayo de combustión de biomasa EB-2.	124
Tabla 25. Datos del ensayo del sistema híbrido EH-1.....	125
Tabla 26. Eficiencia del sistema de colectores.....	126
Tabla 27. Costos de elementos mecánicos.....	142
Tabla 28. Costos de accesorios de tubería galvanizada	143
Tabla 29. Costos de elementos electrónicos.....	144
Tabla 30. Costos de mano de obra	144
Tabla 31. Costos directos totales.....	145
Tabla 32. Costos indirectos	145
Tabla 33. Costo total.....	145

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación de productos que se pueden utilizar como biomasa.	7
Figura 2. Caldera de leña para calentamiento de agua de uso doméstico.	10
Figura 3. Calderas industriales para generación de vapor.	11
Figura 4. Cámara de combustión de biomasa.	17
Figura 5. Intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.	21
Figura 6. Intercambiador de calor en contracorriente o contraflujo.	21
Figura 7. Intercambiador de calor de flujo cruzado.	22
Figura 8. Intercambiador de calor de carcaza y tubos.	22
Figura 9. Intercambiador de calor tipo plato.	23
Figura 10. Calderas de biomasa horizontales.	27
Figura 11. Calderas de biomasa verticales.	28
Figura 12. Colectores solares.	29
Figura 13. Colector solar plano.	30
Figura 14. Colector de tubos al vacío.	31
Figura 15. Colector de polietileno.	32
Figura 16. Colector solar térmico mostrando sus principales componentes.	33
Figura 17. Esquema de balance energético en un colector solar.	35
Figura 18. Circuito térmico del colector: placa, cubierta y ambiente.	36
Figura 19. Transferencia de calor por convección natural en tarjetas de circuitos.	42
Figura 20. Esquema de un tubo con aislante térmico y modo de transferencia de calor por convección natural.	42
Figura 21. Capa límite de temperatura y velocidad en una placa plana vertical.	44
Figura 22. Aislante térmico de lana de oveja.	48
Figura 23. Aislamiento de cáñamo.	49
Figura 24. Aislamiento de fibra de lino.	50
Figura 25. Aislamiento de fibra de madera.	50
Figura 26. Aislamiento de algodón.	51
Figura 27. Aislamiento de Corcho.	52
Figura 28. Aislamiento de arcilla.	53
Figura 29. Lana de roca.	54
Figura 30. Poliestireno expandido.	55
Figura 31. Poliestireno extruido.	56
Figura 32. Espuma de Poliuretano.	57
Figura 33. Espuma de vidrio.	57

Figura 34. Recipiente a presión de sección no circular.	59
Figura 35. Esquema del recipiente 1 y 3 para cálculos.	60
Figura 36. Esquema del recipiente 2 para cálculos.	63
Figura 37. Catálogo de tubería galvanizada ISO R65 serie liviana II.....	67
Figura 38. Esquema del perfil estructural.....	69
Figura 39. Distribución de las paredes del Biocalefón.....	72
Figura 40. Sistema de resistencias térmicas del biocalefón	76
Figura 41. Esquema de distribución de tubos	78
Figura 42. Esquema del intercambiador de calor	80
Figura 43. Intercambiador de calor flujo cruzado	83
Figura 44. Gráfica distribución de temperaturas.....	84
Figura 45. Flujo cruzado con un fluido mezclado.	85
Figura 46. Diagrama del proceso del cuerpo y tapas del depósito de agua.	97
Figura 47. Doblado de la placa rectangular A	98
Figura 48. Doblado de la placa rectangular B	98
Figura 49. Diagrama del proceso del intercambiador y parrilla.....	99
Figura 50. Esquema de las perforaciones del intercambiador de calor.	100
Figura 51. Fabricación de agujeros en el cuerpo para el intercambiador de calor.	100
Figura 52. Soldadura de los tubos del intercambiador de calor.....	101
Figura 53. Intercambiador de calor y parrilla	101
Figura 54. Diagrama del proceso del soporte del caldero.	102
Figura 55. Diagrama del proceso de la chimenea.....	103
Figura 56. Diagrama de proceso del recubrimiento.....	104
Figura 57. Esquema de las perforaciones del recubrimiento.....	104
Figura 58. Diagrama de proceso del recubrimiento frontal.....	105
Figura 59. Diagrama de proceso de la puerta de combustión y mantenimiento. ..	105
Figura 60. Cursograma del ensamblaje del sistema biomasa.	106
Figura 61. Montaje del aislante térmico.	107
Figura 62. Ensamblaje del recubrimiento exterior	108
Figura 63. Ensamblaje del recubrimiento frontal y puertas.....	108
Figura 64. Recubrimiento con pintura anticorrosiva	109
Figura 65. Cursograma del ensamblaje del sistema híbrido solar/biomasa	110
Figura 66. Modelo en 3D para ensamblaje	110
Figura 67. Sensor de nivel de líquidos	111

Figura 68. Termocupla tipo k	112
Figura 69. Circuito integrado AD595AQ	112
Figura 70. Circuito amplificador para termocupla tipo k.....	113
Figura 71. Sensor DHT11	113
Figura 72. Sensor de presión MPX5700GP	114
Figura 73. Medidor portátil de radiación solar	114
Figura 74. Anemómetro portátil.....	115
Figura 75. Cursograma del ensamblaje del sistema de instrumentación.....	116
Figura 76. Diagrama P&ID del sistema hibrido	117
Figura 77. Ubicación de sensores en el sistema solar.	118
Figura 78. Arduino Mega 2560.....	119
Figura 79. Interfaces del microcontrolador	120
Figura 80. Conexiones de la instrumentación del sistema	120
Figura 81. Eficiencia vs $U \cdot Th - Tald$	129
Figura 82. Temperatura de Agua, Temperatura de entrada de agua a colectores, Temperatura de salida de agua de los colectores vs el tiempo de calentamiento.....	130
Figura 83. Irradiación solar vs Tiempo (sistema de colectores solares)	131
Figura 84. Temperatura de Agua, Temperatura de cámara de combustión, Temperatura de salida de gases vs el tiempo de calentamiento.	132
Figura 85. Temperatura de Agua, Temperatura de entrada de agua a colectores, Temperatura de cámara de combustión, Temperatura de salida de agua de los colectores, Temperatura de salida de gases, vs el tiempo de calentamiento.....	140
Figura 86. Irradiación solar vs Tiempo (sistema híbrido)	141

NOMENCLATURA

<i>ACS</i>	Agua caliente sanitaria
<i>A</i>	Área
<i>A_c</i>	Área de los colectores
<i>CO</i>	Monóxido de carbono
<i>c</i>	Distancia desde el eje neutro a la sección de las fibras
<i>E_j</i>	Eficiencia de la junta de soldadura
<i>E_{jt}</i>	Eficiencia de la junta de soldadura de los tubos
<i>F_r</i>	Factor de remoción de calor
<i>GLP</i>	Gas licuado de petróleo
<i>%h</i>	Porcentaje de humedad base húmeda
<i>HR</i>	Humedad relativa
<i>H</i>	Longitud Placa larga
<i>h</i>	Longitud placa corta
<i>I</i>	Irradiación
<i>k</i>	Conductividad térmica
$\overline{Nu_D}$	Número de Nusselt
<i>P</i>	Presión del recipiente
<i>P_d</i>	Presión de diseño
<i>P_h</i>	Peso húmedo
<i>P_s</i>	Peso seco
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior
<i>PCS</i>	Poder calorífico superior
<i>Q_u</i>	Calor útil

Re_D	Número de Reynolds
S_{m1}	Esfuerzo de membrana placa corta
S_{m2}	Esfuerzo de membrana placa larga
SbT_N	Esfuerzo de flexión placa corta
Sb_M	Esfuerzo de flexión placa larga
ST_N	Esfuerzo total placa corta
ST_M	Esfuerzo total placa larga
T_{fi}	Temperatura de entrada del fluido
T_a	Temperatura ambiente
t_1	Espesor de placa corta
t_2	Espesor placa larga
t_d	T de diseño
U	Coeficiente global de transferencia
ΔT	Diferencia entre temperaturas
τ	Transmitancia de la cubierta del vidrio
α	Absortancia de la placa absorbadora
α	Parámetro de recipientes rectangulares
ρ	Densidad

RESUMEN

En el presente proyecto de investigación se planteó realizar el diseño, construcción y evaluación energética de un sistema híbrido conformado por dos sistemas uno con captadores solares planos y otro con combustión de biomasa, que tienen como objetivo calentar 300 litros de agua de uso doméstico. Se tiene el sistema de combustión de biomasa que se va a utilizar en días donde no exista una radiación solar suficiente para el funcionamiento del sistema de captadores planos, en donde el agua es calentada desde 22°C hasta 48°C en un tiempo de 30 minutos, con la quema de 3.5 kg de madera seca de eucalipto, obteniendo un calor útil de 11.65 kW suministrado desde la cámara de combustión. Las pérdidas en el sistema son de 6.38 kW y la eficiencia promedio es de 43%. Se tiene el sistema de captadores solares planos donde el agua se calienta desde 22°C hasta 47°C en un tiempo de una hora con 15 minutos teniendo una radiación solar global promedio de 481.33 W/m², obteniendo un calor útil promedio de 3.21 kW suministrado desde la cámara de combustión. Obteniendo una eficiencia promedio es de 59%. Ambos sistemas funcionan conjuntamente calentando el agua desde los 21°C hasta los 43°C en 20 minutos con 4 kg de madera de eucalipto seca, y una irradiación solar promedio de 461.8 W/m².

PALABRAS CLAVE

HÍBRIDO

- SOLAR
- BIOMASA
- DISEÑO
- CONSTRUCCIÓN

ABSTRACT

In the current research project was raised to perform the design, construction and energy assessment of a hybrid system composed of two systems, one with flat solar collectors and another with combustion of biomass, which have as their objective heat 300 liters of water for domestic use. It is the system of combustion of biomass to be used on days where there is not a sufficient solar radiation for the operation of the system of planes collectors, where the water is heated from 22°C to 48°C in a time of 30 minutes, with the burning of 3.5 kg of dry wood of eucalyptus, getting a useful heat of 11.65 kW supplied from the combustion chamber. The losses in the system are of 6.38 kW and the average efficiency is 43%. It is the system of flat solar collectors where the water is heated from 22°C to 47°C in a time of one hour with 15 minutes taking a global solar radiation average of 481.33 W/m², getting a useful heat average of 3.21 kW supplied from the combustion chamber. Getting an average efficiency is 59%. Both systems works in conjunction heating the water from 21°C to 43°C in 20 minutes with 4 kg of eucalyptus wood dry, and an average of 461.8 solar irradiation W/m².

KEYWORDS

- **HYBRID**
- **SOLAR**
- **BIOMASS**
- **DESIGN**
- **MANUFACTURING**

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

1.1.1 Biomasa

La biomasa es toda materia orgánica proveniente de un proceso biológico, su aprovechamiento constituye una fuente renovable de energía. Por su amplia definición, la biomasa abarca un amplio conjunto de materias orgánicas que se caracteriza por su heterogeneidad, tanto por su origen como por su naturaleza. Estos recursos biomásicos pueden agruparse de forma general en agrícolas y forestales.

La energía de la biomasa proviene del Sol. Mediante el proceso, que es conocido como la fotosíntesis, el reino vegetal absorbe y almacena una parte de la energía solar que llega al planeta Tierra. El aprovechamiento de la biomasa puede hacerse a través de cuatro procesos básicos mediante los que puede transformarse en calor y electricidad: combustión, digestión anaerobia, gasificación y pirolisis.

En el Ecuador, en el año 2013 un grupo de investigadores del departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, desarrollaron e instalaron un biocalefón para el calentamiento de agua sanitaria en la hostería del Polylepis Lodge, ubicado en la provincia de El Carchi a 3.600 metros sobre el nivel del mar. El biocalefón utiliza biomasa seca residual en un proceso de combustión, mediante una

cámara de incineración de medio metro cúbico, que quema esta sustancia orgánica renovable que consiste principalmente en: madera seca y hojarasca de eucalipto, produciendo energía térmica que se transfiere a través de un intercambiador de calor hacia el agua de la red de la hostería, elevando su temperatura aproximadamente hasta unos 55 grados centígrados que es lo recomendable para el uso de duchas y lavamanos. (Ciuffardi, 2009).

1.1.2 Colector solar plano

El calentamiento de agua mediante energía solar, más allá de ser una alternativa ecológica, se ha convertido en una tecnología económicamente atractiva y competitiva en muchos países.

Los colectores solares son dispositivos utilizados para coleccionar, absorber y transferir energía solar a un fluido, que puede ser agua o aire. La energía solar, puede ser utilizada para calentar agua, para sistemas de calefacción o para climatización de piscinas.

Los colectores solares planos son los más usados para calentar agua en los hogares y para los sistemas de calefacción. Un colector compone básicamente de una caja metálica con aislamiento con una cubierta de vidrio o de plástico (la ventana) y de una placa absorbente de color oscuro. La radiación solar es absorbida por la placa que está construida de un material que transfiere rápidamente el calor a un fluido que circula a través de tubos en el colector.

En el Ecuador, en el año 2013 un grupo de investigadores del departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE desarrollan el diseño y construcción de un calentador solar de agua con capacidad de 200 litros. En el desarrollo del sistema de 2 colectores solares planos. Se colocó en paralelo y en serie para poder ver el comportamiento del sistema como tal. Se obtuvieron diversos resultados, obteniendo en paralelo un mayor volumen de agua caliente sanitaria (ACS), llegando a bordear los 80 °C en un ciclo cerrado, mientras que en un sistema en serie se obtiene una mayor temperatura de agua caliente sanitaria. Se pudo observar que la eficiencia en el Ecuador es relativamente alta llegando 65%

en comparación con otros sistemas térmicos como México que llega al 40-50% de eficiencia. (Jose Pilliajo, 2007)

La energía solar térmica podría alcanzar un gran desarrollo en el país, si se establece un marco de subvenciones más completo y adecuado que el actual y, sobre todo, si se adoptan medidas para su promoción y su conocimiento por los potenciales usuarios.

1.1. Definición del problema

En la actualidad en el Ecuador se está propulsando un cambio de su matriz energética, tratando de disminuir el uso de combustibles fósiles, tratando de disminuir el uso de combustibles fósiles, mediante el desarrollo en un 8% de energías renovables y un 1% de biomasa.

Es muy importante dar a conocer y contribuir en las investigaciones que aprovechan el recurso solar y la combustión de biomasa, como sistema híbrido para la generación de energía térmica para calentamiento de agua.

Sin embargo no se dispone de un sistema híbrido solar/biomasa que permita sustentar técnicamente futuras investigaciones.

1.2. Objetivos

1.2.1. General

Desarrollar un sistema híbrido solar/biomasa para calentamiento de 300 Litros de agua para uso sanitario, como una solución alternativa al calefón convencional de gas que en la actualidad presenta dificultades por ser un combustible subsidiado y el país no dispone de este recurso.

1.2.2. Específicos

- Elaborar una investigación de la demanda energética para calentar agua de uso doméstico, utilizando energía no convencional.
- Desarrollar el análisis energético y modelación térmica de los componentes de la instalación.

- Fabricar un prototipo experimental de un sistema híbrido y realizar las pruebas requeridas.

1.3. Alcance

En la presente investigación se realiza el diseño y construcción de los componentes de un sistema de combustión de biomasa para calentar 300 litros de agua de uso sanitario, el funcionamiento de este sistema de calentamiento. Además, el sistema puede ser calentado con energía solar de baja temperatura, mediante el uso de seis colectores planos del laboratorio de Energías Renovables.

Al mencionado equipo, se deben realizar las pruebas de validación del funcionamiento técnico y caracterizar las variables energéticas de acuerdo con los modelos matemáticos que rigen los procesos de conversión y aprovechamiento de la energía solar, conjuntamente con el proceso de combustión de biomasa.

1.4. Justificación e importancia de la investigación.

El Ecuador a través de su Plan del Buen Vivir 2013 – 2107 tiene establecidos objetivos de mejora de la matriz productiva. Para el cumplimiento de este objetivo, deben impulsarse los proyectos de utilización de otras energías renovables: geotérmica, biomasa, eólica y solar.

En este contexto el Ecuador ha logrado avances significativos en materia de energías renovables no convencionales. Proyectos de generación eólica en varios sectores del país y otros de tipo solar lo ratifican.

Cabe destacar que el Ecuador está propulsando un cambio de su matriz energética al año 2020, actualmente del 34% en generación térmica, 43% en generación hidroeléctrica, 12% con gas natural, 10% importaciones y el 1% con biomasa, a un escenario del 86% en hidroelectricidad, 3% en generación térmica, 8% en energía renovable, 1% en importaciones y un 2% en gas natural.

El Gobierno Nacional aspira a reducir el consumo de gas licuado de petróleo (GLP), que los ciudadanos usan masivamente. Los consumidores

pagan de 2 a 3 dólares de los 12,15 dólares que realmente cuesta el cilindro de 15 libras. La subvención está vigente desde los setenta, pero a la vuelta de 40 años, la producción local de GLP apenas cubre el 20% de más de un millón de toneladas de gas que se demandan al año, el resto se importa de Panamá, Estados Unidos, Perú, Argentina y Nigeria. La propuesta de eliminar el subsidio es arriesgada, puesto que la población está acostumbrada a un gas barato pero el Gobierno recuerda a la gente que a partir de 2017 el cilindro de gas costará entre 15 y 20 dólares. (Constante, 2014)

En el presente proyecto se pretende diseñar y construir un sistema energético híbrido que nos permita aprovechar dos tipos de fuente de energía como la solar y la biomasa como alternativa para los procesos de calentamiento de agua comunes como el calefón a gas tomando en cuenta la eliminación del subsidio del gas licuado de petróleo (GLP), sentando un precedente de investigación para empresas, centros de investigaciones y universidades en beneficio del cambio de la matriz energética del país.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Análisis energético de la biomasa

2.1.1. Biomasa

La Biomasa es toda materia orgánica que proviene de un proceso de formación biológico, su aprovechamiento constituye una fuente renovable de energía. Por su amplia definición, la biomasa abarca un amplio conjunto de materias orgánicas que se caracteriza por su heterogeneidad, tanto por su naturaleza como por su origen. Estos recursos energéticos pueden agruparse de forma general en agrícolas y forestales.

La energía de la biomasa proviene del Sol. Mediante el proceso que es conocido como la fotosíntesis, el reino vegetal absorbe y almacena una parte de la energía solar que llega al planeta Tierra y la transforma en energía química.

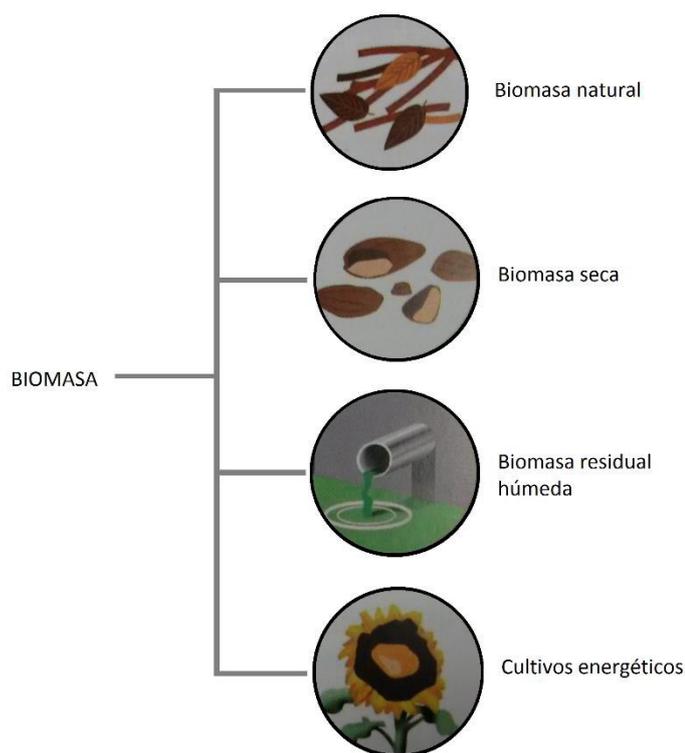


Figura 1. Clasificación de productos que se pueden utilizar como biomasa.

Fuente: (Madrid, Energía solar Térmica y de concentración: Manual práctico de diseño, instalación y mantenimiento, 2009)

La biomasa se diferencia de otros recursos energéticos, ya que es un recurso potencialmente renovable. El carbón, el gas, el petróleo y otros combustibles fósiles, no se consideran biomasa, aunque deriven de material vivo. El tiempo necesario para la formación de estos combustibles (millones de años) hacen que no puedan ser considerados como renovables. (Madrid, Energías Renovables, 2008).

2.1.2. Métodos de conversión de la biomasa en energía

Existen varios métodos para transformar la biomasa en energía, los más utilizados son los métodos:

- Termoquímicos
- Biológicos

a) Métodos termoquímicos

Estos métodos se basan en la utilización del calor como fuente de transformación de la biomasa. Están muy desarrollados para la biomasa seca. Hay tres tipos de procesos que dependen de la cantidad de oxígeno presente en la transformación:

Combustión: En este método se quema la biomasa con exceso de oxígeno. Es el método más tradicional para la obtención de calor en entornos domésticos, para la producción de calor industrial o para la generación de energía eléctrica.

Pirólisis: En este método se somete a la biomasa altas temperaturas que se encuentran alrededor de los 500°C sin presencia de oxígeno. Se utiliza para producir carbón vegetal y también para obtener combustibles líquidos semejantes a los hidrocarburos.

Gasificación: En este método se somete a la biomasa a muy altas temperaturas en presencia de cantidades limitadas de oxígeno, las necesarias para conseguir así una combustión completa. Según se utilice aire u oxígeno puro, se obtienen dos productos, en el primer caso se obtiene gasógeno o gas pobre, que se puede utilizarse para obtener electricidad y vapor, en el segundo caso, se obtiene gas de síntesis que puede ser utilizado para la fabricación de algunos combustibles líquidos. (Madrid, Energías Renovables, 2008)

b) Métodos biológicos

Estos procesos se basan en la utilización de diversos tipos de microorganismos que degradan las moléculas a compuestos más simples pero de alto contenido energético. Son métodos que se mejor se aprovechan cuando la biomasa tiene un alto contenido en humedad, dentro de este método hay dos clases, la fermentación alcohólica que convierte el azúcar en etanol y la digestión anaerobia para producir metano. Son métodos adecuados para biomásas de alto contenido de humedad. (Madrid, Energías Renovables, 2008)

2.1.3. Aprovechamiento energético de la biomasa

Las utilidades de la biomasa son muy variadas, pero para el aprovechamiento energético se debe proceder a su combustión, Si se realiza la combustión directa de la biomasa solida se debe tomar en cuenta un previo secado si esta tiene excesiva humedad, no debe sobrepasar el 15% de humedad, sin embargo se puede obtener combustibles líquidos o gaseosos a partir de tratamientos físico, químicos o biológicos, los cuales pueden ser quemados en calderas o motores, de donde se extrae el calor y trabajo mecánico.

Así tenemos para el aprovechamiento energético de la biomasa los procesos:

a) Procesos primarios:

- La combustión en calderas.
- La combustión en motores de explosión.

b) Procesos secundarios:

- Calentamiento de agua, aceites térmicos y otros fluidos.
- La generación de vapor para procesos industriales y la generación de electricidad en turbinas de vapor.
- La generación de electricidad en turbinas de gas, vapor y de ciclo combinado.
- La cogeneración para producir electricidad y calor. (Rodríguez, 2000)

Tabla 1.

Valor energético de distintos tipos y productos de biomasa.

Biomasa	MJ/kg
Madera verde (por combustión directa)	8
Madera seca (por combustión directa)	20
Metano (por fermentación de biomasa)	55
Carbón vegetal (por combustión anaeróbica de masas vegetales)	23-30
Etanol (por combustión aeróbica de biomasa con alto contenido)	28

Fuente: (Madrid, Energías Renovables, 2008)

Para su combustión en hornos se ha desarrollado métodos de fabricación de productos como las briquetas y los pellets que son biomasa triturada, prensada, compactada y aglomerada que se usa como combustible sólido. Esto con el fin de mejorar las características comerciales y de aprovechamiento de la biomasa.

2.1.4. Aplicaciones térmicas de la biomasa

La generación de calor puede realizarse a dos niveles:

- A nivel doméstico: generación de calor y agua caliente para estufas y calderas de uso doméstico.
- A nivel industrial: generación de calor para procesos industriales

a) Aplicaciones térmicas domésticas

Los principales usos de la biomasa como energía térmica son la calefacción, cocción de alimentos y el calentamiento de agua sanitaria (ACS).

Las calderas empleadas para el abastecimiento de calefacción y agua caliente sanitaria en viviendas particulares son calderas de pequeñas dimensiones de 40 a 100 kW.

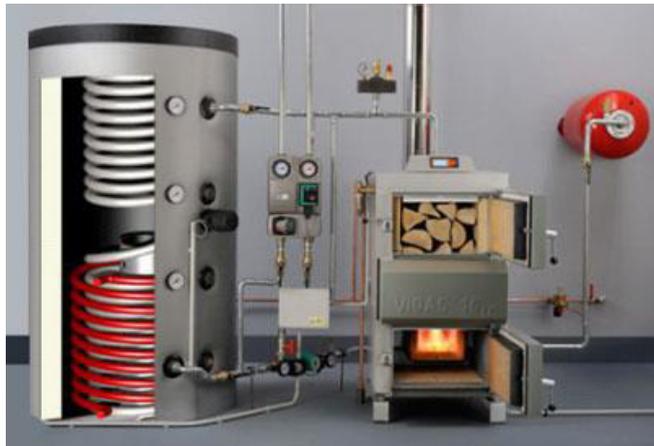


Figura 2. Caldera de leña para calentamiento de agua de uso doméstico.

Fuente: (VIGAS, 2015)

Cabe destacar que a pesar de la alta tasa de penetración de energéticos como el GLP, una gran proporción de hogares (más del 77% en el área rural

y del 11% en la urbana) continúan empleando la leña y otras formas de biomasa como fuente de energía. (Barriga & Balseca, s.f.)

b) Aplicaciones térmicas industriales

En este ámbito muchas industrias utilizan fuentes de biomasa para generar el calor requerido para procesos propios como es el caso del secado de productos agrícolas, extracción de semillas en viveros, producción de cal, etc. Incluso muchas industrias utilizan la biomasa como fuente para generación de calefacción y para el calentamiento de agua sanitaria para sus instalaciones.

A nivel industrial la combustión se realiza en hornos en los que se puede generar vapor sobrecalentado a altas presiones, del cual se usa su calor latente y su calor sensible como fluido caloportador en procesos, o también se aprovecha su energía cinética para mover los alabes de una turbina y así generar electricidad. (Rodríguez, 2000)

La producción de vapor representa un consumo intensivo de energía y emplea principalmente bagazo, diésel y fuel oíl donde el bagazo cubre más del 63% de la demanda energética para la producción de vapor, su contribución energética es importante por ser una fuente de energía renovable que reduce la demanda de hidrocarburos en el sector. (Barriga & Balseca, s.f.)



Figura 3. Calderas industriales para generación de vapor.

Fuente: (VIGAS, 2015)

2.1.5. Aprovechamiento por combustión directa

La combustión directa de la biomasa vegetal es el método más conocido y primitivo de aprovechamiento de la energía contenida en ella. La combustión debe ser rápida y exotérmica con un aumento rápido de la temperatura produciendo también la emisión de luz.

Cuando se usa materia orgánica como combustible, la biomasa reacciona con el oxígeno produciendo suficiente energía como para autoalimentarse, la reacción cede calor al medio, y los productos que se forman por la combustión alcanzan tal temperatura que se ponen incandescente. Cuando se queman completamente los compuestos orgánicos, el combustible es oxidado totalmente por el comburente, produciendo los productos de la combustión:



Materia orgánica combustible	Oxígeno comburente	Dióxido de carbono	Agua	Óxidos de azufre y nitrógeno
------------------------------	--------------------	--------------------	------	------------------------------

El exceso de humedad en la materia orgánica, o la falta de oxígeno lo cual provoca que la combustión sea incompleta dando como resultado la generación de carbonilla y monóxido de carbono CO, la materia sólida vegetal tiene un contenido de agua superior al 50% en peso por lo que es muy necesario realizar un secado previo para obtener un producto con un contenido en humedad inferior al 15% y que se pueda realizar una correcta combustión.

La biomasa de origen vegetal posee poco contenido de azufre por lo cual las emisiones a la atmósfera en forma de óxidos son muy bajas. Lo que da como resultado que la corrosión en los equipos de combustión sea mínima debido a que en la reacción de óxidos de azufre con el vapor de agua la producción de ácido sulfúrico sea escasa, como ocurre con los combustibles fósiles sólidos y líquidos. (Rodríguez, 2000).

El poder calorífico es la cantidad de energía por unidad de masa que un combustible desprende al quemarse, normalmente se expresa en Kcal/Kg. Como índice del contenido energético de un combustible se puede definir el poder calorífico superior (P.C.S.) e inferior (P.C.I). Cuando el comburente aire u oxígeno, está seco y en condiciones normales y se enfrían los productos de la combustión hasta 0 °C, condensándose el vapor de agua formado se dice que es el P.C.S. Y se puede determinar conociendo la composición porcentual de los elementos químicos más importantes de la biomasa: carbono, oxígeno, hidrogeno, y azufre, aplicando la ecuación 1, establecida por Dulong calculamos con muy buena aproximación el P.C.S.:

$$P.C.S. = \frac{8100 * \%C + 34000 \left(\%H - \frac{\%O}{8} \right) + 2500 * \%S}{100} \quad (1)$$

Para calcular la humedad de la biomasa debemos conocer el peso húmedo P_h y el peso seco P_s . La humedad relativa se puede referir a base húmeda %h como se muestra en la ecuación 2:

$$\%h = \frac{(P_h - P_s)}{P_h} * 100 \quad (2)$$

En la ecuación 3 el P.C.I. es el valor del P.C.S. menos el calor latente de vaporización de la cantidad de agua condensada. Calculando el P.C.S., si se conoce el %h, de humedad del combustible, podemos calcular el P.C.I. por:

$$P.C.I = P.C.S. - 560 * \frac{\%h}{100} \quad (3)$$

El rendimiento en la producción de calor de la biomasa es relativa a la tecnología de combustión y tipo de biomasa vegetal, función de la humedad, y oscila entre el 30 y el 90% sobre el P.C.I. Cuando se produce vapor de alta presión para la generación de electricidad el rendimiento esta 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 cáscaras de almendra,

cascarilla de arroz, serrín, viruta, recortes de chapa de madera, etc. (Rodríguez, 2000)

Tabla 2.

Poder calorífico inferior de algunos tipos de materia vegetal.

Tipo de materia vegetal	P.C.I EN Kcal/Kg
Madera de Pino, 15%h	4500 a 4700
Madera de Abedul, 15%h	4000 a 4500
Madera de Abeto, 15%h	4200 a 4300
Madera de alerce y Encina, 15%h	4300
Madera de Fresno y Aliso, 15%h	4000
Madera de Arce, 15%h	3800
Carbón Vegetal	7200 a 8000
Briquetas de Carbón vegetal	5800 a 76000
Briqueta de residuo de Algodón, 9%h	3300
Astilla de Brezo, 8%h	4000
Astilla de Castaño, 9%h	470
Ramas de poda de Manzano, 0%h	4300
Ramas de poda de Almendro, 0%h	4100
Hueso de aceituna, 14%h	3800
Olivo de ramas finas, 0%h	4300
Orujiullo de Aceituna, 14%h	3800
Astilla de Eucalipto, 0%h	4500
Briquetas de paja, tallos de girasol, caña de maíz	3000 a 4000

Fuente: (Rodríguez, 2000)

2.1.6. Biomasa forestal

En el país las plantaciones forestales aportan con el 12% aproximadamente de la demanda maderera. De los 11.7 millones de metros cúbicos que se considera un volumen aproximado de madera en dichas plantaciones, 4.7 millones de metros cúbicos se aprovechan como madera, mientras que 7 millones de metros cúbicos son desechos que en términos energéticos equivalen a 1.2 millones de TEP.

La madera pertenece a las fuentes renovables de energía que se agrupan bajo el nombre de biomasa: leña, arbustos, restos de poda, residuos forestales y agrícolas, residuos de las industrias papeleras.

El componente leña es considerado como combustible domestico también como materia prima para la fabricación de carbón vegetal y como combustible industrial para calderas en fábricas industriales. (Garcia, 2002)

El uso de leña como combustible en el sector doméstico es mayoritariamente de ramas y de residuos de troncos cortados para industrias madereras. Por lo tanto no se pone en práctica la tala de árboles con fines exclusivamente energéticos. (Barriga & Balseca, s.f.).

Tabla 3.

Análisis de la leña seca de diferentes maderas.

ITEM	CEDRO	CIPRES	PINO	ROBLE	PROMEDIO
Análisis Elemental, (%)					
C	48,8	54,98	52,55	49,49	51,46
H	6,37	6,54	6,08	6,62	6,40
O	44,46	38,08	41,25	43,74	41,88
S	-	-	-	-	-
N	-	-	-	-	-
Cenizas, %masa	0,37	0,4	0,15	0,15	0,27
Poder Calorífico, (kcal/kg)					
Superior	4667	5484	4944	4828	4981
Inferior	4322	5130	4616	4665	4683

Fuente: (Garcia, 2002)

La capacidad térmica específica de la leña varía de 0,45 a 0,66 kcal/kg°C.

El poder calorífico inferior de la madera puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$PCI = 4756 - 53,418(\%humedad) \quad (4)$$

Usando esta ecuación se puede construir la Tabla 3 hasta el límite práctico de la inflamabilidad que es al 68% de humedad.

Para fines de planteamiento energético se usa el valor de 3300 kcal/kg como poder calorífico superior. (Garcia, 2002)

Tabla 4.**Poder calorífico de la leña en función de la humedad.**

HUMEDAD (%masa)	PODER CALORÍFICO INFERIOR (Kcal/kg)
0	4756
10	4221
20	3687
30	3153
40	2619
50	2085
60	1551
68	1124

Fuente: (García, 2002)

2.1.7. Ventajas de la biomasa

- La biomasa que se basa de los residuos orgánicos vegetales y residuos forestales ayuda a la economía de los sectores rurales.
- En comparación con otras energías la biomasa es abundante y la energía que produce es renovable y no produce contaminantes para el ecosistema.
- El uso de biomasa como combustible disminuye el consumo de energías provenientes de combustibles fósiles.
- La madera como biomasa es un combustible ecológico ya que cuando se quema libera CO₂ a la atmósfera, pero es el mismo CO₂ que absorbió de ella durante su crecimiento. (EcologíaVerde, 2015)
- La biomasa en comparación con otras fuentes de energías renovables se puede almacenar durante periodos largos de tiempo. (Madrid, Energías Renovables, 2008)

2.2. Cámaras de combustión de biomasa

Es donde ingresa el biocombustible y se produce el proceso de combustión en la caldera, y se pueden distinguir 3 partes.

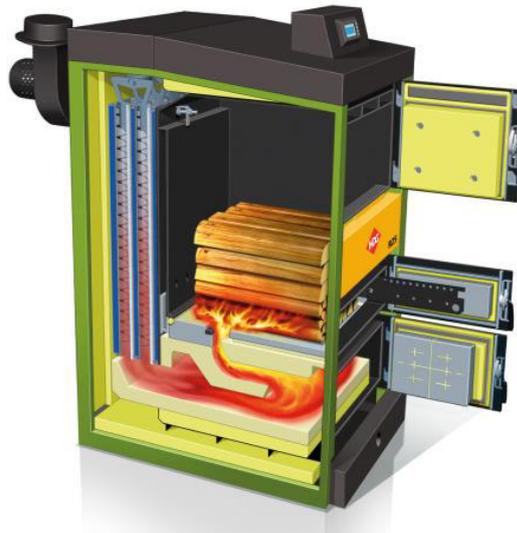


Figura 4. Cámara de combustión de biomasa.

Fuente: (VIGAS, 2015)

La primera es donde el combustible se mezcla con el aire primario y, por medio de una combustión parcial, se gasifica la biomasa, es decir, se transforma en gas combustible. En el caso de las estufas o calderas de eflorescencia (carga desde abajo) equivaldría al crisol, en quemadores sería la parrilla fija y en calderas grandes la parrilla móvil.

La segunda, es donde se puede observar claramente una llama y donde suele entrar el aire secundario.

La tercera está compuesta por el resto de cámara donde no hay llama visible. En esta parte se sigue produciendo combustión, pero la concentración de oxidaciones es baja e invisible a simple vista, aunque es una zona clave para la reducción de CO e compuestos no quemados. En algunas cámaras este espacio se encuentra separado y entonces se denomina cámara de postcombustión.

Como norma general, las cámaras de combustión tienen un rango de temperatura de trabajo óptimo situado entre los 600 y 900°C. Por debajo de esa temperatura los compuestos no quemados y CO aumentan de forma muy patente. Y en el caso contrario, por encima de esa temperatura, se disparan los niveles de NOx por oxidación del nitrógeno del aire, y también provocan la

necesidad de usar materiales más resistentes y costosos en la construcción de las cámaras.

La temperatura de la llama depende de la humedad, densidad y poder calorífico del material a quemar, que provoca que esta sea mucho más elevada o mucho más baja.

2.2.1. Materiales de la cámara de combustión

Las diferentes partes de la cámara de combustión están generalmente formadas de metales, a las se puede optar o no por agregar un recubrimiento de material refractario en función de las necesidades.

a) Metal

Se utiliza chapa o fundición, normalmente procedente de aleaciones de aceros inoxidables. Aunque a simple vista las diferentes cámaras de combustión pueden parecer similares, pueden existir grandes diferencias en las características del metal en las que han sido fabricadas, esto dependiendo de los otros elementos aleados con el hierro, su comportamiento frente al uso cotidiano puede variar drásticamente.

Este material tiene que ser capaz de resistir las elevadas temperaturas de trabajo y los elementos químicos presentes en la combustión de biomasa sin sufrir problemas. En el caso que se supere la temperatura de trabajo de ese metal, su cristalización interna se modifica causando que se fragilice y deforme además el acero deje de ser inoxidable.

Cuanta más resistencia a las altas temperaturas y a la oxidación tenga el metal, será más difícil y costosa su mecanización y/o soldado, además estos procesos pueden ser mucho más caros el metal en sí. Esta es una de las razones por las que las calderas de calidad son más caras, aunque puedan parecer similares a otras menos costosas.

b) Refractario

Se refiere a piezas fabricadas con cemento refractario, a las que se le dan una forma concreta para que se adecúen al equipo, en el caso de las calderas grandes, se colocan ladrillos con los que se forma un muro.

En este caso, también existen diferentes tipos de material refractario, el comportamiento del cual puede variar en función de las temperaturas y elementos químicos de la combustión. Por ejemplo, un refractario que funciona perfectamente con pellet, se puede deshacer usando hueso de aceituna, y otro tipo de refractario no tener ningún problema con ambos combustible. Por esta causa, es muy importante su correcta elección. (GrupoNovaEnergía, 2014)

2.2.2. Tipos de cámaras de combustión

Se tiene que saber que las cámaras de combustión su funcionamiento parte de un proceso térmico en el cual la transferencia de calor depende de la energía liberada durante la combustión, la cámara de combustión tiene un papel importante, se la puede explicar cómo una máquina térmica en la cual se cumple parte de la transformación de la energía química, contenida en los enlaces moleculares del combustible, en energía térmica. Por definición, la eficiencia de un proceso de combustión depende de diversos principios, como: el nivel térmico y la turbulencia, de la estequiometría y de homogeneidad espacial de la mezcla reactiva. (Salvi, 1975)

Existen algunos tipos de calderas pero entre las más conocidas tenemos:

- De pulverización mecánica, o por presión
- De pulverización asistida, o por inyección de fluido auxiliar
- Cámaras que utilizan carbón pulverizado
- De flujo paralelo, con mezcla por turbulencia (a través de una turbina)
- Rotativos, de pulverización centrifuga dentro de la cámara
- Cámara de combustión tipo ciclón

- Cámaras de combustión de techo fluido

2.3. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo en el cual se efectúa la transferencia de energía térmica desde un fluido hasta otro. En los intercambiadores más comunes los fluidos se encuentran separados por una pared, que pueden variar desde una simple placa plana hasta configuraciones más complejas con pasos múltiples, aletas y deflectores. Para describir el proceso de intercambio de energía se requieren los principios de transferencia de calor por conducción y convección y en ocasiones por radiación.

Se usa un intercambiador de calor cuando se necesita calentar un fluido frío con un fluido con mayor temperatura, o reducir la temperatura de un fluido mediante otro fluido con menor temperatura, también se puede condensar un fluido en estado gaseoso por medio de otro fluido que se encuentre frío.

Para el diseño de los intercambiadores de calor intervienen muchos factores, entre los cuales se incluyen el análisis térmico, resistencia estructural, caída de presión y costo, así como factores de forma como el tamaño y el peso. (D.R.Pitts, 1979)

2.3.1. Tipos de intercambiadores de calor

a) Intercambiadores de calor según la disposición de la corriente del fluido de trabajo se pueden clasificar en:

- **Flujo paralelo:** En su funcionamiento los fluidos entran al intercambiador de calor por el mismo extremo y tanto el flujo interno y el flujo externo fluyen en la misma dirección. El fluido con más temperatura es el que transfiere el calor hacia el de menor temperatura, el fluido de menor temperatura no nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

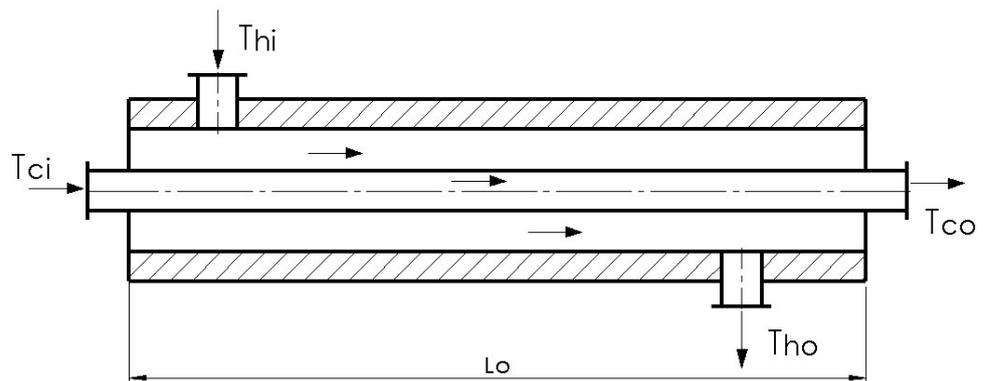


Figura 5. Intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.

- **Flujo en contracorriente:** En este caso los fluidos fluyen en la misma dirección pero sentido opuesto, cada uno de los fluidos entran al intercambiador de calor por diferentes extremos, este tipo de intercambiador es más eficiente que los otros tipos mencionados. El fluido con menor temperatura es el que sale en contraflujo por lo tanto el fluido más frío se aproximara a la temperatura del fluido de entrada que es el que tiene más temperatura.

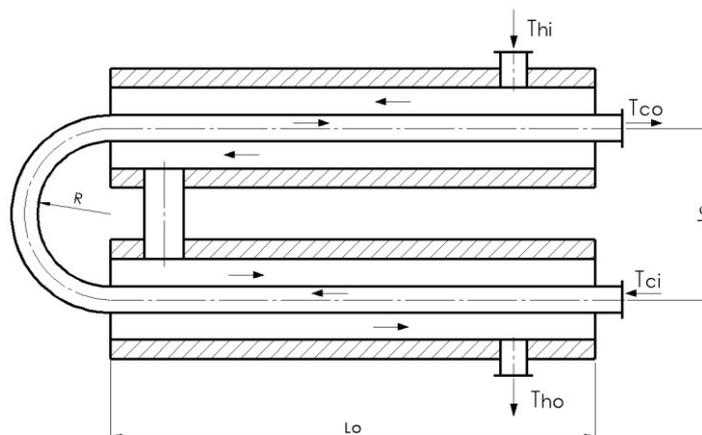


Figura 6. Intercambiador de calor en contracorriente o contraflujo.

- **Flujo cruzado:** Los intercambiadores de flujo cruzado, en su funcionamiento los fluidos fluyen en un ángulo recto uno con respecto

al otro como se ilustra en la figura que muestra un tipo de flujo cruzado con dos fluidos no mezclados. (Jaramillo, 2007).

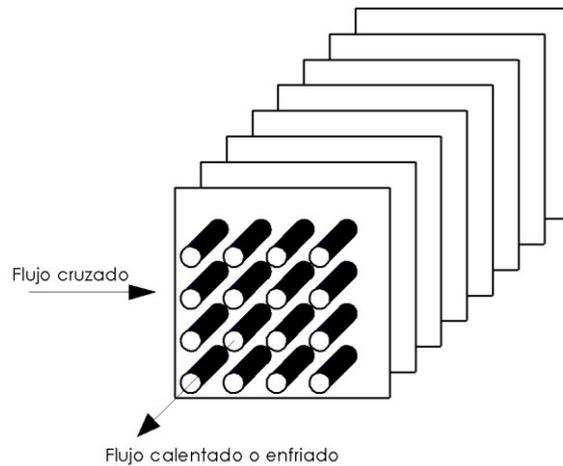


Figura 7. Intercambiador de calor de flujo cruzado.

Fuente: (D.R.Pitts, 1979)

b) Intercambiadores de calor según el tipo de construcción se pueden clasificar en:

- **Carcaza y tubo:** En su funcionamiento uno de los fluidos fluye en el interior de los tubos, mientras que el otro circula en el interior de la coraza y sobre el exterior de los tubos. (Holman, 1992)

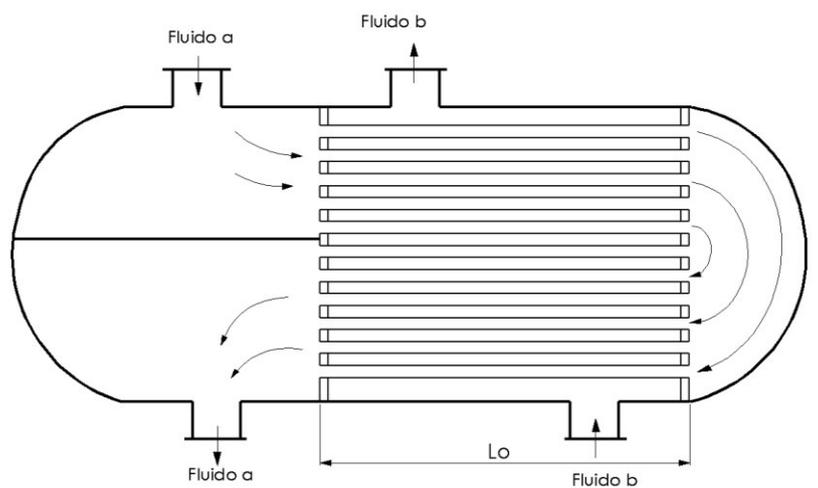


Figura 8. Intercambiador de calor de carcaza y tubos.

Fuente: (D.R.Pitts, 1979)

- **Plato:** Este tipo de intercambiador consiste de placas en lugar de tubos para separar los fluidos de trabajo caliente y frio. (Jaramillo, 2007)

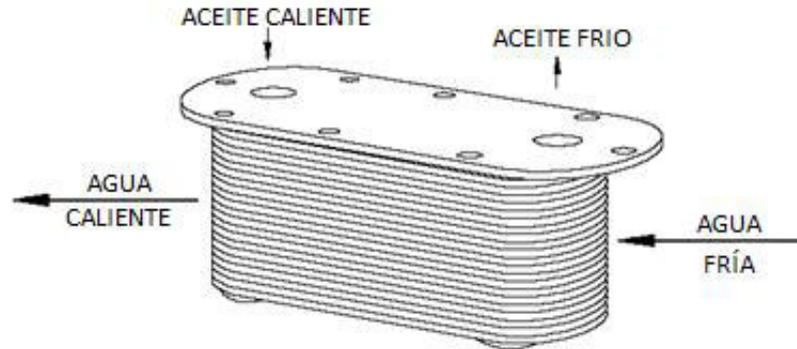


Figura 9. Intercambiador de calor tipo plato.

Fuente: (Jaramillo, 2007)

2.3.2. Cálculos de transferencia de calor

En el diseño térmico de intercambiadores de calor, se debe determinar el área superficial necesaria para transferir calor con una determinada rapidez para las temperaturas de los fluidos y con las condiciones de flujo dadas. Para facilitar se usa el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$q = UA\overline{\Delta T} \quad (5)$$

Donde $\overline{\Delta T}$ es una diferencia de temperatura promedio efectiva para todo el intercambiador de calor. (D.R.Pitts, 1979).

2.3.3. Coeficiente global de transferencia

En la siguiente ecuación se indica que el coeficiente global de transferencia de calor U es proporcional al recíproco de la suma de las resistencias térmicas. (D.R.Pitts, 1979).

Pared Plana:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (6)$$

Pared Cilíndrica:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{[r_o \ln(\frac{r_o}{r_i})]}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (7)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{[r_i \ln(\frac{r_o}{r_i})]}{k} + \frac{r_i}{r_o h_o}} \quad (8)$$

Donde:

h_o : Coeficiente de convección externa

h_i : Coeficiente de convección interna

r_i : Radio interior del tubo.

r_o : Diámetro exterior del tubo.

El subíndice i representa el interior de la pared y el subíndice o representa el exterior de la pared, para el caso de pared cilindra el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial deben ser compatibles, entonces decimos que:

$$q = U_o A_o \bar{\Delta T} = U_i A_i \bar{\Delta T} \quad (9)$$

Para el diseño de intercambiadores de calor se puede estimar los coeficientes globales de transferencia de calor, se tiene la tabla a continuación que indica los valores aproximados de U para algunos fluidos más comunes usados. (D.R.Pitts, 1979).

Tabla 5.
Coficiente global de transferencia de calor de combinación de fluidos.

COMBINACIÓN DE FLUIDOS	U	
	Btu/hr-pie ²	W/m ² -K
Aceite a aceite	30-55	170-312
Sustancias orgánicas a sustancias orgánicas	30-55	57-340
Vapor de agua a:		
Soluciones acuosas	100-600	567-3400
Aceite combustible, pesado	10-30	57-170
Liviano	30-60	170-340
Gases	3-50	28-284
Agua	175-600	993-3400
Agua a:		
Alcohol	50-150	284-850
Salmuera	100-200	567-1135
Aire comprimido	10-30	57-170
Alcohol condensado	45-120	255-680
Amoniaco condensado	150-250	850-1420
Freón 12 condensado	80-150	454-850
Aceite condensado	40-100	227-567
Gasolina	60-90	340-510
Aceite lubricante	20-60	113-340
Solventes orgánicos	50-150	284-850
Agua	150-300	850-1700

Fuente: (D.R.Pitts, 1979)

2.4. Calderos de biomasa

Son un tipo de calderas usan combustibles naturales que vienen de fuentes renovables para su funcionamiento. Los biocombustibles que utilizan estas calderas tienen un alto poder calorífico por unidad de peso, (alcanza las 4.200 kcal/kg) y hace del biocombustible una forma de energía rentable, renovable y aporta a la caldera de biomasa muy buenos rendimientos caloríficos.

Por ejemplo, se pueden utilizar para calentamiento de agua según parámetros determinados. Estas funcionan según el esquema de corriente unidireccional con un gasto constante del agua. La temperatura final de caldeo

se determina por las condiciones prefijadas para mantener una temperatura estable en viviendas y locales de trabajo que se calientan por medio de los aparatos de calefacción a través de los cuales circula el agua calentada en la caldera. Por eso, siendo constante la superficie de los aparatos de calefacción, la temperatura del agua que suministra a estos se eleva al descender la temperatura del medio ambiente. Normalmente el agua de la red de calefacción se calienta desde 70 – 104 hasta 150 – 170°C. En último tiempo hay una tendencia a elevar la temperatura de calentamiento del agua de hasta 180 – 200°C. (Baskakov, 1982)

2.4.1. Funcionamiento caldera biomasa

Tiene un funcionamiento similar a una caldera de gas. El combustible (Biomasa) que se le proporciona es quemado provocando una llama horizontal que entra en la caldera similar a lo que ocurre en la combustión de Diésel. El calor generado durante la combustión (en este caso de combustible natural) es transmitido al circuito de agua en el intercambiador incorporado en la caldera.

Cuando se quema biomasa se produce un poco de ceniza, que se recoge generalmente en un cenicero que debe vaciarse unas cuatro veces al año. Para optimizar el funcionamiento de la caldera de biomasa, podemos colocar un acumulador, que almacenará el calor de una forma similar a un sistema de energía solar.

2.4.2. Tipos de calderas de biomasa

a) Según el tipo de combustible que utilizan

Los tipos de calderas de Biomasa solo se dividen según el tipo de combustible que utilizan.

- **Calderas de pellets:** Únicamente se alimentan de combustibles uniformes, como pellets o huesos de aceituna, que se absorben a la caldera por medio de succión o tornillo sin fin. Son las más comunes para potencias medias (uso doméstico).

- **Calderas policombustible:** Son calderas muy versátiles porque pueden alimentarse con todo tipo de biocombustible triturado como: Pellet, Hueso de aceituna, Maíz, Cáscara de Almendra, también existe la posibilidad de adaptarlas para la combustión de Leña.

Se requiere mayor capacidad de almacenamiento. Son de mayor tamaño y potencia (uso industrial).

- **Estufas de leña:** Son calderas que se alimentan únicamente de leña y su combustión es por gasificación. Este tipo de Calderas de Leña ofrecen un mejor rendimiento y una larga vida útil. (Emesico, 2016)

b) Según la forma

- **Calderas horizontales tipo GOS**



Figura 10. Calderas de biomasa horizontales.

Fuente: (Fontalcón, 2016)

La caldera tipo GOS esta direccionada principalmente al empleo del pino luego serrado como su comburente principal. Se puede poner cualquiera tipo de leña, astillas de madera, aserrín y oleo.

El antehorno es acuatubular en la parte superior, con ladrillo refractario en los laterales y reja vibratoria en hierro fundido. Alimentación automática o

manual. La presión de trabajo se hace según la necesidad (mínimo 10 kg/cm²). (BENECKE, s.f.)

- **Calderas horizontales Tipo BI**

Antehorno sistema acuotubular y cuerpo con sistema humotubular. Los comburentes a ser empleados son los más variados, a partir de leña, astillas de madera, aserrín, óleo y otros residuos. Los mismos comburentes se pueden poner en el antehorno manualmente o automáticamente.

La reja en el antehorno puede ser en tubos de agua o en hierro fundido. La presión de trabajo se hace según la necesidad (mínimo 10 kg/cm²). (BENECKE, s.f.)

- **Caldera vertical**

Idealizadas para producir cantidades pequeñas de vapor. EL antehorno se constituye con las paredes de agua y los comburentes pueden ser leña, astillas de madera, gas y oleo.

Enteramente aislada térmicamente, alimentación automática, alarma y sonoro de seguridad. La máxima presión de trabajo permisible es 10 kg/cm²).



Figura 11. Calderas de biomasa verticales.

Fuente: (Fontalcón, 2016)

2.5. Colector solar

Una manera de aprovechar la energía solar es captándola con un colector o captador plano. Los colectores solares son dispositivos utilizados para coleccionar, absorber y transferir energía solar a un fluido, que puede ser agua o aire. La energía solar, puede ser utilizada para calentar agua, para sistemas de calefacción o para climatización de piscinas. El sistema de captación aprovecha el efecto invernadero y la radiación solar absorbida sobre una superficie plana. (Madrid, Energía solar Térmica y de concentración: Manual práctico de diseño, instalación y mantenimiento, 2009).



Figura 12. Colectores solares.

Fuente: (Lansolar, 2014).

2.5.1. Tipos de colectores

- Colector plano

Los colectores solares son dispositivos utilizados para coleccionar, absorber y transferir energía solar a un fluido, que puede ser agua o aire. La energía solar, puede ser utilizada para calentar agua, para sistemas de calefacción o para climatización de piscinas. El sistema de captación aprovecha el efecto invernadero y la radiación solar absorbida sobre una superficie plana.

Estos colectores disponen de una cubierta de cristal en su parte frontal que lo aísla del ambiente exterior, permitiéndole reducir las pérdidas de calor,

está cubierta en el colector favorece el efecto invernadero, lo que permite que aumente la temperatura en su interior. (Ingemecánica, s.f.).

Los colectores solares planos trabajan por debajo del punto de ebullición del agua (100 °C a 1 atm de presión). Lo más habitual es que alcancen un máximo de 54 °C.

Técnicamente los sistemas de captación de calor deben aprovechar fundamentalmente la componente visible de la radiación solar. También deben tener las siguientes características:

- Una cubierta transparente con mucha transmitancia, baja absorción y poca reflectancia a la radiación visible, y con baja transmitancia a la radiación infrarroja.
- La placa absorbente debe presentar una alta absorción a la componente visible, y poca emisión infrarroja.
- Un buen aislamiento
- Una carcasa exterior que resista los agentes atmosféricos. (Rodríguez, 2000)



Figura 13. Colector solar plano.

Fuente: (Lansolar, 2014).

- De tubos al vacío

En este tipo de colector el absorbedor está formado por tubos en los cuales se ha hecho vacío para disminuir pérdidas de calor, algunos modelos están formados por tubos sencillos de vidrio los cuales tienen en su interior el plato de absorción acoplado a un tubo metálico por donde fluye el líquido que transporta el calor como se observa en la figura 14. Otros modelos el absorbedor suele ser un tubo interior con tratamiento óptico, se forma por un tubo interior y uno exterior ambos son concéntricos y entre ellos existe vacío. Los tubos van directamente acoplados al depósito de agua o aun cabezal por donde fluye el líquido a calentar como se muestra en la figura 14.



Figura 14. Colector de tubos al vacío.

Fuente: (Lansolar, 2014).

Algunos modelos de calentador tienen en su interior un tubo calórico que transmite el calor ganado al agua del depósito o cabezal. El tubo calórico forma un sistema cerrado de evaporación-condensación y suele ser un tubo metálico largo y fino herméticamente cerrado el cual contiene un líquido en equilibrio con su vapor a determinada presión y temperatura. De tal forma que la evaporación empieza a 25°C lo que garantiza que el colector funcione aún con radiación baja.

Como este tipo de colectores trabaja con circulación natural requieren una inclinación de 20° con relación al plano horizontal. Este tipo de colectores puede alcanzar temperaturas desde los 77 hasta los 177°C, por lo cual son usados con propósitos industriales pero también son muy utilizados en sistemas domésticos. (Pérez, 2015)

- **Colector de polietileno**

No disponen de una cubierta que aisle al colector del medio exterior, esto le hace vulnerable a las pérdidas de calor. Se conforma por una multitud de micro tubos por donde circula el fluido de trabajo. Debido a su poca eficiencia, necesitan una superficie de captación más grande para conseguir las prestaciones deseadas, son mucho más económicos que cualquier otro tipo de colector solar. Son colectores de muy baja temperatura y se usan para calefacción del vaso de las piscinas. El número de colectores solares para un óptimo funcionamiento, debe equivaler a un 65% de la superficie de la piscina considerando condiciones de sombra o asoleamiento de la piscina ya que existirían variaciones. (Rodríguez, 2000).



Figura 15. Colector de polietileno.

Fuente: (Lansolar, 2014).

2.5.2. Componentes de un colector solar plano

- **Carcasa:** caja hermética es la estructura del colector.
- **Cubierta de cristal:** cubierta de vidrio transparente y antirreflectante que brinda seguridad y protección.
- **Absorbedor:** componente que se calienta con la radiación solar que transmite el calor a los tubos conductores
- **Tubos conductores:** Son los elementos por donde circula el fluido portador de calor.
- **Aislamiento térmico:** componente que no permite que se pierda el calor generad en el colector. (Madrid, Energía solar Térmica y de concentracion: Manual práctico de diseño, instalacion y mantenimiento, 2009)

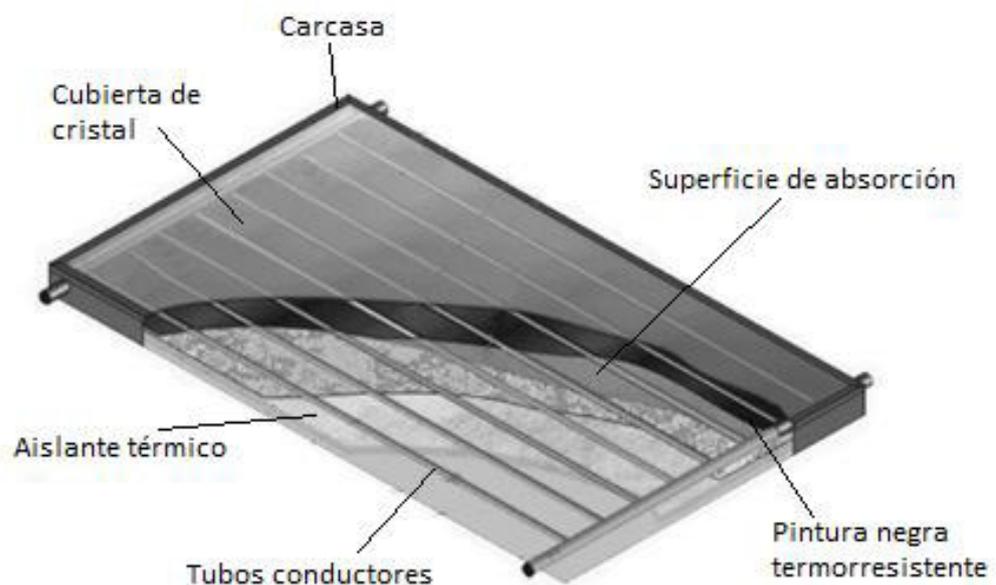


Figura 16. Colector solar térmico mostrando sus principales componentes.

Fuente: (Madrid, Energía solar Térmica y de concentracion: Manual práctico de diseño, instalacion y mantenimiento, 2009)

2.5.3. Aplicaciones de colectores planos

- Agua caliente sanitaria (ACS)
- Agua caliente en industrias agroalimentarias y otras.
- Calefacción doméstica, piscinas e invernaderos.
- Destilaciones industriales.
- Desalinización de agua. (Rodríguez, 2000)

2.5.4. Energía absorbida

En el colector solar los rayos del sol atraviesa la placa transparente incidiendo sobre la placa absorbidora la cual absorbe la mayor cantidad de radiación solar para transformarla en calor, de lo cual se representa en la siguiente ecuación. (Jorge Hermosillo, 1995)

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L \quad (10)$$

Donde:

Q_{abs} : Calor total incidente por unidad de tiempo en W.

Q_u : Calor útil que se transfiere al fluido de trabajo en W.

Q_L : Perdidas de calor por radiación o convección en W.

El calor absorbido también se lo puede resumir en la siguiente ecuación:

$$Q_{abs} = I_g A_c (\tau \alpha) \quad (11)$$

Donde:

I_g : Irradiación solar en W/m²

A_c : Área efectiva del colector en m²

$\tau \alpha$: Transmitancia por absortancia

2.5.5. Balance energético

El colector solar plano es un sistema térmico donde existe fenómenos de convección y radiación por lo cual se debe realizar un análisis térmico de los fenómenos presentes en el sistema (Jorge Hermosillo, 1995).

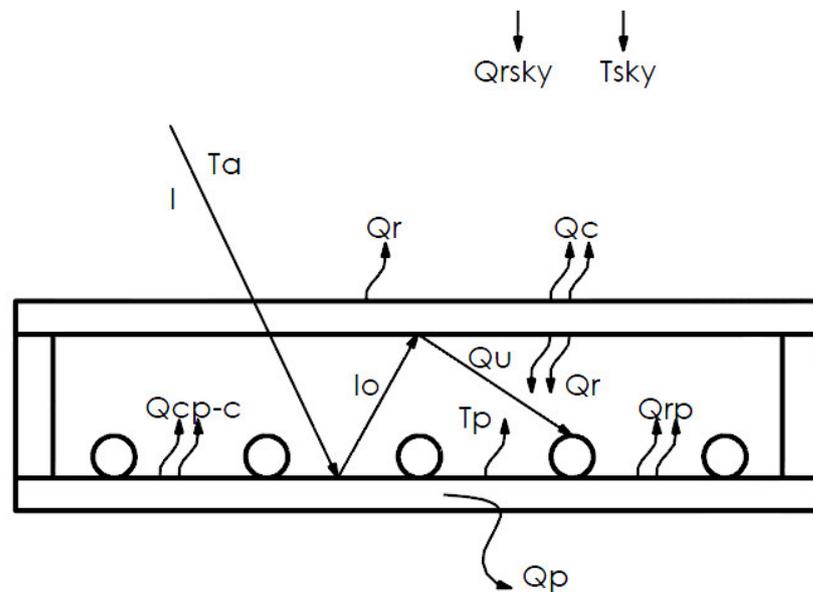


Figura 17. Esquema de balance energético en un colector solar

$$A_c I_g k(\tau\alpha) = Q_u + Q_p + Q_{almacenada} \quad (12)$$

Donde:

Q_p : Calor perdido al ambiente en W.

Q_u : Calor útil en W.

Q_c : Calor perdido en la cubierta superior en W.

Q_r : Calor de radiación en W.

Q_{rsky} : Calor de radiación del cielo en W.

Q_{rp} : Perdidas por radiación en W.

T_a : Temperatura ambiente en °C.

T_{sky} : Temperatura del cielo en °C.

T_p : Temperatura de la placa absorbente en °C.

2.5.6. Coeficiente global de pérdidas

Para evaluar el calor útil es indispensable conocer el valor del coeficiente global de pérdidas UL a continuación se presentan las ecuaciones necesarias para su cálculo (Duffie J., 1998).

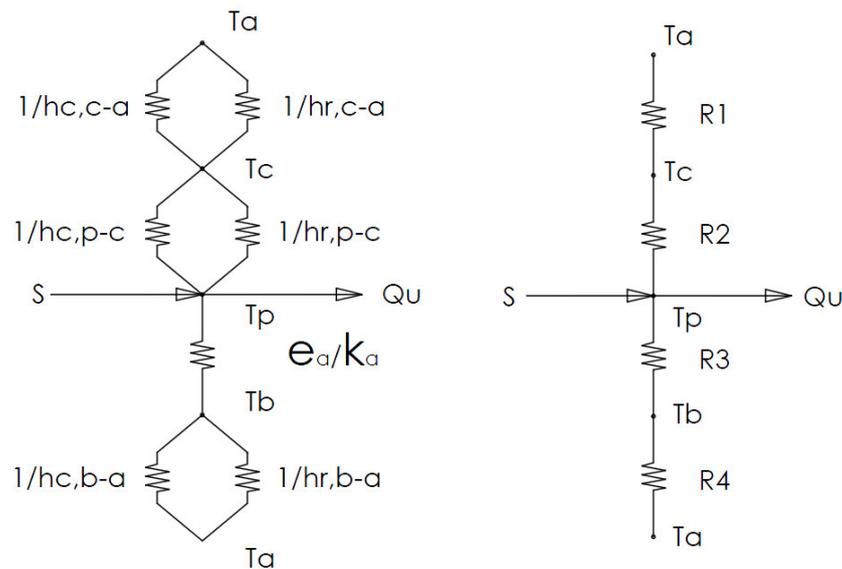


Figura 18. Circuito térmico del colector: placa, cubierta y ambiente

$$R_1 = \frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a}} \quad (13)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \quad (14)$$

$$R_1 = \frac{1}{h_{c,b-a} + h_{r,b-a}} \quad (15)$$

$$R_{ais} = \frac{e_a}{k_a} \quad (16)$$

Donde:

$h_{c,c-a}$: Coeficiente de convección forzada flujo externo en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

$h_{c,p-c}$: Coeficiente de convección natural del flujo interno en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

$h_{r,c-a}$: Coeficiente de transferencia radiante entre cubierta-ambiente $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

$h_{r,b-a}$: Coeficiente de transferencia radiante entre base y ambiente en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

$h_{r,p-c}$: Coeficiente de transferencia radiante entre placa y cubierta en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (17)$$

$$U_b = \frac{1}{R_{ais} + R_3} \quad (18)$$

$$U_L = U_t + U_b \quad (19)$$

2.5.7. Coeficientes de transferencia

Coeficientes de transferencia de calor por convección forzada flujo externo $h_{c,c-a}$ y $h_{c,b-a}$ se los calcula con la siguiente ecuación (Fernandez, 2010).

$$h = 5.7 + 3.8V_\infty \quad (20)$$

Donde: V_∞ es la velocidad del viento en m/s.

Coeficientes de transferencia de calor por convección natural entre dos placas paralelas, este coeficiente se puede calcular por la relación de Holland. En la siguiente ecuación los términos que tienen el signo positivo indican que si los valores internos resultan negativos, se toman como cero.

$$N_u = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{R_a \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{R_a \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{R_a \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (21)$$

Para determinar el número de Rayleigh se utiliza la siguiente ecuación:

$$R_a = \frac{g\beta(T_p - T_c)L^3 P_r}{V_\infty^2} \quad (22)$$

Con la siguiente expresión se determina el coeficiente de transferencia:

$$N_u = \frac{h_{c,p-c}L}{k_a} \quad (23)$$

Los coeficientes de radiación térmica se determinan con las expresiones a continuación:

$$h_{r,c-a} = 4\sigma \left(\frac{T_c + T_a}{2} \right)^3 \varepsilon_c \quad (24)$$

$$h_{r,b-a} = 4\sigma \left(\frac{T_b + T_a}{2} \right)^3 \varepsilon_c \quad (25)$$

$$h_{r,p-c} = \frac{4\sigma \left(\frac{T_p + T_c}{2} \right)^3}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (26)$$

Donde:

ε_p es la emisividad de la placa.

ε_c es la emisividad de la cubierta.

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4}$ es la constante de Stefan-Boltzman.

2.5.8. Eficiencia del colector solar plano

La eficiencia de un colector solar se define como el cociente de la energía térmica útil frente a la energía solar total recibida como se muestra en la ecuación 10. Además de las pérdidas térmicas existen las pérdidas ópticas. El factor de conversión u eficiencia óptica indica que porcentaje de los rayos solares que penetran en la cubierta transparente del colector (la transmisión) es absorbido. Básicamente, es el producto de la tasa de transmisión de la cubierta y la tasa de absorción del absorbedor (Almanza Salgado R., 1994).

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g A} \quad (27)$$

La eficiencia del colector depende de factores como: la temperatura ambiente, el área del colector, factor de remoción de calor y coeficiente de pérdidas totales, teniendo una ecuación final como la siguiente (Jorge Hermosillo, 1995):

$$\eta = \frac{A_c F_r [I(\tau\alpha) - U_L(T_{fi} - T_a)]}{I_g A} \quad (28)$$

Donde:

A_c : Área de los colectores en m^2 .

F_r : Factor de remoción de calor.

I_g : Irradiación en W/m^2 .

τ : Transmitancia de la cubierta del vidrio (0.9-0.95).

α : Absortancia de la placa absorbidora (0.9-0.95).

T_{fi} : Temperatura de entrada del fluido en $^{\circ}C$.

T_a : Temperatura ambiente en $^{\circ}C$.

En un balance de energía en una placa de absorción se encuentra que el calor por unidad de longitud que fluye por conducción a lo largo de la aleta hacia el tubos

En una placa de absorción el calor por unidad de longitud fluye por conducción a lo largo de la aleta hacia el tubo por lo tanto la eficiencia de aleta recta se define por la siguiente ecuación (Jorge Hermosillo, 1995).

$$F = \frac{tgh\left(m \frac{W - D_{et}}{2}\right)}{m \frac{W - D}{2}} \quad (29)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (30)$$

Donde:

W : Espaciamiento entre tubos en m.

D_{et} : Diámetro exterior de los tubos en m.

T_b : Temperatura de la placa en la vecindad del tubo en °C.

k : Conductividad térmica de la aleta en W/m °C.

δ : Espesor de la aleta en m.

El factor de eficiencia del colector se define por la siguiente ecuación. Y está relacionado con el calor útil que es transferido al fluido de trabajo (Jorge Hermosillo, 1995).

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L(D + W - D)F} + R_{union} + \frac{1}{h_{fi}\pi D_i} \right]} \quad (31)$$

Donde:

h_{fi} : Coeficiente de transferencia de calor por convección en W/m² °C.

D_i : Diámetro interior del tubo en m.

Interpretando F es el cociente entre la energía útil captada por colector y la que captaría si la placa absorbente estuviera a la temperatura del fluido, F' depende de la geometría del colector y del caudal másico del fluido, la dependencia con la temperatura es escasa.

El factor de remoción de calor del colector es la relación entre el calor útil captado por el fluido y el calor útil captado con la placa a la temperatura del fluido; se define por la siguiente ecuación (Jorge Hermosillo, 1995).

$$F_R = \frac{mC_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L A_c F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (32)$$

Donde:

m : Flujo de masa por cada tubo kg/hr.

C_p : Capacidad calorífica del fluido de trabajo kJ/kg °C.

2.5.9. Calor útil

El calor útil que proporciona el colector solar se lo determina mediante la siguiente ecuación (Jorge Hermsillo, 1995):

$$Q_u = A_c F_r [I(\tau\alpha) - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (33)$$

Donde:

A_c : Área de los colectores en m².

F_r : Factor de remoción de calor.

I : Irradiación en W/m².

τ : Transmitancia de la cubierta del vidrio (0.9-0.95).

α : Absortancia de la placa absorbadora (0.9-0.95).

T_{fi} : Temperatura de entrada del fluido en °C.

T_a : Temperatura ambiente en °C.

Perdidas ópticas

$$FR(\tau\alpha) \sim 0.6 \text{ a } 0.7$$

Perdidas térmicas

$$\frac{FR(U_L)(T_{fi} - T_a)}{I} \sim 6 \text{ a } 9$$

2.6. Transferencia de calor por convección natural

La transferencia de calor se debe a una superposición de transporte acumulado de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global del fluido. La transferencia de calor por convección se sustenta en el movimiento molecular aleatorio como en el movimiento volumétrico del fluido en la capa límite.

En la convección natural el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido. (Incropera, 1999).

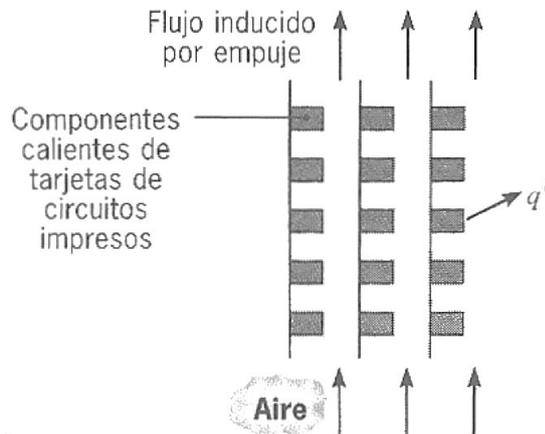


Figura 19. Transferencia de calor por convección natural en tarjetas de circuitos.

Fuente: (Incropera, 1999)

2.6.1. Transferencia de calor en tubos

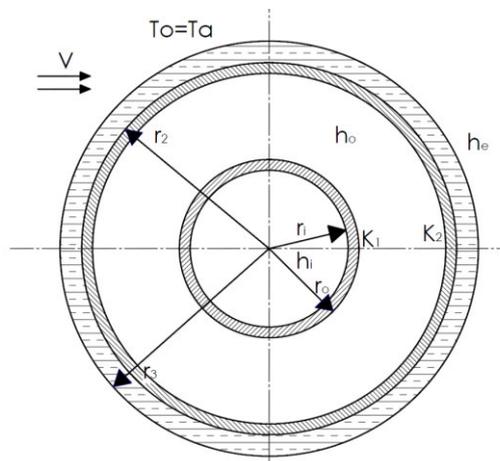


Figura 20. Esquema de un tubo con aislante térmico y modo de transferencia de calor por convección natural.

En los intercambiadores de calor se usan frecuentemente haces de tubos cilíndricos poco espaciados. En esta situación las estelas de los tubos localizados aguas arriba ejercen influencia sobre la rapidez de transferencia de calor y las características del flujo sobre los tubos situados aguas abajo.

Para los primeros tubos se presentan variaciones de tubo a tubo y después no hay cambios perceptibles. El tipo de arreglo es otro factor de influencia; en la figura 41 se muestran los dos arreglos más comunes.

Según E.D. Grimson el coeficiente promedio de transferencia de calor para haces de por lo menos 10 tubos de profundidad en la dirección de flujo está dado por:

$$\frac{\bar{h}D}{k_f} = C_1(Re_{max})^n \quad (34)$$

Donde:

\bar{h} : Coeficiente de convección en la parte exterior de los tubos en $W/m^2\text{°C}$;

D: Diámetro exterior en m;

k_f : Conductividad térmica del fluido en $W/m\text{°C}$

C_1 n : Constantes que se indican en la tabla. (Pitts & Sissom, 1977)

Tabla 6.

Coeficientes de corrección para haces de menos de 10 tubos.

b/D	a/D							
	1.25		1.5		2		3	
	C1	n	C1	n	C1	n	C1	n
Tubos en línea:								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Tubos escalonados:								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Fuente: (Pitts & Sissom, 1977)

Tabla 7.

Relación de \bar{h}/\bar{h}_{10}

	Número de tubos								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Escalonados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99

Fuente: (Pitts & Sissom, 1977)

2.6.2. Convección Natural en placa plana vertical

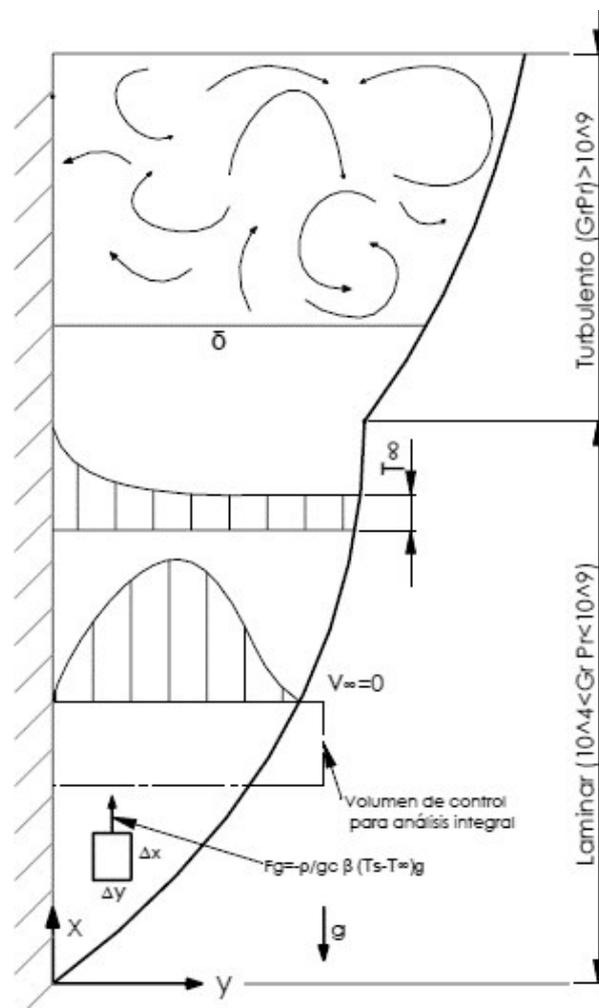


Figura 21. Capa límite de temperatura y velocidad en una placa plana vertical.

Fuente: (Pitts & Sissom, 1977)

Uno de los problemas de convección natural más comunes y sencillos se presenta cuando se pone en contacto una superficie plana vertical con un fluido más frío (o más caliente). La figura muestra la capa límite adyacente a una superficie plana vertical caliente. Por conveniencia, se han indicado coincidentes las capas límites hidrodinámica y térmica, lo cual ocurre únicamente cuando el número de Prandtl es igual a la unidad (como en el caso de la convección forzada). Cuando la placa vertical está más fría que el fluido adyacente, el problema físico se invierte pero el tratamiento matemático es el mismo.

Al principio la capa límite es laminar, sin embargo, a alguna distancia del borde de ataque, dependiendo de las propiedades del fluido y del gradiente térmico, ocurre la transición a flujo turbulento. Como una regla empírica, la transición de flujo laminar a flujo turbulento ocurre cuando el producto del número de Prandtl por el número de Grashof es aproximadamente igual a 10^9 , donde:

$$Gr = g * \beta * \frac{(T_s - T_\infty)}{\nu^2} * L^3 = \frac{\text{fuerza de empuje}}{\text{fuerza viscosa}} \quad (35)$$

Para determinar Pr y Gr, se consideran todas las propiedades constantes a la temperatura de película o a la temperatura de referencia. (Pitts & Sissom, 1977)

Donde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica K^{-1} .

g : Gravedad en m/s^2 .

T_s : Temperatura superficial en $^{\circ}K$.

T_∞ : Temperatura del ambiente en $^{\circ}K$.

ν : Viscosidad del fluido en m^2/s .

L : Longitud de la pared en m.

β : Se define por:

$$\beta \equiv \frac{1}{\nu} * \left(\frac{\delta \nu}{\delta T}\right)_p \quad (36)$$

Para un gas ideal que tenga la ecuación de estado $P = \rho RT$, $\beta = \frac{1}{T}$. A veces el producto del número de Grashof por el número de Prandtl se denomina número de Rayleigh.

$$Ra \equiv Gr * Pr \quad (37)$$

- Convección en espacios cerrados

La convección libre es influenciada por otras superficies u objetos próximos a la superficie genera las corrientes de convección. Dos casos de ocurrencia frecuente son las capas de fluido horizontal y vertical. En ambos casos se define un coeficiente promedio de transferencia de calor \bar{h} mediante.

$$q = \bar{h} * A(T_1 - T_2) \quad (38)$$

Donde T_1 y T_2 son las temperaturas de las superficies opuestas, cada una de las cuales tiene un área A. Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media aritmética de las dos temperaturas superficiales.

- Otras configuraciones geométricas

L.B. Evans y N.E. Stefany demostraron que el calentamiento o enfriamiento inestable por convección libre en espacios cilíndricos cerrados, horizontales o verticales, se correlaciona mediante:

$$\overline{Nu_D} \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = 0.55(Gr_L * P)^{1/4} \quad 0.75 < \frac{L}{D} < 2.0 \quad (39)$$

Donde el número de Grashof se forma con la longitud del cilindro y las propiedades del fluido se evalúan a $F_f = (T_s + T_\infty)/2$.

En la siguiente tabla se puede apreciar los valores del producto de Grashof y Prandtl para flujos laminares, turbulentos, placas horizontales e inclinadas y otras configuraciones.

Tabla 8.
Correcciones para varias situaciones de convección libre.

Configuration	GrPr	Characteristic Length, L	C	a
Vertical Plates and Large Cylinders				
Laminar	10^{-1} to 10^4	L_v	0,59	1/4
Turbulent	10^9 to 10^{12}	L_v	0,13	1/4
Horizontal Plates				
Laminar (heated surface up or cooled surface down)	10^4 to 2×10^7	$L=(L_1+L_2)/2$	0,54	1/4
Turbulent (heated surface up or cooled surface down)	2×10^7 to 3×10^{10}	$L=(L_1+L_2)/2$	0,14	1/3
Laminar (heated surface down or cooled surface up)	3×10^5 to 3×10^{10}	$L=(L_1+L_2)/2$	0,27	1/4
Long Horizontal Cylinder ($0,005 \text{ cm} < D < 30,0 \text{ cm}$)				
Laminar	10^4 to 10^9	D	0,53	1/4
Turbulent	10^9 to 10^{12}	D	0,13	1/3

Fuente: (Pitts & Sissom, 1977)

2.7. Aislamiento térmico

Es un material o conjunto de materiales instalados que se aplican a un espacio o sistema para que se opongan al paso del calor por conducción con el fin de minimizar la transferencia de calor a otros elementos o espacios no deseados.

Como ya se conoce, tenemos una diversidad de materiales aislantes en el mercado, y aunque la principal característica de un material aislante es el valor de su conductividad térmica, hay otros aspectos y cualidades que se deben conocer para su correcta aplicación en el espacio o sistema que se aplique.

2.7.1. Aislamientos térmicos ecológicos

2.7.1.1. De origen animal

- Manta de lana de oveja

A diferencia de la lana de roca o lana de vidrio la lana de oveja se obtiene de forma natural y no necesita de un horneado de altas temperaturas. Es muy resistente y un potente regulador de humedad ya que absorbe la humedad cuando es excesiva y la desprende cuando el ambiente es seco.



Figura 22. Aislante térmico de lana de oveja.

Fuente: (Rotondaro, 2012)

- Plumas de ave

Es una manta compuesta de plumas y plumones de aves con un tratamiento. Es un aislamiento poco conocido. Compuesto de 70% de plumas de pato, 20% de fibras textiles de poliéster termofusibles y 10% de lana.

2.7.1.2. De origen vegetal

- Cáñamo

La Cañamiza es viruta del tronco de la planta del cáñamo. Se puede utilizar como aislamiento térmico con muros encofrados de un mortero realizado con cal y cañamiza. A partir de las fibras del cáñamo unidas se fabrica un excelente aislante térmico y acústico, además de regulador de la humedad, empleado en construcción. Se presenta de dos formas: como un disgregado aislante de celulosa de cáñamo protegida con sales minerales o

en forma de manta aislante. No es comestible para insectos y roedores, y es permeable al vapor de agua. Se utiliza como capa base en pavimentos flotantes, como aislamiento térmico y acústico en techos con estructura de madera, particiones vacías y para revestimiento de paredes mediante métodos adecuados. Se comercializa en formato de manta flexible y en copos. Las mantas se fabrican en grosores de 40, 60,80 y 120 mm, y el tamaño de cada plancha es de 1200x625mm.



Figura 23. Aislamiento de cáñamo.

Fuente: (Rotondaro, 2012)

- **Fibra de lino**

El lino es una planta de cultivo fácil y bajo impacto, con cuyas fibras se fabrica aislante térmico y acústico.

Es un excelente aislante térmico, tiene buena capacidad de regulación higrométrica son pérdida de las cualidades aislantes. Se adapta perfectamente a las irregularidades del armazón para garantizar un aislamiento de calidad. No irritante. Reciclable. Buena resistencia mecánica. Estable en el tiempo.



Figura 24. Aislamiento de fibra de lino.

Fuente: (Rotondaro, 2012)

- **Fibra de madera**

Los aislamientos térmicos de fibras de madera están constituidos por un 65% de fibras de abeto largas y por un 35% de aglomerantes minerales cemento o magnesita que se aglutinan entre sí a presión. La mineralización de las fibras anula los procesos de deterioro biológico, vuelve las fibras prácticamente inertes y aumenta su resistencia al fuego, sin por ello alterar las propiedades mecánicas de la madera.



Figura 25. Aislamiento de fibra de madera.

Fuente: (Rotondaro, 2012).

- **Aislamiento de Celulosa**

La celulosa tiene un coeficiente de conductividad térmica muy bajo, es decir, no transmite el calor y almacena energía. Se comporta como la madera, equilibrando las temperaturas máximas y mínimas del día en verano y protegiendo del frío en invierno.

El aislamiento de celulosa no propaga las llamas, alcanzando una de las valoraciones más altas dentro de los materiales aislantes.

- **Aislamiento de algodón**

El algodón virgen mezclado con un 85% de fibra de algodón reciclado de tejidos puede utilizarse para mantas aislantes. Se mezcla con boro, un mineral natural con pocos Compuestos Orgánicos Volátiles, que le proporciona una acústica superior a la fibra de vidrio y no provoca irritaciones en la piel durante su aplicación. Su conductividad térmica es de $0.04 \text{ W/ (m}^*\text{K)}$.



Figura 26. Aislamiento de algodón.

Fuente: (Rotondaro, 2012)

- **Aislamiento de corcho**

Es un recurso natural renovable que se obtiene de la corteza de los alcornoques. En su estado natural, la corteza no puede utilizarse debido a su forma abombada y a las irregularidades del corte. Se hace necesario transformarla en fábricas.

Lo primero que se hace es secar el corcho hasta conseguir que su contenido de humedad sea del 8% aproximadamente, a continuación se tritura

y se transforma en gránulos que, calibrados y limpiados de sus impurezas, son echados en los molinos y calentados bajo presión con vapor.

En el caso de convertirse en un residuo es totalmente biodegradable. A veces se encuentran en el mercado corchos regenerados, los gránulos provienen de las caídas de las cortas y han sido aglomerados con vapor de brea, evidentemente, estos productos son de menor calidad.

Su presentación es en tableros (1 x 0.50 m; espesor: 3 a 30 mm) se utiliza sobre todo en el aislamiento industrial y en cámaras frigoríficas. Para los mismos fines, con frecuencia, se hacen coquillas para el aislamiento de tuberías.

El corcho está formado por la yuxtaposición de minúsculas células de aire; estas últimas ocupan del 90 a 95% del volumen aparente. Esta contextura asegura a la vez una flexibilidad notable y un coeficiente de conductividad térmica muy pequeño.

- La densidad del corcho expandido aglomerado es: de 100 a 150 Kg/m³
- La conductividad térmica es: 0.043 W/(m°C). (Rougeron, 1977)



Figura 27. Aislamiento de Corcho.

Fuente: (Mapetherm, s.f.)

2.7.1.3. De origen mineral

- **Aislamiento de Arcilla**

Son en bloques cerámicos aligerados obtenidos de la cocción conjunta de la arcilla y un material (pequeñas bolas de poliestireno expandido, cáscara de cereal, etc.), que al combustionarse genera pequeños alveolos estancos.

En cuanto a la arcilla expandida, sus principales propiedades son la ligereza (300 kg/m^3), su aislamiento térmico gracias a su estructura reticular que conforma cámaras de aire, microscópicas, conductividad de $0,099 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, es 100% reciclable. (Rotondaro, 2012)



Figura 28. Aislamiento de arcilla.

Fuente: (Rongsheng, s.f.)

2.7.2. Aislamientos térmicos convencionales

- **Lana Mineral (Lana de roca)**

Es una lana mineral a base de roca basáltica. Es un aislante muy eficaz contra el frío y el calor.

Gracias a su estructura multidireccional, la lana de roca volcánica contiene aire seco en su interior que constituye una barrera al flujo de calor. La lana de roca ofrece una total garantía de seguridad frente al fuego, existiendo productos específicos para este fin de altas prestaciones.

- Densidad: $30 - 160 \text{ kg/m}^3$
- Conductividad térmica: $0,034 \text{ a } 0,041 \text{ W/(m}^*\text{K)}$

- C (calor específico) aproximadamente 840 J/(Kg*K)

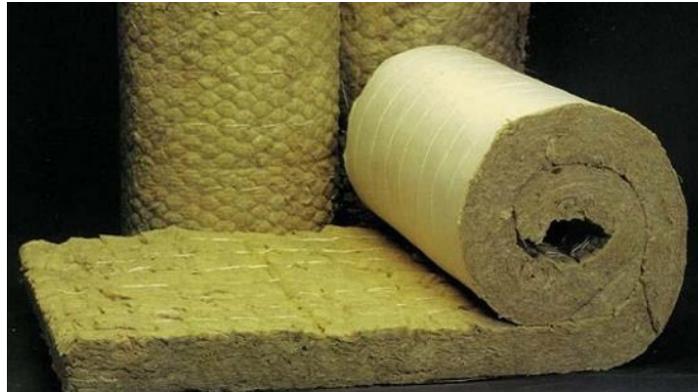


Figura 29. Lana de roca.

Fuente: (Sanz, 2012)

- **Poliestireno expandido**

El material de espuma de poliestireno es un aislante derivado del petróleo y del gas natural, de los que se obtiene el polímero plástico estireno en forma de gránulos. Para construir un bloque se incorpora en un recipiente metálico una cierta cantidad del material que tiene relación con la densidad final del mismo y se inyecta vapor de agua que expande los gránulos hasta formar el bloque. Este se corta en placas del espesor deseado para su comercialización mediante un alambre metálico caliente.

Debido a su combustibilidad se le incorporan retardantes de llama, y se le denomina difícilmente inflamable

- Densidad: 12 kg/m³
- Coeficiente de conductividad térmica: de 0,045 a 0,034 W/ (m*K).
- Es fácilmente atacable por la radiación ultravioleta por lo cual se lo debe proteger de la luz del sol.
- Posee una alta resistencia a la absorción del agua.

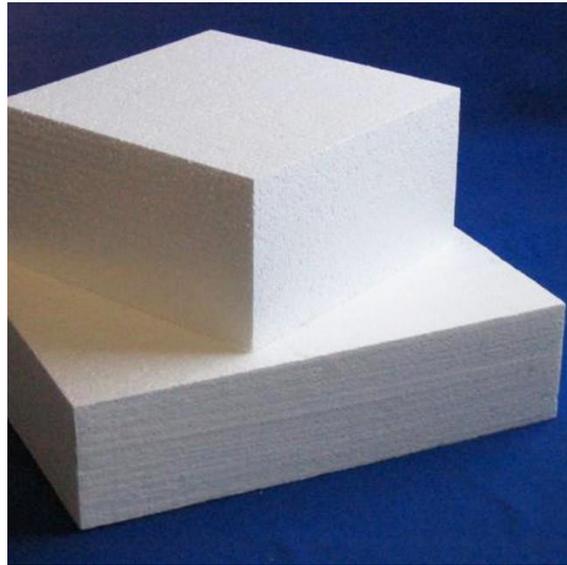


Figura 30. Poliestireno expandido.

Fuente: (TopDesign, s.f.)

- **Poliestireno extruido**

Es una espuma rígida resultante de la extrusión del poliestireno en presencia de un gas espumante, usada principalmente como aislante térmico.

Comparte muchas características con el poliestireno expandido, pues su composición química es idéntica: aproximadamente un 95% de poliestireno y un 5% de gas. La diferencia radica únicamente en el proceso de conformación; pero es una diferencia crucial, ya que el extrusionado produce una estructura de burbuja cerrada, lo que convierte al poliestireno extrusionado en el único aislante térmico capaz de mejorarse sin perder sus propiedades.

- Tiene una densidad aparente entre 307 y 33 kg/m³.
- Posee una conductividad térmica típica entre 0,033 W/(m*K) y 0,036 W/(m*K),
- Aunque existen poliestirenos con valores de hasta 0,029 W/(m*K).
- El XPS presenta una baja absorción de agua. (Flores, 2011)



Figura 31. Poliestireno extruido.

Fuente: (Aislamientos Javier, 2011)

- **Espuma de poliuretano**

La espuma de poliuretano es un material plástico poroso formado por una agregación de burbujas.

Los sistemas de Poliuretano constan de dos componentes líquidos, polioli e isocianato, que al ser mezclados en forma homogénea reaccionan para formar la espuma de poliuretano. Las espumas de poliuretano tienen varias aplicaciones en diversos segmentos de la industria: Aislamiento térmico o acústico en construcción, paneles, refrigeradores, congeladores, contenedores, tuberías, etc.

- Densidad: entre 32 y 48 kg/m³.
- Conductividad térmica típica: 0,022 W/ (m*K). (ATEPA, s.f.)



Figura 32. Espuma de Poliuretano.

Fuente: (Poyesur, 2013)

- **Espuma de vidrio (lana de vidrio)**

La lana de vidrio es una lana mineral fabricada con millones de filamentos de vidrio unidos con un aglutinante. Las burbujas de aire atrapadas en las fibras impiden la transmisión térmica.

Para sus aplicaciones clave, la lana mineral de vidrio es el material aislante térmico y acústico más eficiente y de más fácil manejo desde un punto de vista económico y medioambiental. La lana mineral de vidrio ofrece la mejor relación resistencia térmica / precio (mejor valor).

- Conductividad térmica típica: $0,035 \text{ W/ (m}^*\text{K)}$ (Mena, s.f.)



Figura 33. Espuma de vidrio.

Fuente: (AislaCom, 2016)

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL SISTEMA HÍBRIDO

3.1. Diseño mecánico

En el diseño mecánico se realizarán los cálculos tomando como base la sección I, IV y VIII del código ASME que hace referencia a calderas de potencia, calderas de calentamiento y recipientes a presión.

3.1.1. Parámetros de diseño

- Presión de diseño (P_o): 30 psi
- Temperatura del fluido: 90°C como temperatura máxima de fluido de trabajo
- Fluido de trabajo: Agua potable

3.1.2. Diseño del caldero

El biocalentador no es más que una caldera de agua caliente del tipo de calentadores de depósito que en su cámara de combustión se quema biomasa para generar calor y mediante la transferencia de calor cumplir con el objetivo de generar agua caliente sanitaria.

La caldera consta de un hogar interno de combustible sólido (Biomasa) que está rodeado de paredes contenidas de agua que es el depósito de agua del sistema y una zona de tubos múltiples de agua donde los productos de la combustión transfieren calor al agua.

Una caldera de agua caliente es un recipiente metálico que está destinado a calentar agua mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y una presión mayor que la atmosférica, está completamente llena de agua y suministra agua caliente para usarse en el exterior de ella (sin retorno) a una presión que no excede de 160 psi (11,2 kg/ cm²) efectivos o a una temperatura de agua que no pase de 250 °F (121 °C). Estos tipos de caldera se consideran también calderas de baja presión, construidas según los requisitos de la Sección IV (calderas de calefacción) del código ASME.

Selección del espesor del cuerpo del depósito de agua

La lámina utilizada para el cuerpo del caldero es acero inoxidable SA-240 Grado 304, ya que debe resistir la corrosión generada por el fluido de trabajo que es agua potable.

Para seleccionar el espesor del cuerpo los cálculos se basan en el apéndice 13 de la sección VIII del código ASME que hace referencia a recipientes a presión de sección no circular.

Como se trata de un recipiente que tiene como sección una forma de C, para cálculos se divide la sección en 3 partes rectangulares como se indica en la figura a continuación.

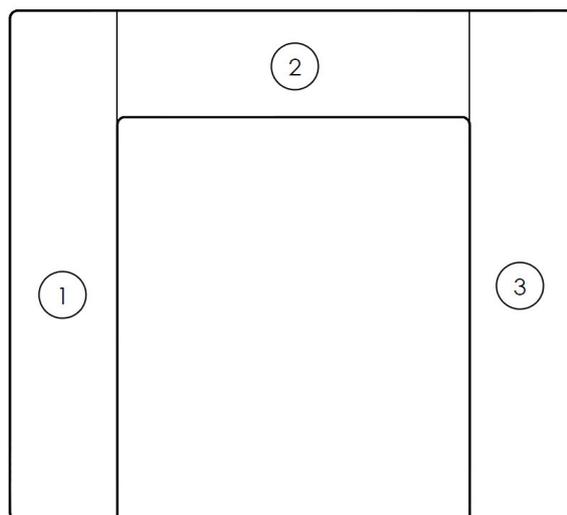


Figura 34. Recipiente a presión de sección no circular.

A continuación se presentan los cálculos de recipiente parte 1 y 3, usando como material el acero inoxidable SA-240 Grado 304.

Condiciones de diseño

$P = 30 \text{ psi}$	Presión de diseño según UG-21
$t_d = 650 \text{ }^\circ\text{F}$	Temperatura de diseño
$t_1 = 0.118 \text{ in}$	Espesor de placa corta del recipiente
$t_2 = 0.118 \text{ in}$	Espesor de placa larga del recipiente
$h = 26.38 \text{ in}$	Dimensión lado placa larga
$H = 5.51 \text{ in}$	Dimensión lado placa corta
$S_{inox} = 12000 \text{ psi}$	SA-240 Grado 304 según Handbook Pressure Vessel Design, Tabla: Propierties of materials stainless steel

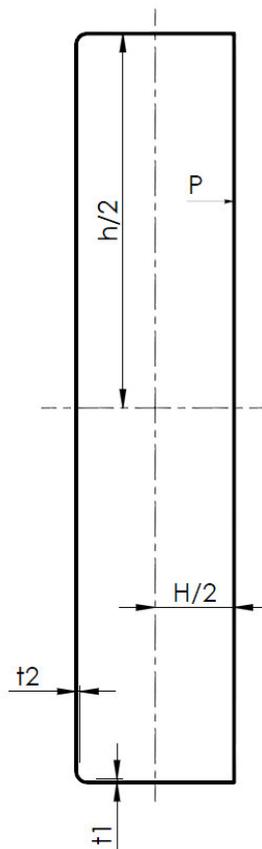


Figura 35. Esquema del recipiente 1 y 3 para cálculos.

Esfuerzo de membrana

Placa corta

$$S_{m1} = \frac{Ph}{2t_1} = 3353.39 \text{ psi}$$

Placa larga

$$S_{m2} = \frac{PH}{2t_2} = 700.42 \text{ psi}$$

$$\alpha = \frac{H}{h} = 0.209$$

Momento de inercia

$$I_1 = \frac{Ht_1^3}{12} = 7.544 \times 10^{-4} \text{ in}^4$$

$$I_2 = \frac{h^3t_2}{12} = 180.52 \text{ in}^4$$

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha = 4.998 \times 10^4$$

Distancia desde el eje neutro de la sección transversal a las fibras externas

$$c = \frac{t_1}{2} = 0.059$$

Esfuerzo de flexión

Placa corta

$$Sb_N = \frac{Pc}{12I_1} \left[-1.5H^2 + h^2 \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right]$$

$$Sb_N = -2965.30 \text{ psi}$$

$$Sb_{Q1} = \frac{Ph^2c}{12I_1} \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right)$$

$$Sb_{Q1} = 5938.40 \text{ psi}$$

Placa larga

$$Sb = \frac{Ph^2c}{12I_2} \left[-1.5H^2 + \left(\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right) \right]$$

$$Sb_M = -0.828 \text{ psi}$$

$$Sb_{Q2} = \frac{Ph^2c}{12I_2} \left(\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right)$$

$$Sb_{Q2} = 0.025 \text{ psi}$$

Esfuerzo total

Placa corta

$$ST_N = S_{m1} + Sb_N$$

$$ST_N = 338.09 \text{ psi}$$

$$ST_{Q1} = S_{m1} + Sb_{Q1}$$

$$ST_{Q1} = 9291.79 \text{ psi}$$

Placa larga

$$ST_M = S_{m2} + Sb_M$$

$$ST_M = 699.25 \text{ psi}$$

$$ST_Q = S_{m2} + Sb_{Q2}$$

$$ST_Q = 700.5 \text{ psi}$$

Según la sección VII apéndice 13

$S = 12000 \text{ psi}$ Resistencia del material

$E_j = 0.7$ Eficiencia de la junta

En la mitad de la longitud de la placa larga el esfuerzo total es:

$$SE_j = 8400 \text{ psi}$$

$$1.5SE_j = 12600 \text{ psi}$$

$$ST_M = 699.25 \text{ psi}$$

$$ST_M < 1.5SE_j$$

En las esquinas de la placa corta el esfuerzo total es:

$$ST_{Q1} = 9291.79 \text{ psi}$$

$$ST_{Q1} < 1.5SE_j$$

Si los valores calculados son menores que $1.5SE$ se dice que ya no se necesita más iteraciones y los valores asumidos para el espesor del cuerpo son correctos.

A continuación se presentan los cálculos del recipiente de la parte 2, usando como material el acero inoxidable SA-240 Grado 304.

Condiciones de diseño

$P = 30 \text{ psi}$	Presión de diseño según UG-21
$t_d = 650 \text{ }^\circ\text{F}$	Temperatura de diseño
$t_1 = 0.118 \text{ in}$	Espesor de placa corta del recipiente
$t_2 = 0.118 \text{ in}$	Espesor de placa larga del recipiente
$h = 18.11 \text{ in}$	Dimensión lado placa larga
$H = 5.51 \text{ in}$	Dimensión lado placa corta
$S_{inox} = 12000 \text{ psi}$	SA-240 Grado 304 según Handbook Pressure Vessel Design, Tabla: Propierties of materials stainless steel

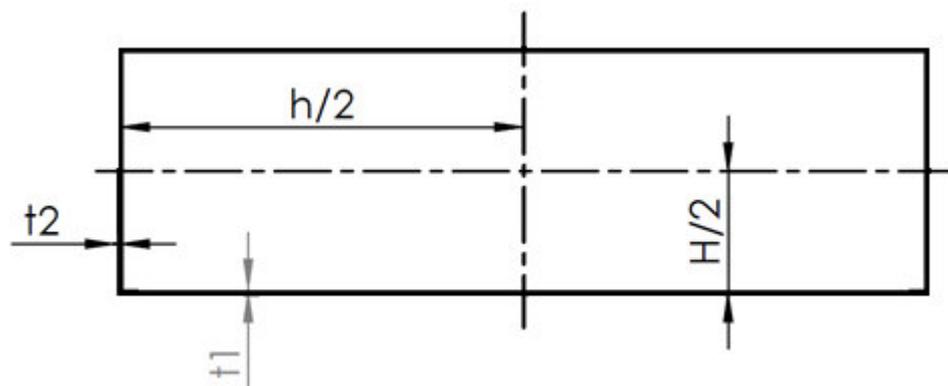


Figura 36. Esquema del recipiente 2 para cálculos.

Esfuerzo de membrana

Placa corta

$$S_{m1} = \frac{Ph}{2t_1} = 2302.12 \text{ psi}$$

Placa larga

$$S_{m2} = \frac{PH}{2t_2} = 700.42 \text{ psi}$$

$$\alpha = \frac{H}{h} = 0.304$$

Momento de inercia

$$I_1 = \frac{Ht_1^3}{12} = 7.544 \times 10^{-4} \text{ in}^4$$

$$I_2 = \frac{h^3t_2}{12} = 58.41 \text{ in}^4$$

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha = 2.355 \times 10^4$$

Distancia desde el eje neutro de la sección transversal a las fibras externas

$$c = \frac{t_1}{2} = 0.059$$

Esfuerzo de flexión

Placa corta

$$Sb_N = \frac{Pc}{12I_1} \left[-1.5H^2 + h^2 \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right]$$

$$Sb_N = -2965.43 \text{ psi}$$

Placa larga

$$Sb_M = \frac{Ph^2c}{12I_2} \left[-1.5H^2 + \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right]$$

$$Sb_M = -1.166 \text{ psi}$$

$$Sb_{Q2} = \frac{Ph^2c}{12I_2} \left(\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right)$$

$$Sb_{Q2} = 0.077 \text{ psi}$$

Esfuerzo total

Placa corta

$$ST_N = S_{m1} + Sb_N$$

$$ST_N = -663.308 \text{ psi}$$

$$ST_{Q1} = S_{m1} + Sb_{Q1}$$

$$ST_{Q1} = 8240.39 \text{ psi}$$

Placa larga

$$ST_M = S_{m2} + Sb_M$$

$$ST_M = 699.26 \text{ psi}$$

$$ST_{Q2} = S_{m2} + Sb_{Q2}$$

$$ST_{Q2} = 700.5 \text{ psi}$$

Según la sección VII apéndice 13

$S = 12000 \text{ psi}$ Acero inoxidable SA-240 Grado 304 (Handbook Pressure Vessel Design)

$E_j = 0.7$ Eficiencia de la junta

En la mitad de la longitud de la placa larga el esfuerzo total es:

$$SE_j = 8400 \text{ psi}$$

$$1.5SE_j = 12600 \text{ psi}$$

$$ST_M = 699.25 \text{ psi}$$

$$ST_M < 1.5SE_j$$

En las esquinas de la placa corta el esfuerzo total es:

$$ST_{Q1} = 8240.38 \text{ psi}$$

$$ST_{Q1} < 1.5SE_j$$

Si los valores calculados son menores que 1.5SE se dice que ya no se necesita más iteraciones y los valores asumidos para el espesor del cuerpo son correctos.

Selección del espesor mínimo de los tubos del intercambiador de calor.

El espesor mínimo de los tubos que conforman el intercambiador de calor y parrilla del caldero son determinados conforme al Código ASME Sección I parte PG-27.2. El material del tubo a usar es SA-53.

Condiciones de diseño.

$P_d = 30 \text{ psi}$	Presión de diseño para los tubos
$t_d = 650 \text{ }^\circ\text{F}$	Temperatura de diseño
$S_t = 15300 \text{ psi}$	Resistencia última del material (Según tabla: 2ª Sección IID)
$D = 1 \text{ in}$	Diámetro externo de los tubos
$E_{jt} = 1$	Eficiencia de la junta para tubos (Según PG27.4.1)
$y = 0.4$	Coefficiente de temperatura (Según PG.27.4.6)
$C_t = 0.02 \text{ in}$	Tolerancias mecánicas (Según PG 27.4.3)

$$t_{ic} = \frac{P_d D}{2(S_t E_{jt} + P y)} + c_t = 0.021 \text{ in}$$

$$t_{ic} = 0.541 \text{ mm}$$

Los tubos seleccionados para el intercambiador de calor son de 1 pulgada de diámetro exterior con un espesor comercial de 2mm.

3.1.3. Selección de tuberías y accesorios

La tubería del sistema no transporta vapor y condensado a más 15 psi, por lo cual se selecciona una tubería de acero galvanizado de ¾" de diámetro para las conexiones del caldero a los colectores solares planos.

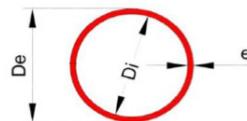
Para los accesorios de conexión como codos, TEE, uniones y otros accesorios se seleccionan acero galvanizado de ¾".

Norma de Fabricación: NTE INEN 2470
ISO R65 SERIE LIVIANA II

Largo: 6 [m]

Recubrimiento: Negro o Galvanizado.

Extremos: Con rosca NPT/BSP y tapas



Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Área	Perímetro Exterior	Momento de Inercia	Módulo Resistente	Presión de Prueba Grado A
Ø D _i x Peso/m	D _e	e	A	P _r	I	W	
[plgd x kgf/m]	mm	mm	mm ²	mm	[mm ⁴]	[mm ³]	[MPa]
Ø 1/2 x 0,952	21,3	2,00	121	66,9	5.707	121	4,92
Ø 3/4 x 1,42	26,9	2,35	181	84,5	13.780	181	4,92
Ø 1 x 2,03	33,7	2,65	258	105,9	31.379	258	4,92
Ø 1 1/4 x 2,60	42,4	2,65	331	133,2	65.651	331	4,92
Ø 1 1/2 x 3,25	48,3	2,9	414	151,7	107.002	414	4,92
Ø 2 x 4,1	60,3	2,9	523	189,4	215.924	523	4,92
Ø 2 1/2 x 5,8	76,1	3,25	744	239,1	494.419	744	4,92
Ø 3 x 6,86	88,9	3,25	875	279,3	803.064	875	4,92
Ø 4 x 9,96	114,3	3,65	1269	359,1	1.943.924	1.269	4,92

Figura 37. Catálogo de tubería galvanizada ISO R65 serie liviana II.

Fuente: (Dipac, 2016).

3.1.4. Soportes

El espesor y sección necesaria para el soporte del caldero se diseñó en base a la norma AISC edición 14.

$$P_{agua} = 300 \text{ kgf} \quad \text{Peso de 300L de agua en el recipiente}$$

$$P_{caldero} = 300 \text{ kgf} \quad \text{Peso del caldero sin agua}$$

$$A_{pesosoport} = 6468 \text{ cm}^2 \quad \text{Área de aplicación de carga}$$

$$E = 200 \text{ GPa} \quad \text{Módulo de elasticidad}$$

$$L = 10.827 \text{ in}$$

$$P_d = P_{agua} + P_{caldero}$$

$$P_u = 1.4P_d$$

$$P_{cr} = \frac{P_u}{4}$$

$$P_{cr} = 210 \text{ kgf}$$

$$L = 0.275 \text{ m}$$

Diseño a compresión

$$F_y = 36 \text{ ksi}$$

$$F_{cr} = \frac{2}{3}F_y$$

$$F_{cr} = 165.48 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{P_{cr}}{F_{cr}} = 0.124 \text{ cm}^2$$

Diseño a flexión

$$r = 2 \text{ cm}$$

$$Z = 5.65 \text{ cm}^3$$

$$A_1 = 3.74 \text{ cm}^2$$

$$L_p = 1.76r \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$L_p = 0.999 \text{ m}$$

$$L_b = 0.650 \text{ m}$$

Seleccionamos un tubo cuadrado de 50x50x2mm

Tabla 9.
Perfiles estructurales

DIMENSIONES			ÁREA	EJES X-Xe Y-Y		
A (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg/m)	Área (cm ²)	I (cm ⁴)	W (cm ³)	I (cm ³)
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,9	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94

Fuente: (Dipac, 2016)

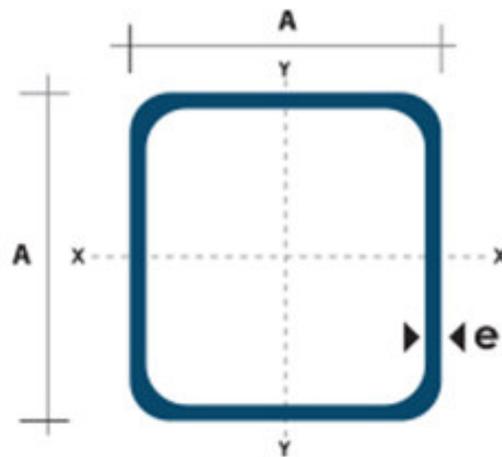


Figura 38. Esquema del perfil estructural.

Fuente: (Dipac, 2016)

$$M_p = F_y Z$$

$$M_p = 1.402 \text{ kNm}$$

$$\Phi = 0.9$$

$$P_{viga} = 3.03 \frac{kgf}{m}$$

$$M_n = \Phi M_p$$

$$M_n = 1.262 \text{ kNm}$$

$$M_u = \frac{\frac{P_u}{L_b} L_b^2}{8} + \frac{P_{viga} L_b^2}{8} = 670.87 \text{ Nm}$$

$$\frac{M_u}{M_n} = 0.532$$

Cumple con la demanda/capacidad < 1

$$\frac{b}{t} \leq \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Cumple y no existe pandeo local

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = 10440.57 \text{ MPa}$$

$$\frac{F_y}{F_e} = 0.0238$$

$$\frac{F_y}{F_e} \leq 2.25$$

$$F_{cr1} = 0.658 \frac{F_y}{F_e} F_y = 245.75 \text{ MPa}$$

$$P_n = \Phi F_{cr1} A_2 = 82.72 \text{ kN}$$

$$P_n = 8435.16 \text{ kgf}$$

$$\frac{P_u}{P_n} = 0.1$$

$$\sqrt{\frac{E}{F_y}} = 28.386$$

El perfil 50x50x2mm cumple para las condiciones de flexión y compresión siendo la condición más crítica a compresión.

3.2. Diseño térmico

3.2.1. Combustión de biomasa

En el diseño térmico del sistema de combustión de biomasa se analiza la cámara de combustión y el intercambiador de calor tomando como referencia valores de los resultados de proyectos anteriores como “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y MEJORA EN EL RENDIMIENTO DE UN BIOCALEFÓN DE APLICACIÓN MÚLTIPLE POR COMBUSTIÓN DE BIOMASA SECA” de los autores: Ing. Luis Sandro Chiliquinga Cando.

- Cámara de combustión (calor útil)

$t_{cal} = 1.5 \text{ hr}$	Tiempo de calentamiento
$M_a = 300 \text{ kg}$	Masa de agua
$T_{sat} = 92 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura de saturación
$T_{red} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura de red de agua potable
$C_p = 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$	Calor específico según tabla A-9, (Cengel, 2011)
$T_a = 21 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ambiente

$$Q_u = \frac{M_a}{t_{cal}} C_p (T_{sat} - T_{red})$$

$$Q_u = 17196.78 \text{ W} = 61908,4 \frac{\text{kJ}}{\text{hr}}$$

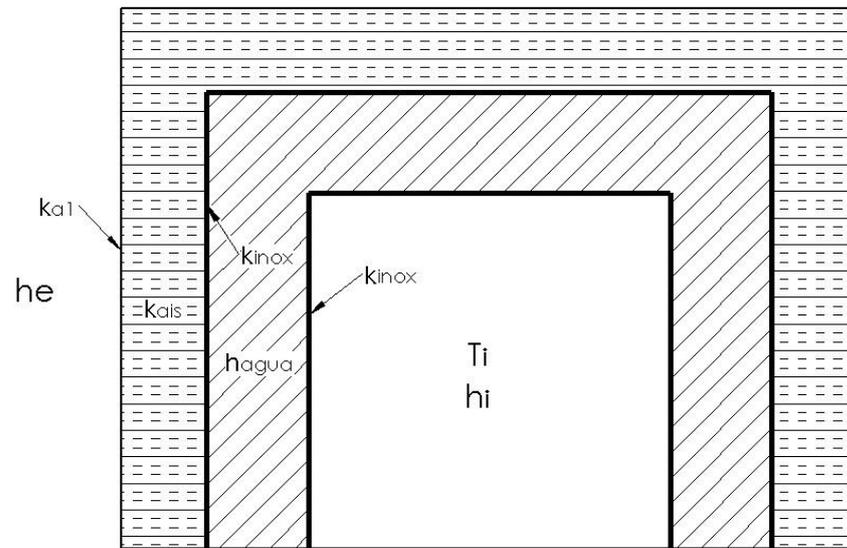


Figura 39. Distribución de las paredes del Biocalefón

Calor perdido por el recipiente

$e_{inox} = 3 \text{ mm}$	Espesor de la placa de acero inoxidable
$e_{ais} = 50 \text{ mm}$	Espesor del aislante térmico (lana de roca)
$e_a = 1 \text{ mm}$	Espesor de la palca del recubrimiento (Acero negro)
$k_{inox} = 16 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del acero inoxidable
$k_a = 65 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del acero
$k_{ais} = 0.033 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del aislante
$V_{viento} = 1.9 \frac{m}{s}$	Velocidad del viento
$HSP = 4.02 \text{ hr}$	Horas sol pico según NASA.com

$$he = 2.8 \frac{W}{m^2} + 3 \frac{N}{m^2} * V_{viento}$$

$$he = 8.5 \frac{W}{m^2}$$

Cálculo del coeficiente de convección interior

Diámetro equivalente

$$A_s = 0.2438 \text{ m}^2$$

Área de contacto del recipiente con el aire

$$Pm = 0.53m * 2 + 0.46m * 2$$

$$Pm = 1.98m$$

$$De = \frac{4 * A_s}{Pm}$$

$$De = 0.493m$$

Número de Grashof

$$T_s = 326.78^\circ C \quad \text{Temperatura de cámara de combustión, (Chiliquinga, 2015)}$$

$$T_\infty = 277.65^\circ C \quad \text{Temperatura de combustión de gases, (Chiliquinga, 2015)}$$

$$L = 1.22 \text{ m} \quad \text{Altura del recipiente}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

$$T_f = 302.215^\circ C$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273}$$

$$\beta = 0.002^\circ K^{-1}$$

$$v = 4.796 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Viscosidad cinemática del aire a T_f

$$Pr = 0.6935$$

Número de Prandtl del aire a T_f

$$Gr = g * \beta * \frac{(T_s - T_\infty)}{v^2} * L^3$$

Número de Grashof (Pitts & Sissom, 1977)

$$Gr = 6.612 \times 10^8$$

$$Nu_{De} = \frac{h_i * De}{k_f} = 0.55 * (Gr * Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$k_f = 0.04431 \frac{W}{m} \quad \text{Conductividad térmica del aire a } T_f$$

$$h_i = 0.55 * k_f * \frac{(Gr * Pr)^{\frac{1}{4}}}{De}$$

$$h_i = 7.241 \frac{W}{m^2} \quad \text{coeficiente de convección interior}$$

Coeficiente de convección del agua

Diámetro equivalente

$$A_{sa} = 0.24m^2 \quad \text{Área de alojamiento del agua en el recipiente}$$

$$P_{ma} = 3.86m \quad \text{Perímetro mojado}$$

$$Dea = \frac{4 * A_{sa}}{P_{ma}}$$

$$Dea = 0.249m$$

Número de Grashof

$$T_{agua} = 92^\circ C \quad \text{Temperatura final del agua}$$

$$T_{fa} = \frac{T_s + T_{agua}}{2}$$

$$T_{fa} = 209.39^\circ C$$

$$\beta_a = \frac{1}{T_{fa} + 273}$$

$$\beta = 0.002$$

$$\nu_a = 0.000001551 \frac{m^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática del agua a } T_{fa}$$

$$Pr_a = 0.931 \quad \text{Número de Prandtl del agua a } T_{fa}$$

$$Gr = g * \beta a * \frac{(T_s - T_\infty)}{v_a^2} * L_a^3$$

Número de Grashof (Pitts & Sissom, 1977)

$$Gra = 3.603 \times 10^{14}$$

$$Nu_{Dea} = \frac{h_{agua} * Dea}{k_{fa}} = 0.55 * (Gra * Pra)^{\frac{1}{4}}$$

$$ka = 0.659 \frac{W}{m}$$

Viscosidad cinemática del agua a Tfa (Pitts & Sissom, 1977)

$$h_{agua} = 0.55 * \frac{ka(Gra * Pra)^{\frac{1}{4}}}{Dea}$$

$$h_{agua} = 6208.17 \frac{W}{m^2}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{e_{inox}}{k_{inox}} + \frac{1}{h_{agua}} + \frac{e_{inox}}{k_{inox}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_a}{ka} + \frac{1}{he}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor en la cámara de combustión.

$$U = 0.565 \frac{W}{m^2}$$

$$Ai = 1.85 m^2$$

Área interior

$$Q_{p1} = U * Ai(T_\infty - Ta)$$

Calor perdido por paredes (W)

$$Q_{p1} = 268.029 W$$

Calor perdido por el frente del sistema de combustión

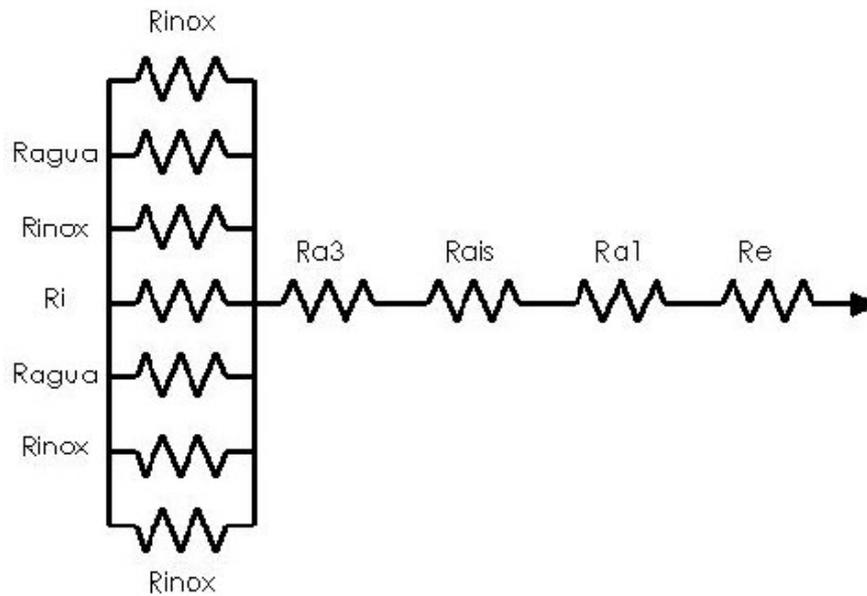


Figura 40. Sistema de resistencias térmicas del biocalentamiento

Resistencia equivalente

$$R_{inox} = \frac{e_{inox}}{k_{inox}}$$

$$R_{agua} = \frac{1}{h_{agua}}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_{agua}} + \frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_{agua}} + \frac{1}{R_{inox}}}$$

$$R_{eq} = 0.00002962 \frac{m^2}{W}$$

$$U_1 = \frac{1}{R_{eq} + \frac{e_{a3}}{k_a} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Coeficiente global de transferencia de calor sistema de resistencias}$$

$$A_{i2} = 1.24m^2 \quad \text{Área interior sistema de resistencias}$$

$$Q_{p2} = U * A_{i2} * (T_s - T_a) \quad \text{Calor perdido por el sistema de resistencias (W)}$$

$$Q_{p2} = 214.043 W$$

Calor perdido por gases de combustión

$$T_{s.gases} = 92.96 \text{ } ^\circ C \quad \text{Temperatura de superficie de gases (Chiliquinga, 2015)}$$

$$\dot{m}_g = 170 \frac{kg}{h} \quad \text{Flujo másico de gases de combustión}$$

$$C_p = 1.007 \frac{KJ}{kg^\circ C} \quad \text{Calor específico de los gases de combustión}$$

$$Q_{p.gases} = \dot{m}_g * C_p * T_{s.gases} \quad \text{Calor perdido por los gases de combustión}$$

$$Q_{p.gases} = 4.52 kW$$

$$Q_{pTotal} = Q_{p1} + Q_{p2} + Q_{p.gases} \quad \text{Calor total perdido}$$

$$Q_{pTotal} = 5.006 kW$$

- Intercambiador de calor

Cálculo del coeficiente de convección exterior para 3 hileras de tubos

$$D = 33.2mm \quad \text{Diámetro exterior del tubo}$$

$$v_{gases} = 1 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad de los gases}$$

$$T_{gases} = 277.65 \text{ } ^\circ C \quad \text{Temperatura de gases de combustión (Chiliquinga, 2015)}$$

$T_b = 92.26 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatura de base (Chiliquinga, 2015)

$T_{\text{agua}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatura del agua

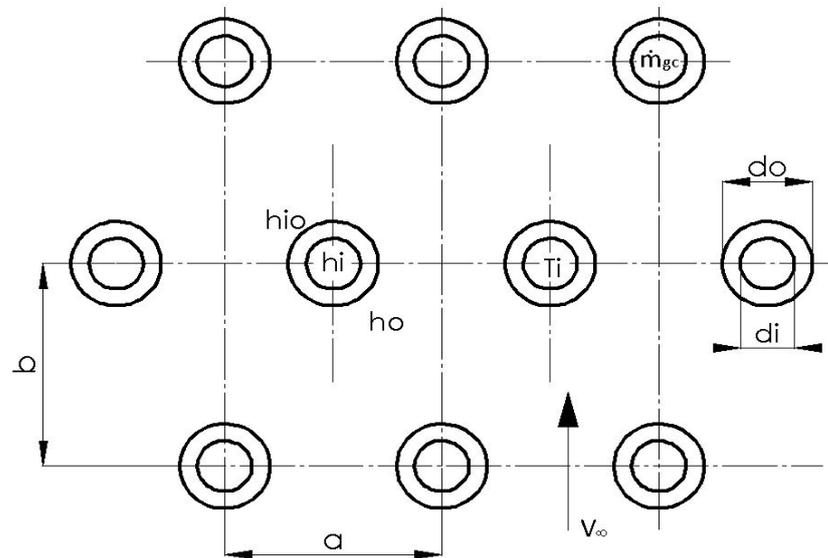


Figura 41. Esquema de distribución de tubos

$$\frac{a-D}{2} = 10.9 \text{ mm}$$

Escojo el menor valor entre las 2

ecuaciones

$$\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D = 28.29 \text{ mm}$$

$$V_{\text{max}} = \frac{V_{\text{gases}}^a}{\frac{2}{\frac{a-D}{2}}}$$

Velocidad máxima del flujo de aire en la cámara de combustión

$$V_{\text{max}} = 2.52 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\nu_{100} = 2.306 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Viscosidad cinemática del aire a 100 °C

$$\nu_{90} = 2.201 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Viscosidad cinemática del aire a 90 °C

Interpolando la viscosidad a la temperatura Tb

$$\frac{v_{100} - v_{90}}{v_{100} - v_b} = \frac{100 - 90}{100 - 92.96}$$

$$v = 2.232 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$k_{100} = 0.03095 \frac{W}{m^{\circ}C} \quad \text{Conductividad térmica del aire a } 100^{\circ}C$$

$$k_{90} = 0.03024 \frac{W}{m^{\circ}C} \quad \text{Conductividad térmica del aire a } 90^{\circ}C$$

$$\frac{(k_{100} - k_{90})}{(k_{100} - k_b)} = \frac{100 - 90}{100 - 92.26}$$

$$k = 0.03045 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Re_{max} = \frac{V_{max} * D}{v}$$

$$Re_{max} = 3.753 * 10^3$$

$$C = 0.46$$

$n = 0.562$ Datos obtenidos de Tabla 7-7 páginas 175 Pitts

$$\frac{h * D}{k} = C * Re_{max}^n$$

$$h = \frac{C * k * Re_{max}^n}{D}$$

$$h = 43.051 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$h_{10\text{hileras}} = h$$

$$\frac{h_{3\text{hileras}}}{h_{10\text{hileras}}} = 0.83$$

Tabla 7-8 Números de tubos
Transferencia de calor de Pitts

$$h_{3\text{hileras}} = 35.73 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Cálculo del coeficiente de convección interior de los tubos

$V = 0$ Velocidad del flujo de agua

$L_o = 460 \text{ mm}$ Longitud del tubo

$D_i = 25.4 \text{ mm}$ Diámetro interior del tubo

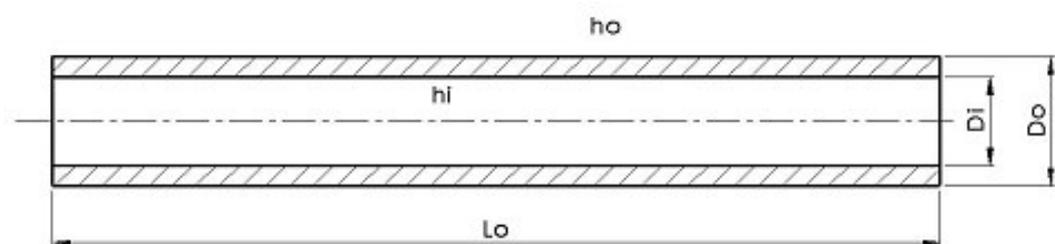


Figura 42. Esquema del intercambiador de calor

$$\frac{h_i * D_i}{k_f} = 0.55 * (Gr_L * Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_i = \frac{0.55 * k_f * (Gr_L * Pr)^{\frac{1}{4}}}{D_i}$$

Cálculo del número de Grashof para la longitud del tubo

$$Gr_L = \frac{\beta * g(T_s - T_{agua}) * L_o^3}{\nu^2} \quad \text{Número de Grashof para la longitud del tubo}$$

$$T_s = T_{gases}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{agua}}{2}$$

$$T_f = 184.825 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura de película}$$

$$\beta = \frac{\rho_{agua} * \left(\frac{1}{\rho_f} - \frac{1}{\rho_{agua}} \right)}{T_f - T_{agua}}$$

$$\rho_{180} = 5.153 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Densidad del vapor de agua a } 180 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$\rho_{190} = 6.388 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Densidad del vapor de agua a } 190 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$\rho_f \quad \text{Densidad del vapor del agua a la temperatura de película}$$

$$\frac{\rho_{180} - \rho_{190}}{\rho_f - \rho_{190}} = \frac{180 - 190}{184.25 - 190}$$

$$\rho_f = 5.625 \frac{kg}{m^3}$$

$$\beta = \frac{\rho_{agua} * \left(\frac{1}{\rho_f} - \frac{1}{\rho_{agua}} \right)}{T_f - T_{agua}}$$

$$\beta = 1.833 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$v_{80} = 0.364 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática del agua a } 80 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$v_{100} = 0.294 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática del agua a } 100^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$\frac{v_{100} - v_{80}}{v_{100} - v_{92}} = \frac{100 - 80}{100 - 92}$$

$$v_{92} = 3.22 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Gr_L = 3141 * 10^{15}$$

$$Pr = 1.07 \quad \text{Número de Prandtl del agua a la temperatura } T_f \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$k_{f180} = 0.0364 \frac{W}{m^\circ C} \quad \text{Conductividad térmica a } 180 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$k_{f190} = 0.0382 \frac{W}{m^\circ C} \quad \text{Conductividad térmica a } 190 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Cengel, 2011)}$$

$$\frac{k_{f180} - k_{f190}}{k_f - k_{f190}} = \frac{(180 - 190)}{184.825 - 190}$$

$$k_f = 0.037 \frac{W}{m^\circ C}$$

$$hi = 0.55 * k_f * \frac{(Gr_L * Pr)^{\frac{1}{4}}}{Di}$$

$$hi = 6.115 * 10^3 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{io} = hi * \frac{Di}{Do}$$

$$h_{io} = 4.678 * 10^3 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$U = \frac{h_{io} * h}{h_{io} + h} = 42.659 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador

Cálculo del área de transferencia de calor

$$Q = U * A * N * F * \Delta T_{ml}$$

$$N = 26$$

Número de tubos

$$A = \pi * D * L_o$$

$$A = 0.048 m^2$$

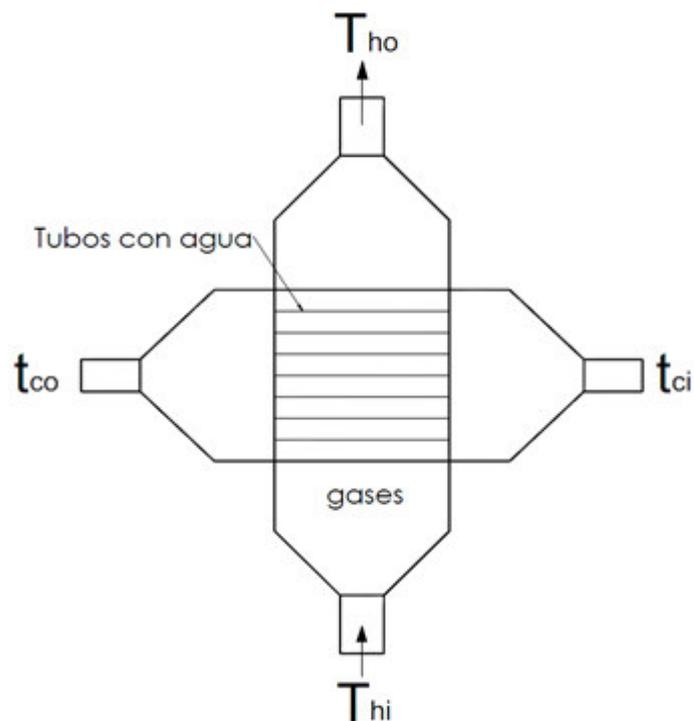


Figura 43. Intercambiador de calor flujo cruzado

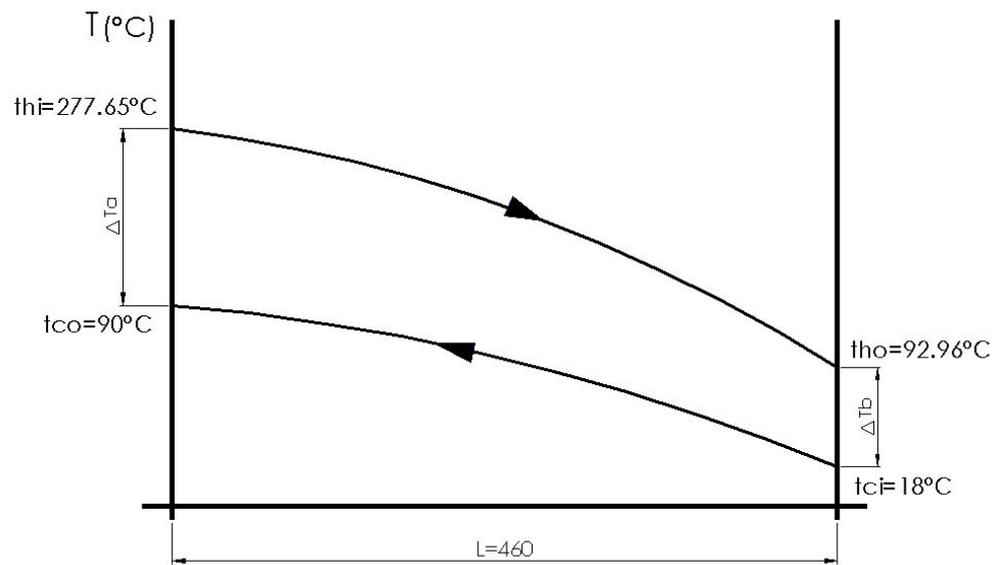


Figura 44. Gráfica distribución de temperaturas

$Tho = 92.96^\circ\text{C}$	Temperatura de salida de gases
$Thi = 277.65^\circ\text{C}$	Temperatura de entrada de gases
$Tco = 90^\circ\text{C}$	Temperatura de salida del agua de tubos
$Tci = 18^\circ\text{C}$	Temperatura de entrada del agua a los tubos

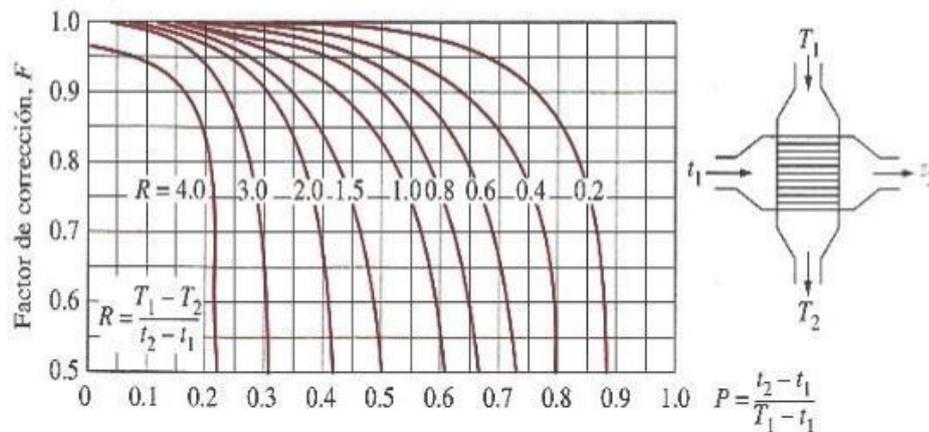
(Chiliquina, 2015)

$$\Delta T_2 = Tho - Tci$$

$$\Delta T_1 = Thi - Tco$$

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

Factor de corrección del intercambiador de calor



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

Figura 45. Flujo cruzado con un fluido mezclado.

Fuente: (Pitts & Sissom, 1977)

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = 0.277$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = 2.565$$

$$F = 0.92$$

$$Q = U * A * N * F * \Delta T_{ml}$$

$$Q = 6.012 \text{ kW}$$

Comprobación

$$V = \pi * \frac{Di^2}{4} * L_o * N$$

$$V = 6.06 \text{ L}$$

$$Q_u = \frac{M * C_p}{t_{cal}} (T_{sat} - T_{red})$$

$$M = 6.06 \text{ kg}$$

Masa de agua

$$C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{K}}$$

Calor específico del agua

$$T_{sat} = T_{agua}$$

$$t_{cal} = 1.5 \text{ horas} \quad \text{Tiempo de calentamiento del agua}$$

$$Q_u = 347.69 \text{ W}$$

3.2.2. Colector solar plano

- Cálculo de la fracción solar

$$A_c = 10.54 \text{ m}^2 \quad \text{Área total de colectores planos}$$

- Temperaturas del captador solar plano

$$T_a = 21 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura ambiente}$$

$$T_a = 21 + 273 = 294 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_c = 70 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura de la cubierta de vidrio}$$

$$T_c = 70 + 273 = 343 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_p = 118 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura de placa color negra mate}$$

$$T_p = 118 + 273 = 391 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_b = 28 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura de base del colector}$$

$$T_b = 28 + 273 = 301 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{mca} = \frac{T_c + T_a}{2} \quad \text{Temperatura media entre la cubierta y el ambiente}$$

$$T_{mca} = 318.5 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{mba} = \frac{T_b + T_a}{2}$$

Temperatura media entre la base del colector y el ambiente

$$T_{mba} = 297.5 \text{ } ^\circ K$$

$$T_{mpc} = \frac{T_p + T_c}{2}$$

Temperatura media entre la placa y cubierta

$$T_{mpc} = 367 \text{ } ^\circ K$$

- **Coefficientes de transferencia de calor por radiación**

$$\varepsilon_c = 0.85$$

Emisividad de la cubierta (Rodríguez, 2000)

$$\varepsilon_b = 0.9$$

Emisividad de la base metálica del captador (Rodríguez, 2000)

$$\varepsilon_p = 0.94$$

Emisividad de la placa con pintura de color negra mate (Rodríguez, 2000)

$$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

Constante de Stefan Boltzmann

$$hrca = 4\sigma * T_{mca}^3 * \varepsilon_c$$

$$hrca = 6.229 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de radiación cubierta ambiente

$$hrba = 4\sigma * T_{mba}^3 * \varepsilon_b$$

$$hrba = 5.375 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de radiación base ambiente

$$hrpc = \frac{4\sigma * T_{mpc}^3}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1}$$

$$hrpc = 9.039 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de radiación placa cubierta

- **Coefficientes de transferencia de calor por convección**
Convección forzada flujo externo del colector

$$v = 0.6 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad del viento}$$

$$h_{cca} = 2.8 + 3v$$

$$h_{cca} = 4.6 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_{cca} = h_{cba}$$

Convección libre flujo interno en cavidad rectangular inclinada

$$L_{pc} = 0.04 \text{ m} \quad \text{Separación entre placa y cubierta}$$

$$\beta = 15^\circ C \quad \text{Inclinación de los colectores}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2} \quad \text{Aceleración de la gravedad}$$

$$\beta_{aire} = \frac{1}{T_{mpc}} \quad \text{Coeficiente de expansión volumétrica interior}$$

$$\alpha_{aire} = 1.457(2.580640 * 10^{-5}) \quad \text{Difusividad térmica del aire}$$

$$\alpha_{aire} = 3.76 * 10^{-5}$$

$$\nu_{aire} = 27.88 * 10^{-5} (9.290304 * 10^{-2}) \quad \text{Viscosidad cinemática del aire}$$

$$Ra = g * \beta (T_p - T_c) * L_{pc}^3 \quad \text{Número de Rayleigh}$$

$$Ra = 8.432 * 10^4$$

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - 1708 * \frac{(\sin(1.8\beta))^{1.6}}{Ra * \cos(\beta)} \right) \left| 1 - \frac{1708}{Ra * \cos(\beta)} \right| + \left| \left(Ra * \frac{\cos(\beta)}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right|$$

$$Nu = 4.444$$

$$k_{127} = 0.01944(1.7295)$$

Conductividad térmica del aire (Pitts & Sissom, 1977)

$$k_{127} = 0.034 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$hcpc = \frac{Nu * k_{127}}{Lpc}$$

$$hcpc = 3.735 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coficiente e convección placa cubierta

- **Resistencias térmicas**

$$R_1 = \frac{1}{hcca + hrca}$$

$$R_1 = 0.091 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$R_2 = \frac{1}{hcpc + hrpc}$$

$$R_2 = 0.078 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$R_2 = \frac{1}{hcba + hrba}$$

$$R_2 = 0.1 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$Ut = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

$$U_t = 5.861 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$e_{ais} = 0.05 \text{ m}$$

$$k_{ais} = 0.036 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$R_{ais} = \frac{e_{ais}}{k_{ais}}$$

$$R_2 = 1.389 \frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$$

$$U_b = \frac{1}{R_{ais} + R_3}$$

$$U_b = 0.672 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$U_l = U_t + U_b$$

$$U_l = 6.532 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor de captadores solares planos.

- **Factor de eficiencia aleta**

$$W_a = 0.1 \text{ m}$$

Separación entre tubos

$$D = 0.0157 \text{ m}$$

Diámetro exterior del tubo de cobre

$$D_i = 0.0127 \text{ m}$$

Diámetro interior del tubo de cobre

$$k_a = 215 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$$

Conductividad térmica del aluminio

$$\delta_a = 0.001 \text{ m}$$

Espesor de la placa de aluminio

$$m_a = \sqrt{\frac{U_l}{k_a * \delta_a}}$$

$$m_a = 5.512$$

$$Fa = \frac{\tanh\left(ma * \frac{Wa - D}{2}\right)}{ma\left(\frac{Wa - D}{2}\right)}$$

$$Fa = 0.982$$

Factor de eficiencia de aleta

- **Factor de eficiencia del colector**

$$R_{union} = 0$$

$$mc = \frac{Ac * 50}{3600}$$

$$mc = 0.146 \frac{kg}{s}$$

Flujo másico en colectores

$$\delta_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

Densidad del agua

$$Vi = \frac{mc}{\delta_{agua}}$$

$$Vi = 1.464 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Caudal

$$Afi = \pi * \frac{Di^2}{4}$$

$$Afi = 1.267 * 10^{-4}$$

$$Atotal = 9 * Afi$$

$$vi = \frac{Vi}{Atotal * 6}$$

$$vi = 0.021 \text{ m/s}$$

Velocidad del fluido

$$hfi = 1000 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$Fp = \frac{1}{\frac{1}{U_l} + \frac{1}{Wa \left[\frac{1}{U_l(D + (Wa - D)Fa)} + R_{union} + \frac{1}{hfi * \pi * Di} \right]}}$$

$$Fp = 0.97$$

$$Cp = 4184 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} \quad \text{Calor específico del agua}$$

$$F_R = \frac{m_c * Cp}{e^{Ac} * U_l} \left[1 - e^{-\frac{U_l * Ac * Fp}{m_c * Cp}} \right]$$

$$F_R = 0.919 \quad \text{Factor de remoción del calor}$$

- **Factor Captador – Intercambiador**

$$\varepsilon_o = 0.94$$

$$m_{min} = 0.15 \frac{kg}{s} \quad \text{Flujo másico mínimo}$$

$$Cp_{min} = 4184 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} \quad \text{Calor específico mínimo}$$

$$F'_R = F_R \left(1 + \frac{Ac * F_R * U_l}{mc * Cp} \left(\frac{m_c Cp}{m_{min} Cp_{min} \varepsilon_o} - 1 \right) \right)$$

$$F'_R = 0.922$$

- **Valores promedio de proyectos anteriores**

$$Ig = 500 \frac{W}{m^2}$$

$$\tau = 0.85$$

$$\alpha = 0.95$$

$$T_{fi} = 42 \text{ } ^\circ C$$

$$T_a = 21 \text{ } ^\circ C$$

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y PRUEBAS

4.1. Construcción

En este proyecto implica la construcción de elementos que necesitan una explicación detallada de los procesos que se realizan y también establecer una secuencia de los pasos que se van a seguir para ahorrar tiempo de procesamiento y así facilitar su construcción.

Para la secuencia de construcción se han elaborado los correspondientes diagramas de proceso y planos de construcción de los elementos forman parte del conjunto final. Del sistema (se pueden apreciar en los Anexos 1 y 2).

4.1.1. Máquinas y herramientas e instrumentos.

Para la construcción de los elementos que conforman el sistema se usaron diferentes máquinas, instrumentos y herramientas que se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 10.

Instrumentos de medición usados en la construcción.

Designación	Instrumento	Observaciones
I1	Calibrador	Vigesimal
I2	Galga de roscas	0,25 hasta 6 mm
I3	Escuadra	Graduada (mm, pulg)
I4	Regla graduada	300mm
I5	Balanza digital	Kg, Lb

Tabla 11.**Máquinas y equipos usados en la construcción.**

Designación	Máquina	Características
M1	Cortadora hidráulica	Torino 125 Tn 7,5 kW 220V/60Hz
M2	Dobladora hidráulica	Torino 125 Tn 7,5 kW 220V/60Hz
M3	Tronzadora	Dewalt 3800 rpm 1350 W ØDisco 355mm
M4	Amoladora	Dewalt 7500rpm 800 W ØDisco 115mm
M5	Soldadora	Indura 30-280 A 220 V 1PH/60Hz
M6	Soldadora MIG/MAG	Welder 140-200A 220 V 0-11 m/min Øalambre: 0,6-1mm
M7	Taladro de mano	Dewalt 650 W 2800 rpm
M8	Taladro de banco	220-3320 rpm 550 W 110V/60Hz
M9	Compresor	Campbell 0,5 HP 125 psi 120 V

Tabla 12.**Herramientas usadas en la construcción.**

Designación	Herramienta	Observaciones
H1	Flexómetros	6m
H2	Tiza industrial	
H3	Broca	Ø(mm):4, 6, 12
H4	Escuadra	Sin graduar
H5	Remachadora	
H6	Llaves de tubo	
H7	Llave de pico	Grande
H8	Alicate	
H9	Playo de presión	
H10	Destornillador	
H11	Martillo	
H12	Granete	
H13	Piedra montada	
H14	Fresas sacabocados	Ø(mm): 22, 30, 34
H16	Remachadora	Boquilla de 1/8"
H17	Cautín	
H18	Pinza	Pequeña
H19	Arco de sierra	
H20	Tarraja	Ø: 1/2", 3/4"

4.1.2. Materiales

Es necesario hacer una lista de los materiales los cuales se pueden observar en la tabla 13, que serán utilizados para la construcción de los elementos del sistema. Para las paredes del cuerpo del caldero se seleccionó acero inoxidable AISI 304 por las condiciones de uso a temperaturas de más de 200 °C en la cámara de combustión y por el uso de agua potable como fluido de trabajo. Para la construcción de los diferentes elementos que no están sometidos a una carga significativa tanto mecánica como térmica se optó por usar acero negro comercial de calidad ASTM A366, A36 y A500 laminados en frío o laminados en caliente, por disponibilidad y facilidad de adquirir en el mercado. Las tuberías de conexión y accesorios son de cañería galvanizada de 3/4".

Tabla 13.**Materiales usados en la construcción del sistema.**

N°	DESCRIPCIÓN	APLICACIÓN
1	Planchas de acero inoxidable AISI 304	Cuerpo del caldero
2	Planchas de acero negro ASTM A366	Recubrimiento
3	Planchas de acero negro ASTM A366	Chimenea
4	Planchas de acero negro ASTM A36	Recubrimiento frontal y puertas
5	Tubo cuadrado de 50x50x2mm ASTM A500	Soporte
6	Tubo redondo de 3"x2mm ASTM A500	Tubo de escape
7	Tubo redondo galvanizado de 1" ISO-65 SERIE LIVIANA II	Intercambiador de calor
8	Tubo y accesorios de cañería galvanizada de 3/4"	Conexiones de agua
9	Ángulo de 20x20x2mm ASTM A36	Estructura de puertas CC
10	Electrodos E6011	Uniones comunes
11	Electrodos para acero inoxidable AWS ER308L	Uniones del cuerpo
12	Accesorios de amoladora para corte y desbaste	Cortes y pulido de planchas
13	Sensor de nivel de líquidos tipo flotador	Medición de nivel
14	Termocuplas tipo K	Medición de temperatura
15	Sensor DHT11 (humedad y temperatura ambiente)	Medición de temperatura ambiente
16	Sensor de presión MPX5700GP	Medición de presión
17	Cable eléctrico	Conexiones para la instrumentación
18	Arduino Mega 2560	Lectura de datos
19	Bomba Paolo Q:40 l/min	Suministro de fluido en el equipo
20	Tubería galvanizada de 1/2"	Acoplamiento para la instrumentación
21	Remaches 1/8	Sujeción del recubrimiento
22	Bisagras	Sujeción de puertas
23	Lana mineral (lana de roca)	Aislante térmico
24	Pintura anticorrosiva	Pintura externa

4.1.3. Diagramas de proceso

4.1.3.1 Cuerpo y tapas del depósito de agua

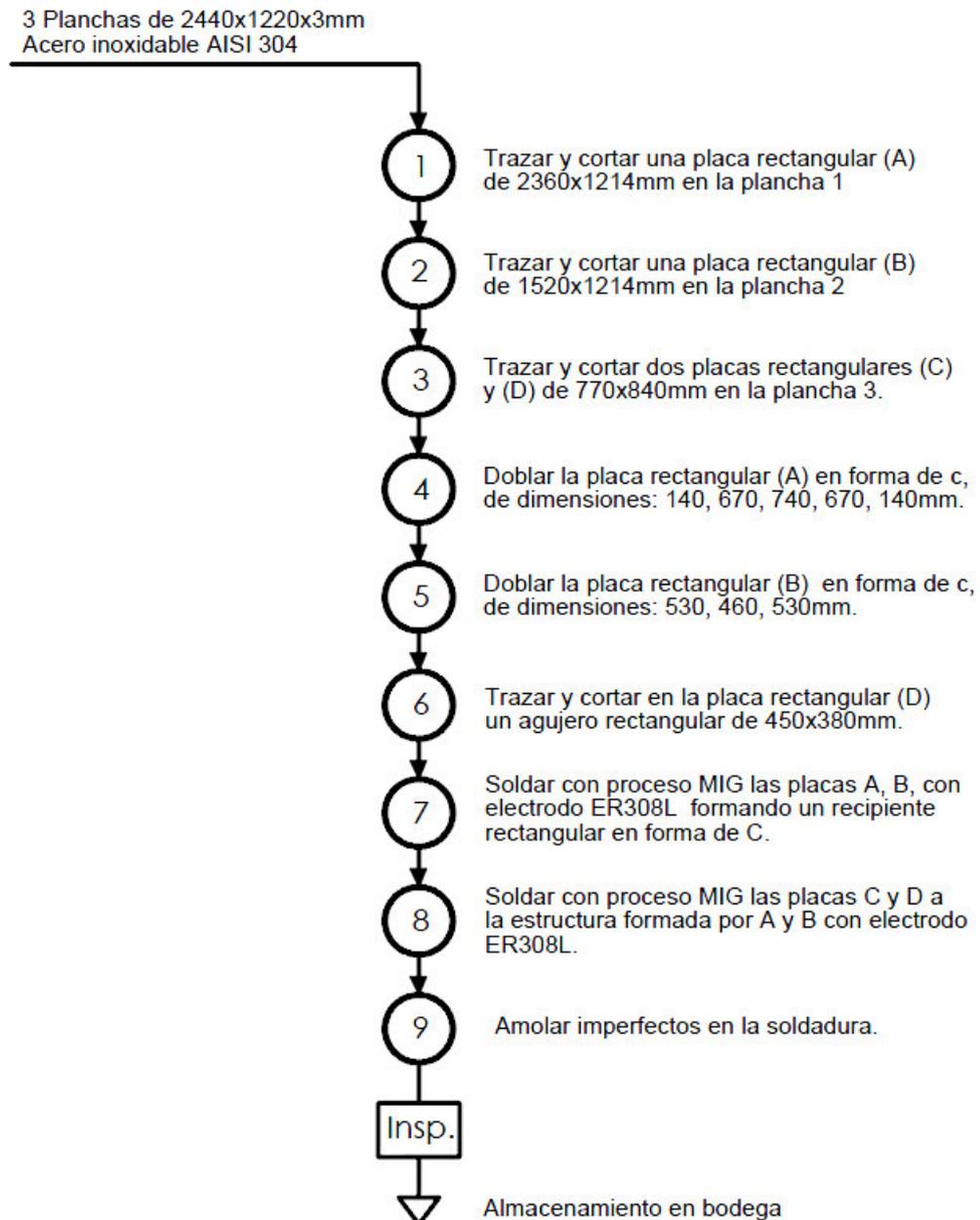


Figura 46. Diagrama del proceso del cuerpo y tapas del depósito de agua.

En la figura 49 se puede apreciar la placa rectangular (A) del cuerpo del caldero al finalizar la operación 4 designada en el diagrama de procesos, El espesor de la placa es de 3 mm seleccionado según el capítulo de diseño de

la presente investigación, las dimensiones externas son de 670x740mm tomando en cuenta una tolerancia de $\pm 3\text{mm}$ que se puede generar al momento de realizar la operación de doblado.



Figura 47. Doblado de la placa rectangular A

En la figura 50 se puede apreciar la placa rectangular (B) del cuerpo del caldero al finalizar la operación 5 designada en el diagrama de procesos, Para las operaciones de cortado y doblado se utilizó una cortadora hidráulica con capacidad para planchas de hasta 10 mm de espesor y una dobladora hidráulica con capacidad de doblado para planchas de hasta 4mm.

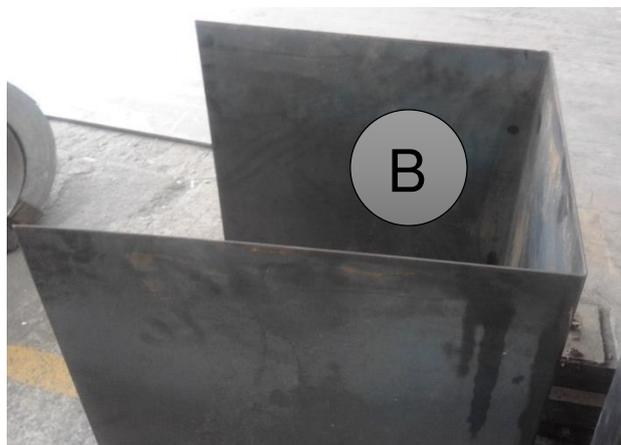


Figura 48. Doblado de la placa rectangular B

4.1.3.2 Intercambiador de calor y parrilla

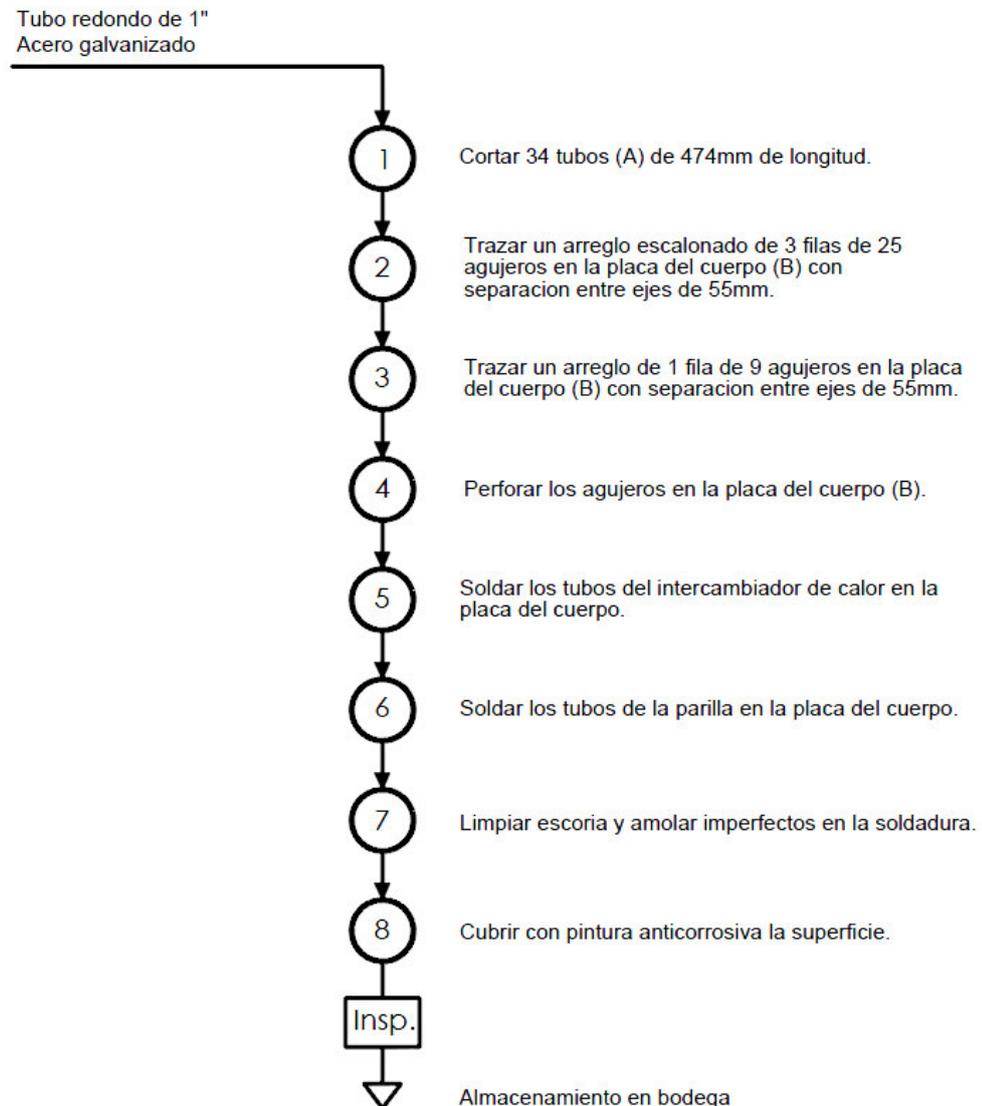


Figura 49. Diagrama del proceso del intercambiador y parrilla.

En el esquema de la figura 52 se representa la distancia entre ejes del arreglo de agujeros del intercambiador de calor, la misma distancia de separación se usa para la parrilla.

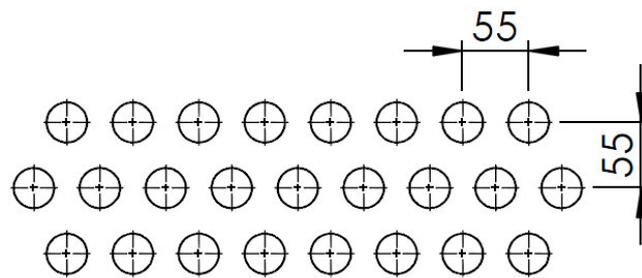


Figura 50. Esquema de las perforaciones del intercambiador de calor.

El proceso de perforado de los agujeros para el intercambiador de calor se realiza con un sacabocados de 25mm y luego se rectifica con un juego de piedras montadas para un correcto acople con el tubo del intercambiador de calor. En la figura 53 se puede observar parte del proceso de perforado.

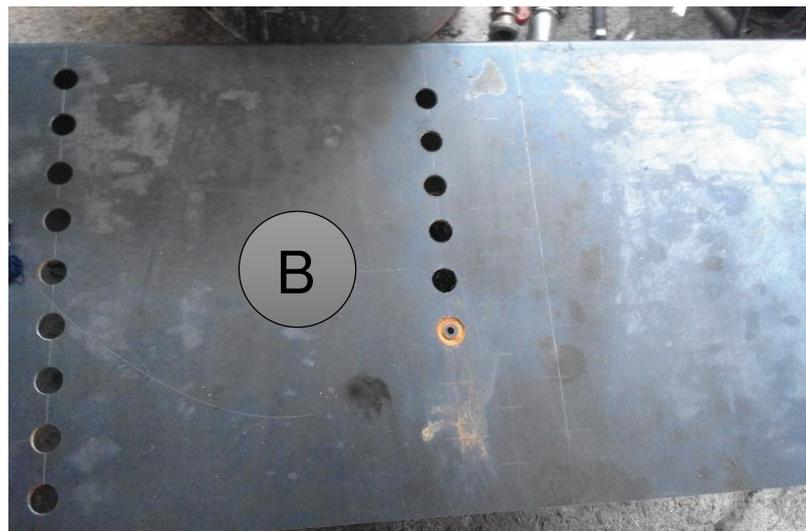


Figura 51. Fabricación de agujeros en el cuerpo para el intercambiador de calor.

La unión de las placas de acero inoxidable para formar el cuerpo del caldero se realiza con el proceso de soldadura MIG, con su respectivo rollo de electrodo AWS ER308L, como se puede observar en la figura 54.



Figura 52. Soldadura de los tubos del intercambiador de calor.

En la figura 55 se puede observar el intercambiador de calor y la parrilla que están conformados de 34 tubos soldados al cuerpo del caldero que ya se encuentra terminado.



Figura 53. Intercambiador de calor y parrilla

Elementos: 1. Cuerpo, 2. Intercambiador de calor, 3. Parrilla.

4.1.3.3 Soporte

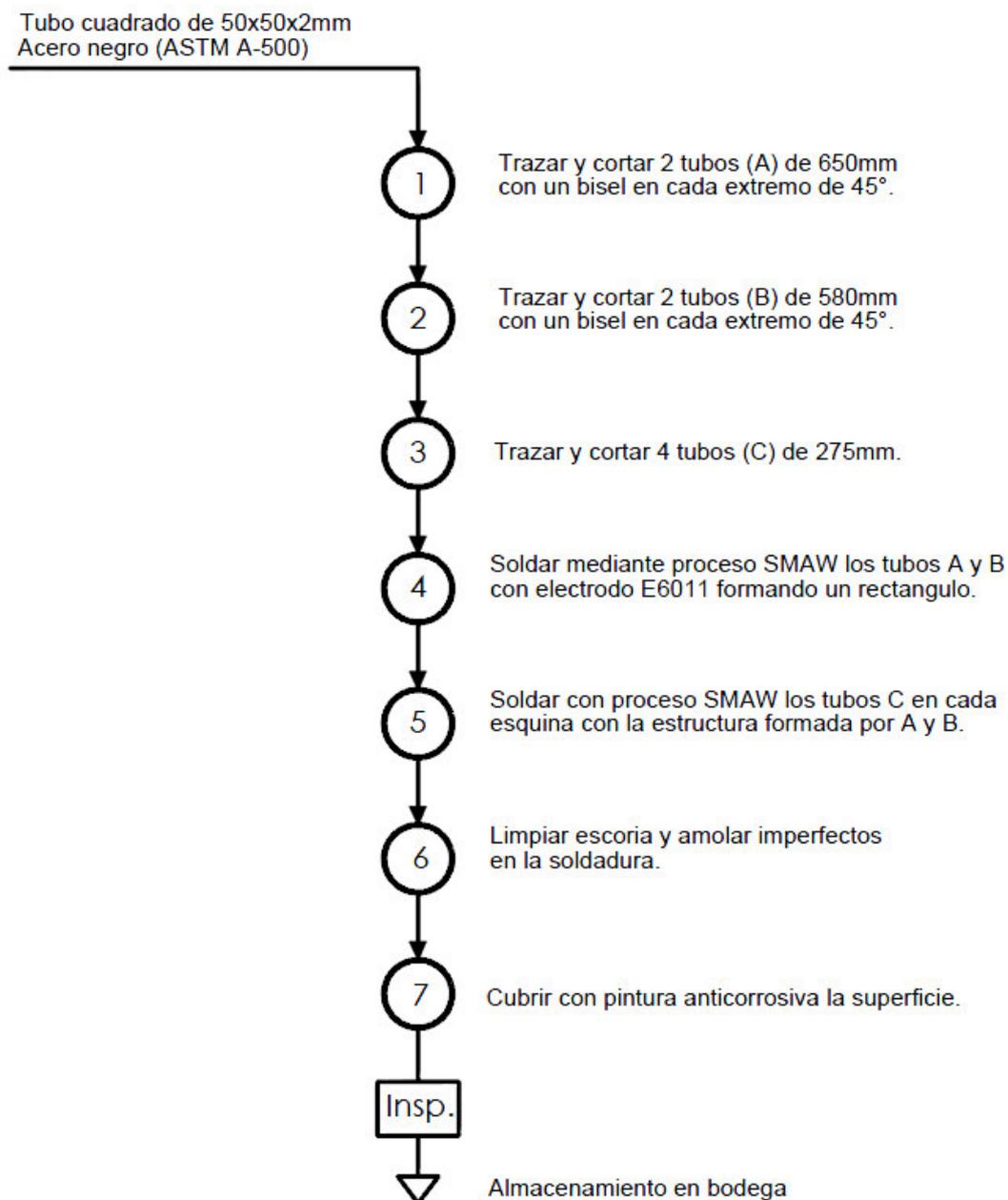


Figura 54. Diagrama del proceso del soporte del caldero.

4.1.3.4 Chimenea

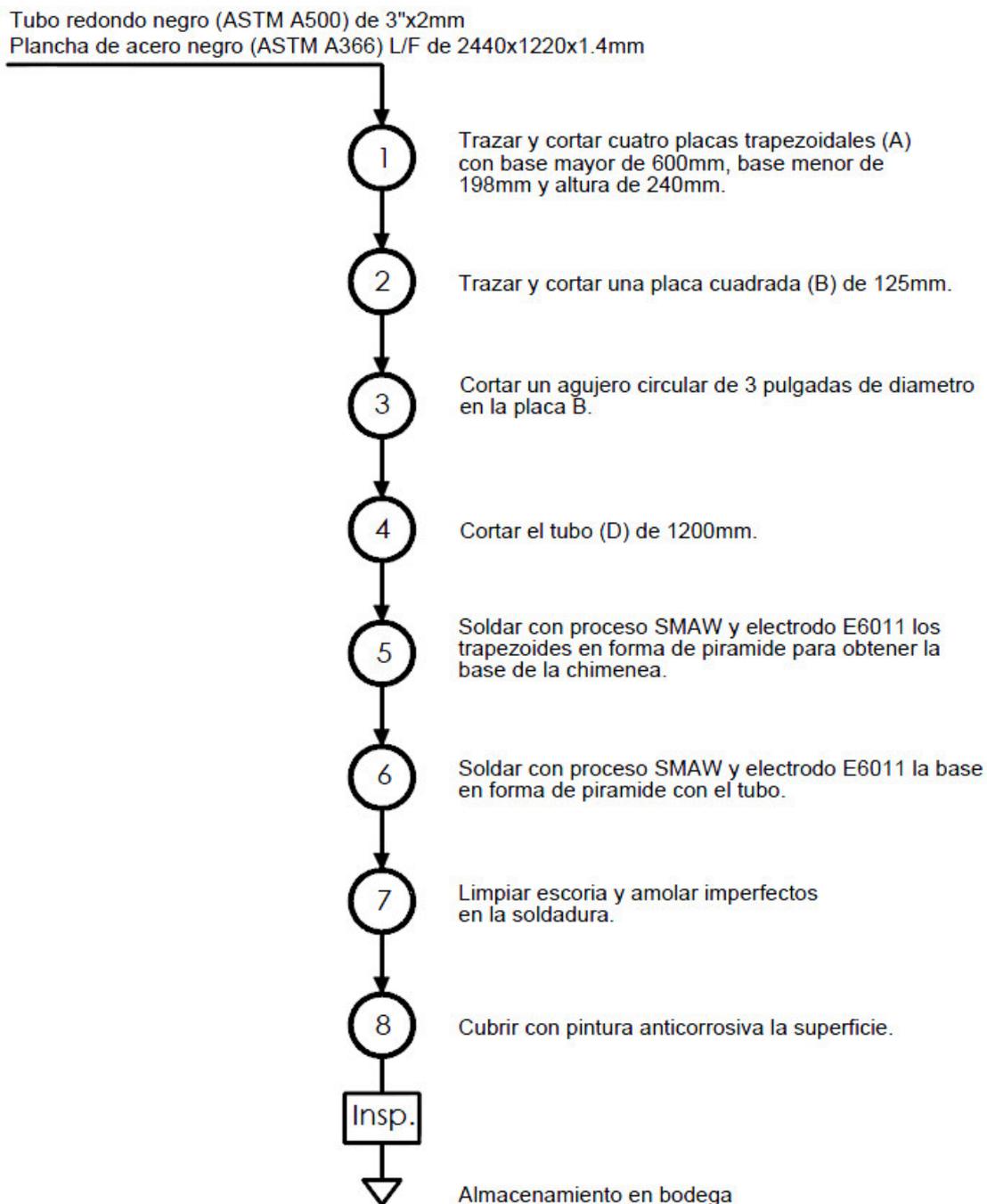


Figura 55. Diagrama del proceso de la chimenea.

4.1.3.5 Recubrimiento

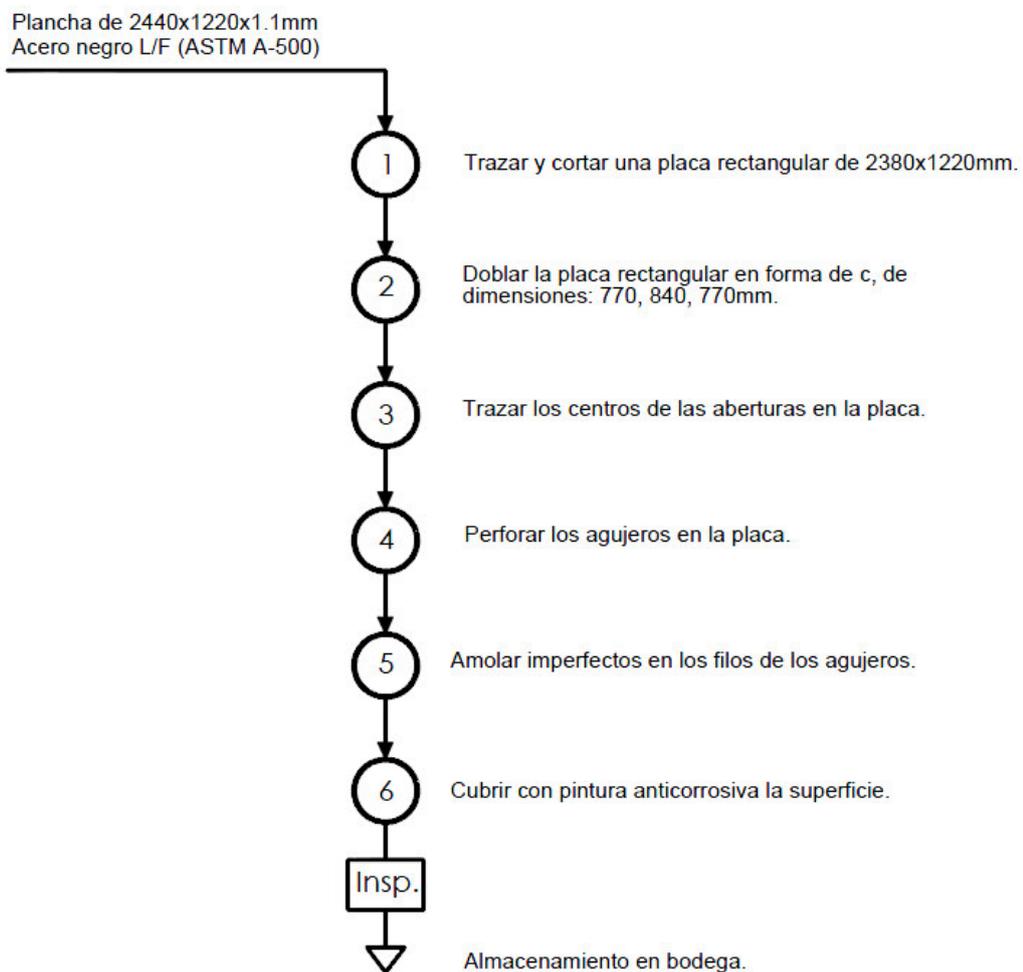


Figura 56. Diagrama de proceso del recubrimiento.

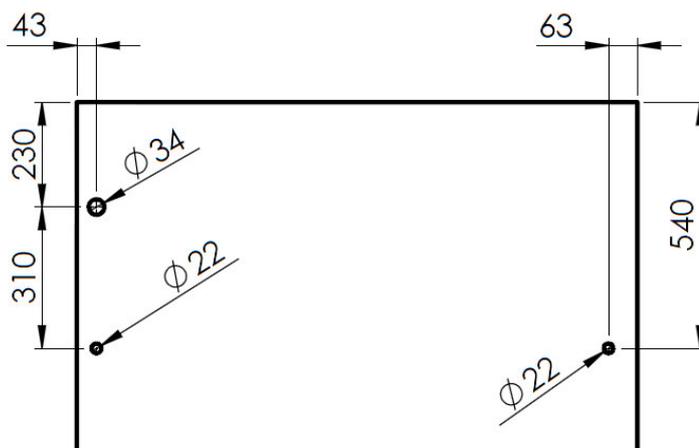


Figura 57. Esquema de las perforaciones del recubrimiento.

4.1.3.6 Recubrimiento frontal

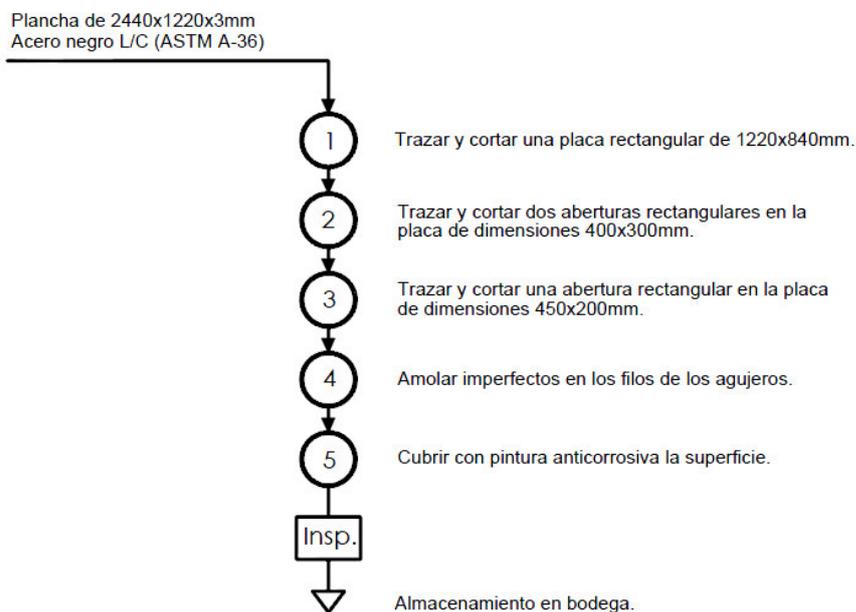


Figura 58. Diagrama de proceso del recubrimiento frontal.

4.1.3.7 Puertas de combustión y mantenimiento

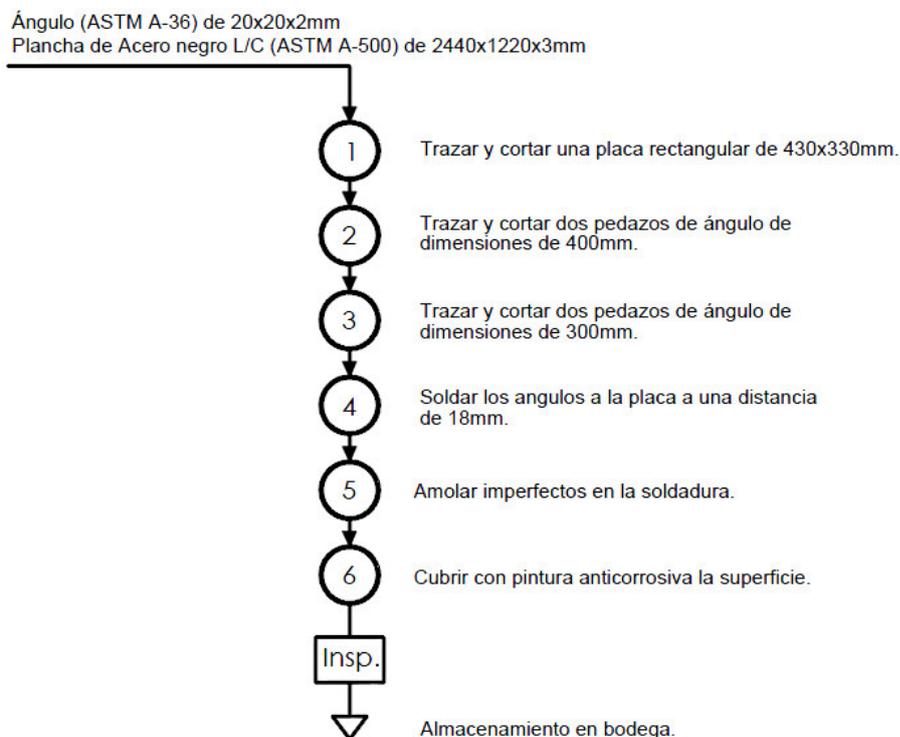


Figura 59. Diagrama de proceso de la puerta de combustión y mantenimiento.

4.2. Ensamblaje

Después de haber terminado con la construcción se procede al respectivo ensamblaje de las diferentes partes del sistema. Siguiendo una secuencia de cursogramas elaborados para facilidad de montaje, ahorrando tiempos y logrando una mejor organización en los procesos.

4.2.1. Ensamblaje del sistema de combustión de biomasa



Figura 60. Cursograma del ensamblaje del sistema biomasa.

El aislante térmico lana de roca mineral se coloca recubriendo el cuerpo del caldero para minimizar las pérdidas de calor por convección hacia el ambiente, como se indica en la operación 4 del cursograma de la figura 62. En la figura 63 se puede observar el aislante térmico ya colocado en el caldero.



Figura 61. Montaje del aislante térmico.

Elementos: 1. Chimenea, 2. Aislante térmico, 3. Soporte del caldero.

Para sujetar el aislante térmico al cuerpo se realiza el montaje del recubrimiento externo que va sujetado a una estructura que se encuentra soldada al cuerpo del caldero. El recubrimiento externo se sujeta con remaches de 5/32" separados 15cm unos de otros en cada ángulo de la estructura mencionada. En la figura 64 se puede observar ya montado el recubrimiento exterior como indica la operación 5 del cursograma de la figura 62.



Figura 62. Ensamblaje del recubrimiento exterior

El recubrimiento frontal se monta al cuerpo del caldero mediante cordones de 4cm con separación de 15cm, se usa soldadura eléctrica con electrodo 6011. Las puertas de cámara de combustión, mantenimiento y cenicero se coloca con bisagras de 1" de longitud, se colocan cerraduras para cada puerta con remaches de 1/8".



Figura 63. Ensamblaje del recubrimiento frontal y puertas

Elementos: 1. Recubrimiento exterior, 2. Tuberías de conexión, 3. Recubrimiento frontal, 4. Puerta de cámara de combustión, 5. Puerta de mantenimiento, 6. Puerta de cenicero.

Se utilizó pintura anticorrosiva 507 color mate gris para evitar la corrosión de los elementos que están expuestos al ambiente como lo son el recubrimiento del caldero, recubrimiento frontal, soporte y la chimenea.



Figura 64. Recubrimiento con pintura anticorrosiva

4.2.2. Ensamblaje del sistema híbrido solar/biomasa

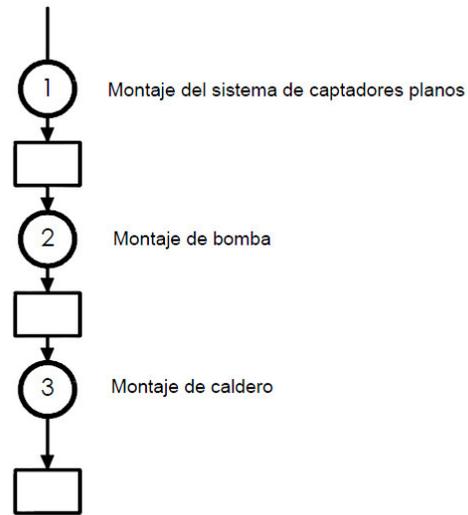


Figura 65. Cursograma del ensamblaje del sistema híbrido solar/biomasa

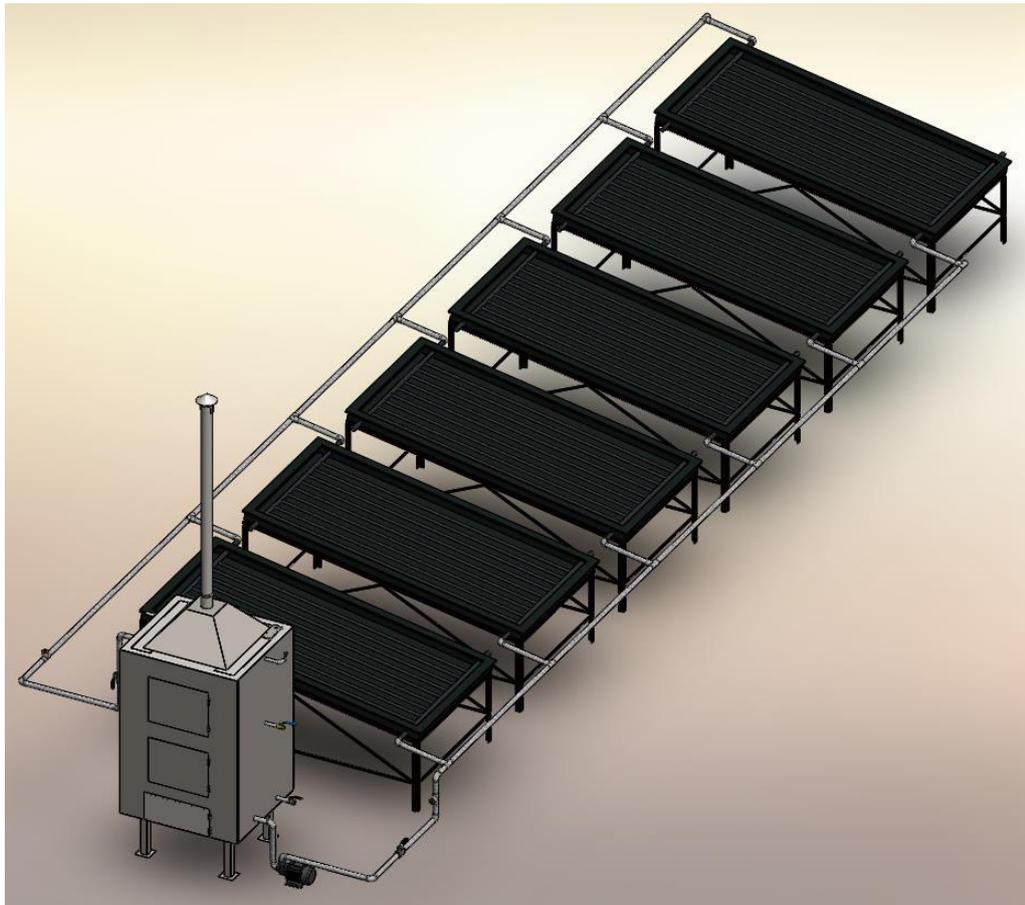


Figura 66. Modelo en 3D para ensamblaje

4.2.3. Ensamblaje del sistema de instrumentación

4.2.2.1 Instrumentos utilizados para mediciones

En esta fase se desarrolla la implementación de sensores de nivel, temperatura, humedad relativa, radiación global, velocidad del viento para adquirir datos para el desarrollo de la presente tesis que se detallan a continuación:

- **Sensor de nivel de líquidos en el interior del recipiente**



Figura 67. Sensor de nivel de líquidos

Tabla 14.

Sensor de nivel del agua en el interior del depósito.

SENSOR DE NIVEL DE LÍQUIDOS	
Marca	Zenso
Modelo	Flotador
Dimensión	900mm
Voltaje máximo del switch	220VDC
Voltaje de ruptura mínimo	300VDC
Potencia máxima del contactor	50W
Temperatura de trabajo	-20~+80°C
Material	PVC

Fuente: Catalogo fabricante (Zenso, 2016)

- **Sensores de temperatura en el sistema**



Figura 68. Termocupla tipo k

Tabla 15.

Sensor de temperatura del sistema.

TERMOCUPLAS K	
Marca	Wika
Modelo	Tipo K
Rango de temperatura	0-400
Tipo	Tornillo

Fuente: Catalogo fabricante (Wika, 2015)

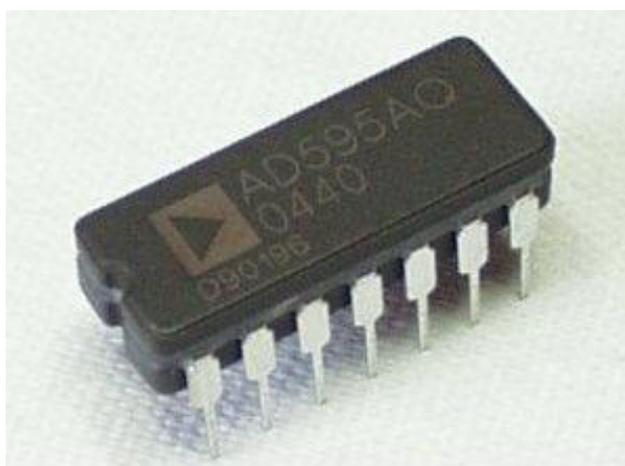


Figura 69. Circuito integrado AD595AQ

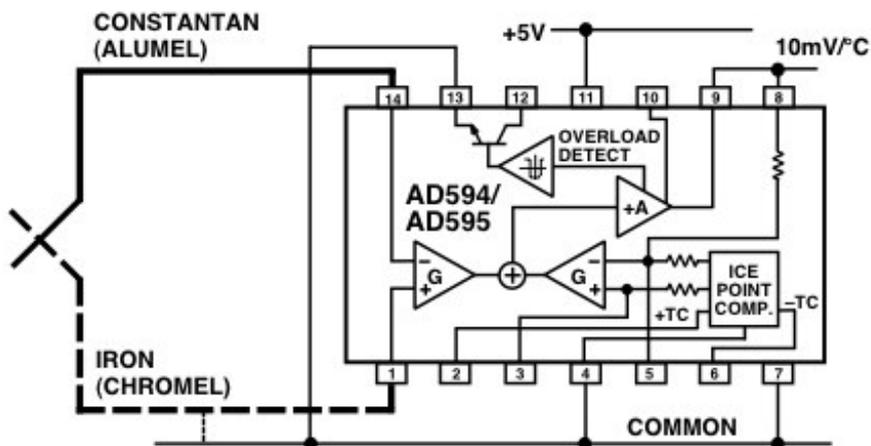


Figura 70. Circuito amplificador para termocupla tipo k.

Fuente: (Wika, 2015)

- Sensor de temperatura ambiente y humedad relativa

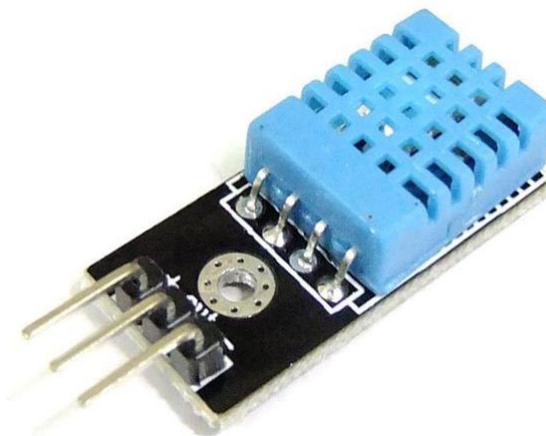


Figura 71. Sensor DHT11

Tabla 16.

Sensor de temperatura ambiente y humedad relativa.

SENSOR DHT11	
Marca	Aosong
Rango de trabajo de humedad	20-90%RH
Rango de trabajo de temperatura	0-50°C
Exactitud de humedad	±5%RH
Exactitud de temperatura	±2°C
Resolución	1

Fuente: Catalogo fabricante (Aosong, 2014)

- **Sensor de presión interna del recipiente**



Figura 72. Sensor de presión MPX5700GP

Tabla 17.

Sensor de presión en el interior del depósito.

SENSOR DE PRESIÓN	
Marca	Senseon
Modelo	MPX5700GP
Rango de presión de operación	0-700kPa
Temperatura de operación	-40~+125°C
Exactitud	±2,5%V
Sensibilidad	6,4mV/kPa

Fuente: Catalogo fabricante (Senseon, 2014)

- **Sensor de radiación solar**



Figura 73. Medidor portátil de radiación solar

Tabla 18.

Medidor portátil de radiación global.

MEDIDOR DE RADIACIÓN GLOBAL	
Marca	TES
Modelo	TPM-TE-1333
Tiempo de respuesta	0,5 seg
Precisión	$\pm 10\text{W/m}^2$
Rangos de medida	0-2000W/m ²
Resolución	$\pm 1\text{W/m}^2$

Fuente: Catalogo fabricante (TES, 2013)

- **Sensor de velocidad del viento**

Figura 74. Anemómetro portátil

Tabla 19. A

Anemómetro portátil

ANEMOMETRO	
Marca	EXTECH
Modelo	Hélice 407113
Temperatura de operación	80°C
Rango de trabajo	0-35m/s
Resolución	0,01

Fuente: Catalogo fabricante (XTECH, 2016)

4.2.2.5 Cursograma del ensamblaje del sistema de instrumentación

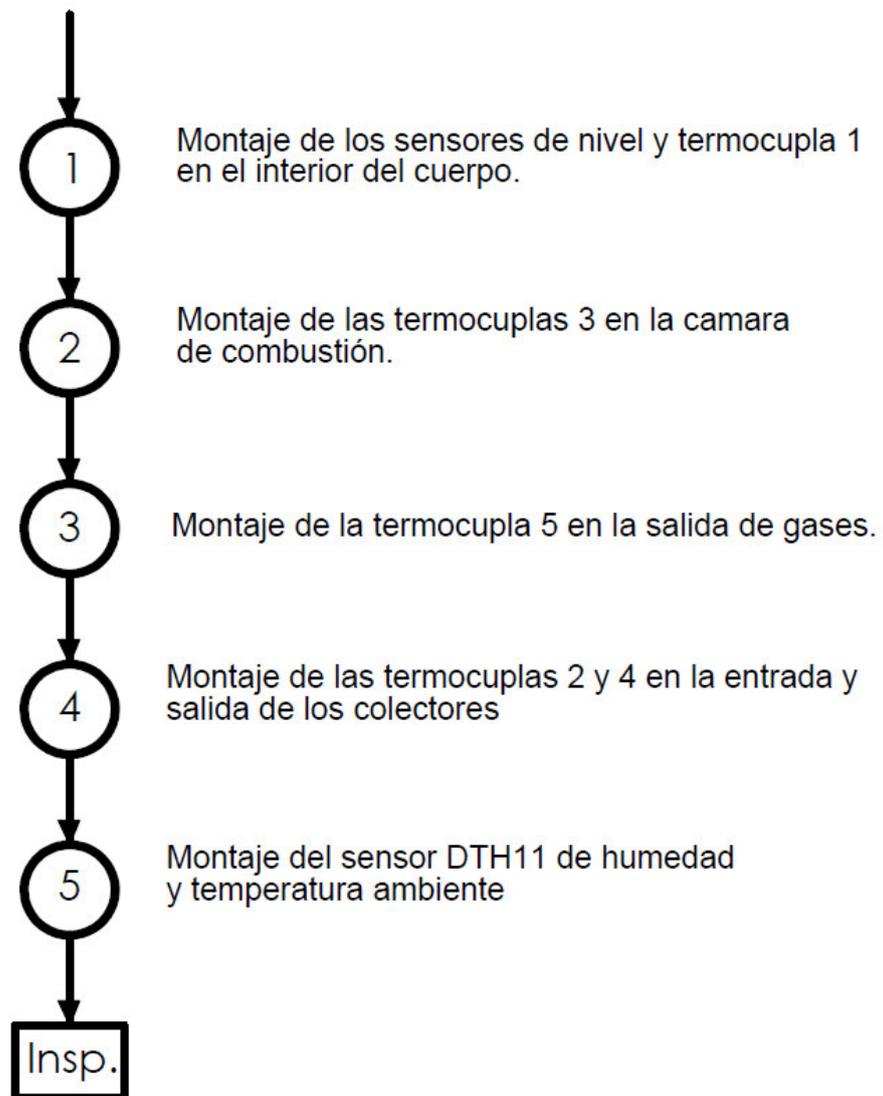


Figura 75. Cursograma del ensamblaje del sistema de instrumentación.

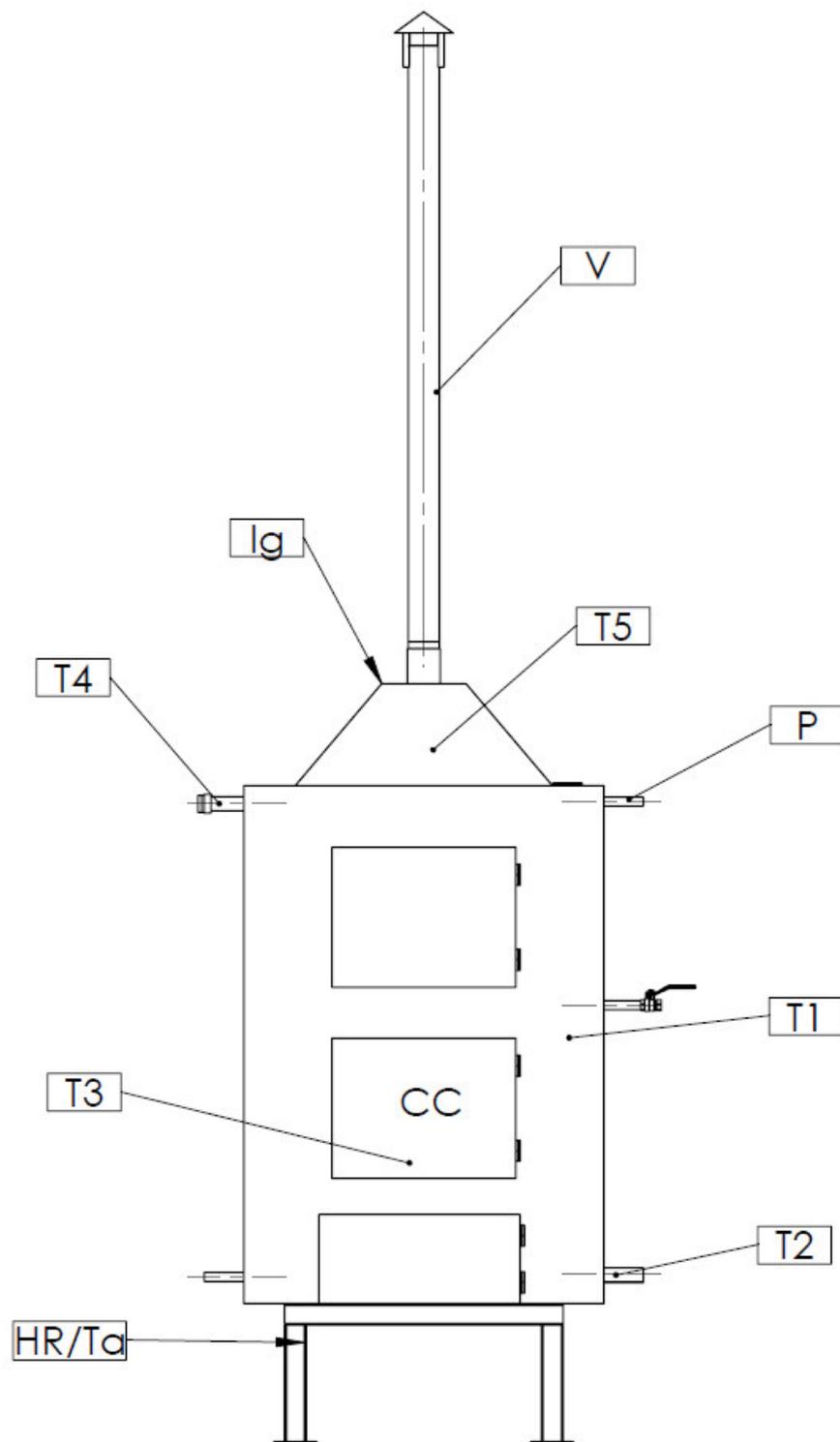


Figura 77. Ubicación de sensores en el sistema solar.

4.2.2.2 Recolección de datos

Para la recolección de datos se hace uso de la tarjeta Arduino Mega 2560 que se encarga de recibir la información que proviene de todos los sensores y enviarla a una base de datos tipo texto, la tarjeta se conecta directamente a una computadora portátil para la lectura de las mediciones en el monitor serie del programa de control del arduino.

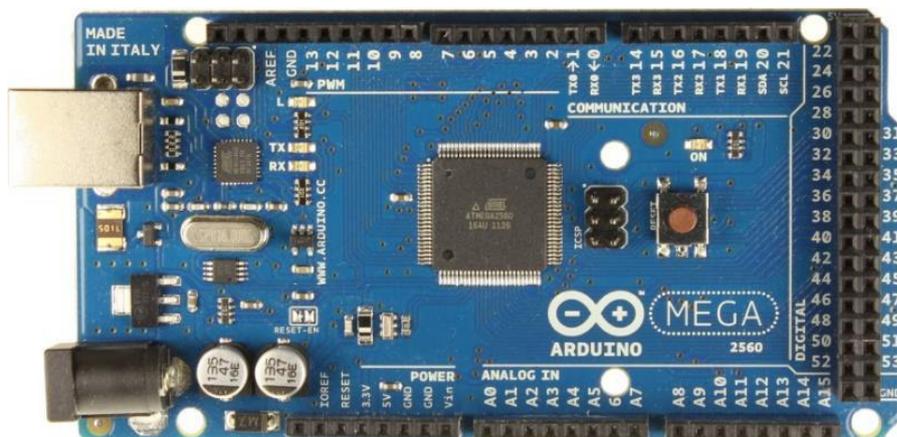


Figura 78. Arduino Mega 2560.

Fuente: (Arduino, 2016)

Tabla 21.

Denominación de pines del Arduino.

PINES	INSTRUMENTO
Pines Análogos	
A0	Sensor de presión
A1	Termocupla 1
A2	Termocupla 2
A3	Termocupla 3
A4	Termocupla 4
A5	Termocupla 5
Pines digitales	
32	Sensor DTH11
40	Indicador de nivel 1
42	Indicador de nivel 2
50	Sensor de nivel 1
52	Sensor de nivel 2

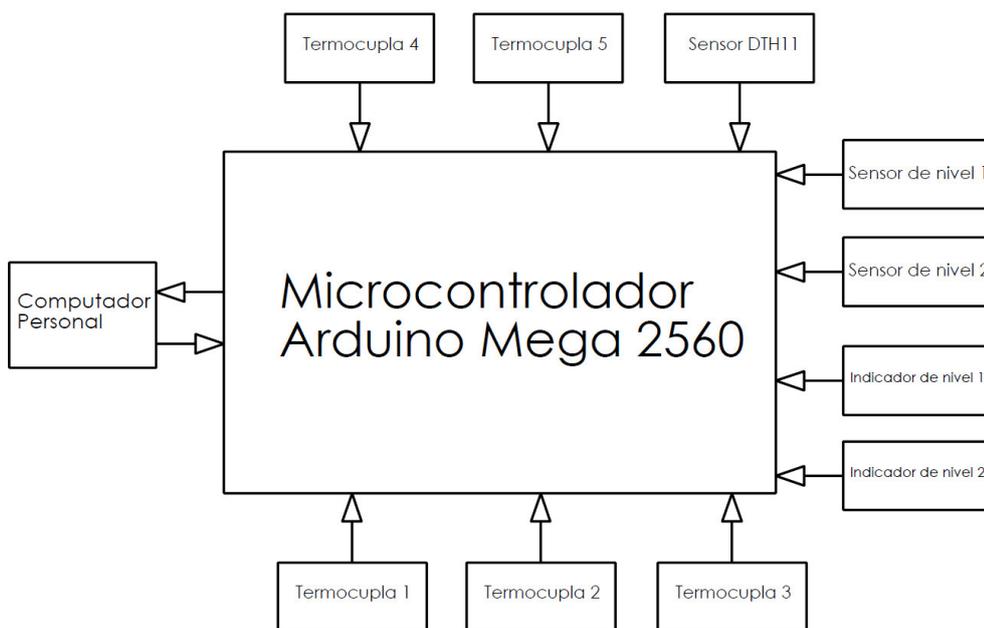


Figura 79. Interfaces del microcontrolador

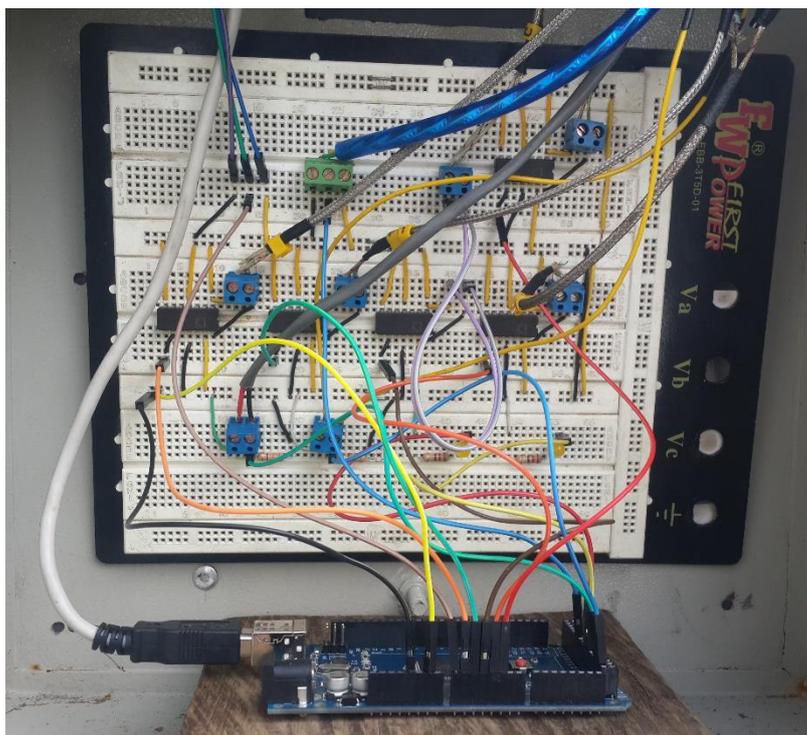


Figura 80. Conexiones de la instrumentación del sistema

4.3. Definición de parámetros

En el funcionamiento del sistema se consideran aspectos tales como radiación solar, condiciones ambientales y temperaturas que se generan en el proceso de operación del equipo.

A continuación se detalla los parámetros que van a ser medidos por los sensores ya instalados en el sistema, estos serán usados en los ensayos de: sistema de captadores planos, sistema de combustión de biomasa y sistema híbrido.

Tabla 22.

Denominación de las variables medidas por los sensores.

INSTRUMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN
Termocupla K	T1	Temperatura interna del agua
Termocupla K	T2	Temperatura de entrada a colectores
Termocupla K	T3	Temperatura de cámara de combustión
Termocupla K	T4	Temperatura de salida de colectores
Termocupla K	T5	Temperatura de salida de gases
Sensor de presión MPX5700GP	P	Presión interna del recipiente
Sensor de humedad DHT11	Hr	Humedad relativa
Sensor de temp. amb. DHT11	Ta	Temperatura ambiente
Anemómetro	V	Velocidad del viento
Medidor de radiación global	Ig	Radiación global

Fuente: Propia

4.4. Ensayos del sistema

4.4.1. Captadores planos

Para determinar los aspectos energéticos del calentamiento del agua con energía solar se realizaron 10 ensayos en días con radiación solar considerable. A continuación se presenta el ensayo más representativo.

Tabla 23.

Datos del ensayo de captadores planos ES-3.

ENSAYO: ES-3 FECHA: 29/09/2016 Tiempo de llenado: 10min

ORD.	HORA	TIEMPO	RECIPIENTE		COLECTORES		RADIACIÓN	AMBIENTE		
			T1(Ag) (°C)	P (PSI)	T2(EC) (°C)	T4(SC) (°C)	Ig (W/m ²)	Ta (°C)	Hr %	V m/s
1	9:30	0	22,81	0,29	25,28	35,23	395	22	34	1,09
2	9:35	5	23,46	0,29	27,37	35,72	405	24	34	0,26
3	9:40	10	23,99	0,26	29,1	36,79	407	25	33	0,28
4	9:45	15	23,02	0,29	24,21	37,67	410	22	22	0,69
5	9:50	20	24,74	0,37	31,54	38,16	530	24	32	0,18
6	9:55	25	24,53	0,37	37,63	47,67	538	25	31	0,2
7	10:00	30	25,9	0,44	30,79	47,67	542	26	30	0,28
8	10:05	35	25,19	0,4	32,26	48,65	565	25	30	1,01
9	10:10	40	28,3	0,4	45,94	49,79	537	25	30	0,72
10	10:15	45	33,99	0,44	43,99	52,63	555	26	30	0,58
11	10:20	50	30,12	0,37	43,5	55,63	562	26	30	0,61
12	10:25	55	35,83	0,4	32,75	53,63	543	26	30	0,01
13	10:30	60	37,37	0,44	37,15	58,16	445	26	30	0,91
14	10:35	65	40,97	0,33	39,1	58,65	469	27	29	0,12
15	10:40	70	41,28	0,33	34,21	52,3	558	26	30	0,89
16	10:45	75	47,11	0,44	42,52	50,83	562	27	28	0,96
17	10:50	80	50,57	0,37	39,1	50,83	532	28	25	0,79
18	10:55	85	58,16	0,37	48,39	53,27	540	28	25	0,82
19	11:00	90	66,47	0,39	42,52	51,81	560	28	27	1,12
20	11:05	95	69,4	0,4	37,15	53,27	570	28	25	0,93
21	11:10	100	63,46	0,33	33,24	50,34	572	28	26	1,37
22	11:15	105	60,61	0,29	35,68	59,36	610	27	25	0,45
23	11:20	110	62,59	0,33	49,63	58,26	624	27	25	0,25
24	11:25	115	64,52	0,41	50,34	61,58	612	29	25	0,43
25	11:30	120	60,79	0,39	40,08	60,61	669	30	23	0,23
26	11:35	125	63,72	0,36	44,48	62,56	596	28	24	0,69
27	11:40	130	64,61	0,4	46,43	54,52	602	30	24	0,85
28	11:45	135	65,53	0,37	51,81	66,96	615	31	22	0,22
29	11:50	140	65,49	0,4	46,43	66,96	620	31	22	1,3
30	11:55	145	68,87	0,4	46,43	65,49	645	30	23	1,53
31	12:00	150	69,98	0,37	46,43	64,52	613	29	23	1,65
32	12:05	155	72,34	0,4	46,43	64,52	623	30	23	1,73
33	12:10	160	73,92	0,39	45,94	62,56	612	30	24	0,29
34	12:15	165	74,74	0,39	50,83	66,47	602	30	23	0,2
35	12:20	170	73,99	0,4	42,52	62,07	172	32	21	0,01

Continua →

ORD.	HORA	TIEMPO	RECIPIENTE		COLECTORES		RADIACIÓN	AMBIENTE		
			T1(Ag) (°C)	P (PSI)	T2(EC) (°C)	T4(SC) (°C)	Ig (W/m ²)	Ta (°C)	Hr %	V m/s
36	12:25	175	76,25	0,37	40,52	57,18	629	30	22	0,05
37	12:30	180	81,49	0,44	38,61	53,76	622	28	24	0,87
38	12:35	185	82,09	0,29	38,61	55,72	570	27	24	0,14
39	12:40	190	83,45	0,37	43,5	59,14	320	29	24	0,01
40	12:45	195	83,76	0,37	45,45	58,16	635	29	23	0,21
41	12:50	200	87,15	0,4	44,48	61,58	615	27	24	0,39
42	12:55	205	83,27	0,39	43,01	59,63	602	30	23	0,09
43	13:00	210	82,75	0,44	43,5	59,63	611	29	23	0,86
44	13:05	215	82,11	0,39	47,41	64,03	608	30	23	0,31
45	13:10	220	80,38	0,4	51,32	64,52	587	30	22	0,91
46	13:15	225	79,27	0,33	46,92	65,81	544	30	22	1,13
47	13:20	230	75,18	0,33	42,52	66,47	410	29	23	1,08
48	13:25	235	75,34	0,39	39,59	60,12	602	29	22	1,16
49	13:30	240	78,65	0,44	47,63	55,23	589	28	23	0,98
50	13:35	245	77,41	0,43	47,63	54,25	596	28	24	0,44
51	13:40	250	76,8	0,47	46,92	53,27	411	30	23	0,01
52	13:45	255	79,63	0,43	42,03	53,27	115	29	23	0,18
53	13:50	260	78,76	0,43	38,12	51,81	105	29	23	0,3
54	13:55	265	77,63	0,4	37,15	50,83	143	28	23	0,06
55	14:00	270	76,02	0,39	36,17	49,36	156	27	23	0,02
56	14:05	275	75,61	0,4	36,66	47,9	114	26	25	0,08
57	14:10	280	72,95	0,43	37,15	46,92	106	26	25	0,01
58	14:15	285	71,62	0,4	35,19	50,34	215	27	24	0,19
59	14:20	290	74,65	0,4	34,7	51,32	205	28	24	1,25
60	14:25	295	74,07	0,48	30,3	49,85	123	25	26	0,93
61	14:30	300	73,01	0,48	36,84	47,41	116	24	32	0,99
\bar{x}			75,21	0,39	40,58	54,8	481,33	27,71	25,49	0,6
Max			87,15	0,48	51,81	66,96	669	32	34	1,73
Min			22,81	0,26	24,21	35,23	105	22	21	0,01

4.4.2. Sistema de combustión de biomasa

Para determinar los aspectos energéticos del calentamiento del agua con la combustión de biomasa en este caso se usó madera de eucalipto seca con un 12% de humedad aproximado, se realizaron 10 ensayos.

Tabla 24.

Datos del ensayo de combustión de biomasa EB-2.

ENSAYO: EB-2		FECHA: 27/09/2016		Peso biomasa: 3.5kg			Tipo: Eucalipto		
ORDEN	HORA	TIEMPO	RECIPIENTE				AMBIENTE		
			T1(Ag) (°C)	T3(CC) (°C)	T5(SG) (°C)	P (PSI)	Ta (°C)	Hr %	V (m/s)
1	11:15	0	22,48	26,88	166,67	0,26	14	42	0,3
2	11:20	5	24,63	54,74	203,32	0,29	17	49	0,3
3	11:25	10	26,48	53,27	166,67	0,07	14	47	0,30
4	11:30	15	32,30	222,87	166,18	0,15	16	51	0,12
5	11:35	20	36,14	343,11	222,87	0,22	17	52	0,03
6	11:40	25	40,34	328,93	232,16	0,18	17	53	0,01
7	11:45	30	48,65	305,57	194,04	0,18	14	52	0,18
8	11:50	35	54,48	267,84	164,71	0,07	17	52	0,22
9	11:55	40	58,74	294,23	181,33	0,18	15	50	0,14
10	12:00	45	60,38	422,29	221,90	0,26	18	51	0,04
11	12:05	50	67,49	343,60	229,72	0,33	15	49	0,18
12	12:10	55	69,10	408,60	236,56	0,51	20	50	0,13
13	12:15	60	70,87	397,85	191,10	0,51	18	47	0,01
14	12:20	65	72,34	419,84	142,23	0,37	21	46	0,04
15	12:25	70	77,22	411,53	182,31	0,26	19	39	0,08
16	12:30	75	80,98	395,89	196,48	0,40	21	43	0,18
17	12:35	80	83,95	396,87	208,21	0,37	20	36	0,03
18	12:40	85	84,76	398,83	152,49	0,37	21	41	0,01
19	12:45	90	85,16	401,27	217,50	0,48	21	41	0,25
20	12:50	95	86,29	400,29	251,22	0,66	21	41	0,58
21	12:55	100	86,74	425,22	196,48	0,59	23	40	0,22
22	13:00	105	86,16	404,69	182,80	0,57	23	40	0,96
23	13:05	110	87,99	402,25	177,91	0,56	21	33	0,08
24	13:10	115	86,29	337,24	166,67	0,59	19	33	0,24
25	13:15	120	88,89	400,02	125,61	0,56	21	40	0,06
\bar{x}			64,75	344,60	191,09	0,36	18,52	44,7	0,19
Max			88,89	422,29	251,22	0,66	23	53	0,96
Min			22,48	26,88	125,61	0,07	14	33	0,01

4.4.3. Sistema híbrido solar/biomasa

En las pruebas del sistema híbrido para calentamiento de 300 litros de agua se efectuaron 5 ensayos.

Tabla 25.

Datos del ensayo del sistema híbrido EH-1.

ENSAYO: EH-1			FECHA: 30/09/2016			Peso biomasa: 4kg			Tipo: Eucalipto			
ORD.	HORA	TIEMPO	RECIPIENTE					AMBIENTE				
			T1(Ag) (°C)	T2(EC) (°C)	T3(CC) (°C)	T4(SC) (°C)	T5(SG) (°C)	Ig (W/m ²)	P (PSI)	Ta (°C)	Hr %	V (m/s)
1	11:15	0	23,46	27,63	30,51	35,12	72,34	398	0,07	14	42	0,14
2	11:20	5	24,58	29,05	52,79	35,63	86,95	450	0,15	17	49	0,18
3	11:25	10	26,91	30,98	66,89	37,63	120,15	600	0,29	14	47	0,05
4	11:30	15	42,03	38,12	66,55	39,41	115,35	456	0,70	16	51	0,79
5	11:35	20	43,01	38,61	63,37	40,09	189,64	159	0,63	17	52	0,42
6	11:40	25	57,18	50,83	106,06	51,15	186,36	405	0,74	17	53	0,13
7	11:45	30	57,73	48,88	217,50	49,22	180,35	161	0,66	14	52	0,04
8	11:50	35	62,52	52,06	339,69	53,99	143,70	158	0,77	17	52	0,18
9	11:55	40	63,05	53,27	400,29	55,45	156,89	192	0,85	15	50	0,20
10	12:00	45	63,15	52,30	341,15	53,41	128,54	162	0,77	18	51	0,09
11	12:05	50	71,36	53,30	355,33	57,41	167,64	151	0,88	15	49	0,73
12	12:10	55	78,16	52,15	378,30	56,92	128,05	151	0,81	20	50	0,15
13	12:15	60	85,89	60,18	379,56	62,58	133,43	162	0,85	18	47	0,55
14	12:20	65	92,86	60,57	398,34	63,01	253,67	205	0,88	21	46	0,25
15	12:25	70	94,20	64,70	409,58	63,99	267,35	129	0,92	19	39	0,16
16	12:30	75	93,20	67,41	419,84	63,50	233,14	151	0,93	21	43	0,12
17	12:35	80	94,9	68,33	422,55	64,02	266,02	325	0,99	20	36	0,38
18	12:40	85	93,12	66,34	398,51	63,87	211,25	300	0,91	21	41	0,11
19	12:45	90	94,15	65,14	384,23	63,59	201,33	211	0,88	21	41	0,23
20	12:50	95	93,82	63,64	385,07	63,8	196,41	228	0,88	21	41	0,05
21	12:55	100	90,03	61,6	364,92	62,57	189,67	205	0,85	23	40	0,04
22	13:00	105	89,14	60,45	345,78	61,45	194,28	208	0,81	23	40	0,28
23	13:05	110	89,84	60,05	301,32	62,22	178,15	325	0,80	21	33	0,04
24	13:10	115	84,98	58,42	245,14	60,05	169,78	218	0,77	19	33	0,08
25	13:15	120	83,01	55,77	202,03	59,12	144,63	307	0,71	21	40	0,56
\bar{x}			72,65	53,59	283,01	55,17	172,60	256,68	0,74	18,52	44,72	0,24
Max			94,90	68,33	422,55	64,02	267,35	600,00	0,99	23,00	53,00	0,79
Min			23,46	27,63	30,51	35,12	72,34	129,00	0,07	14,00	33,00	0,04

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. Análisis de resultados del ensayo de colectores

En la siguiente tabla se indica el coeficiente global de transferencia de calor que fue calculado utilizando datos tomados en los ensayos, así como el calor útil generado por cada variación de temperatura y la eficiencia generada.

Tabla 26.

Eficiencia del sistema de colectores

UI (W/m ² °C)	FR	I (W/m ²)	Qu (KW)	η	U*FR*(T1-T2)/I
6,532	0,919	395	3,14	0,75	0,05
6,532	0,919	405	3,21	0,75	0,05
6,532	0,919	407	3,18	0,74	0,06
6,532	0,919	410	3,34	0,77	0,032
6,532	0,919	530	3,99	0,71	0,085
6,532	0,919	538	3,71	0,65	0,141
6,532	0,919	542	4,28	0,75	0,053
6,532	0,919	565	4,31	0,72	0,077
6,532	0,919	537	3,13	0,55	0,234
6,532	0,919	555	3,49	0,6	0,195
6,532	0,919	562	3,58	0,6	0,187
6,532	0,919	543	4,16	0,73	0,075
6,532	0,919	445	3,02	0,64	0,15
6,532	0,919	469	3,16	0,64	0,155
6,532	0,919	558	4,18	0,71	0,088

Continua →

UI (W/m ² °C)	FR	I (W/m ²)	Qu (KW)	η	U*FR*(T1-T2)/I
6,532	0,919	562	3,73	0,63	0,163
6,532	0,919	532	3,76	0,67	0,125
6,532	0,919	540	3,19	0,56	0,227
6,532	0,919	560	3,77	0,64	0,156
6,532	0,919	570	4,22	0,7	0,096
6,532	0,919	572	4,51	0,75	0,055
6,532	0,919	610	4,59	0,71	0,085
6,532	0,919	624	3,75	0,57	0,218
6,532	0,919	612	3,74	0,58	0,209
6,532	0,919	669	5	0,71	0,09
6,532	0,919	596	3,94	0,63	0,166
6,532	0,919	602	3,99	0,63	0,164
6,532	0,919	615	3,8	0,59	0,203
6,532	0,919	620	4,21	0,64	0,149
6,532	0,919	645	4,36	0,64	0,153
6,532	0,919	613	4,02	0,62	0,171
6,532	0,919	623	4,17	0,64	0,158
6,532	0,919	612	4,11	0,64	0,156
6,532	0,919	602	3,69	0,58	0,208
6,532	0,919	172	0,74	0,41	0,367
6,532	0,919	629	4,63	0,7	0,1
6,532	0,919	622	4,56	0,7	0,102
6,532	0,919	570	4,05	0,67	0,122
6,532	0,919	320	1,73	0,51	0,272
6,532	0,919	635	4,27	0,64	0,156
6,532	0,919	615	4,03	0,62	0,171
6,532	0,919	602	4,23	0,67	0,13
6,532	0,919	611	4,2	0,65	0,142
6,532	0,919	608	3,98	0,62	0,172
6,532	0,919	587	3,53	0,57	0,218
6,532	0,919	544	3,47	0,6	0,187
6,532	0,919	410	2,56	0,59	0,198
6,532	0,919	602	4,39	0,69	0,106
6,532	0,919	589	3,66	0,59	0,2
6,532	0,919	596	3,72	0,59	0,198
6,532	0,919	411	2,33	0,54	0,247
6,532	0,919	115	0,08	0,07	0,68
6,532	0,919	105	0,27	0,24	0,521
6,532	0,919	143	0,59	0,39	0,384

Continua →

UI (W/m ² °C)	FR	I (W/m ²)	Qu (KW)	η	U*FR*(T1-T2)/I
6,532	0,919	156	0,7	0,42	0,353
6,532	0,919	114	0,24	0,2	0,561
6,532	0,919	106	0,13	0,12	0,631
6,532	0,919	215	1,27	0,56	0,229
6,532	0,919	205	1,28	0,59	0,196
6,532	0,919	123	0,68	0,53	0,259
6,532	0,919	116	0,1	0,08	0,664
\bar{x}		481,33	3,21	0,59	0,199
Max		669	5	0,77	0,68
Min		105	0,08	0,07	0,032

Utilizando el ensayo ES-3, de mayor relevancia en los experimentos de funcionamiento del Sistema Híbrido, se obtienen los resultados de temperatura de agua T_1 temperatura de entrada de agua a colectores T_2 , temperatura de salida de agua de los colectores T_4 , temperatura ambiente T_a , Irradiación solar I_g Humedad relativa H_r , Velocidad del viento V y Presión interna dentro del depósito de agua P . variables que se miden durante el tiempo de funcionamiento.

Considerando otros parámetros como el viento tenemos un valor promedio de 0.6 m/s, un promedio de la presión interna del recipiente de 0.39 PSI.

Para determinar la velocidad del viento se procedió a medir con el anemómetro durante el ensayo realizado el 29 de septiembre de 2016.

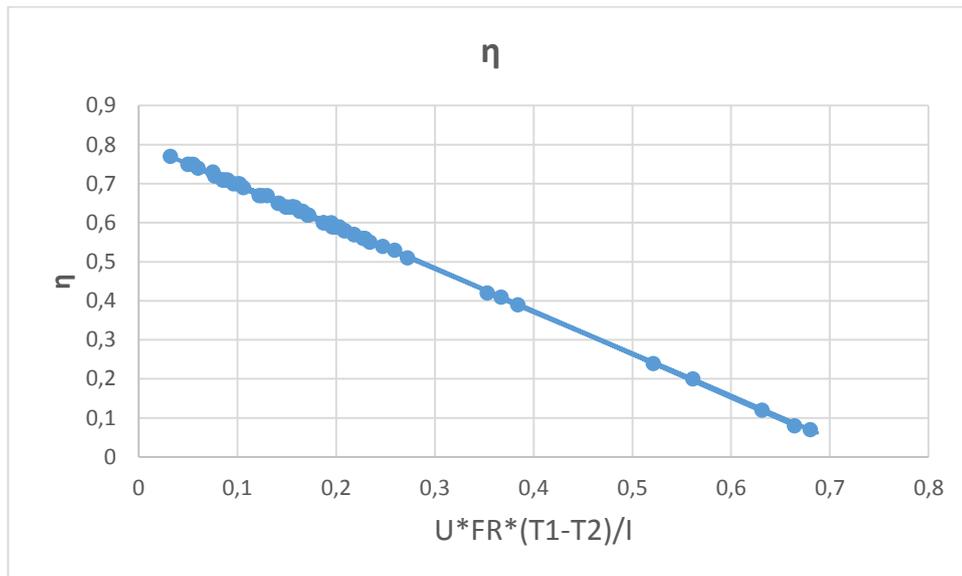


Figura 81. Eficiencia vs $U \cdot \frac{(T_h - T_a)}{I_d}$

En la figura se tiene la eficiencia del sistema energético de colectores, la gráfica varía linealmente para cualquier valor de radiación incidente, se tiene 59 % como valor promedio.

A continuación, se realiza la descripción de la variación de datos en las curvas obtenidas.

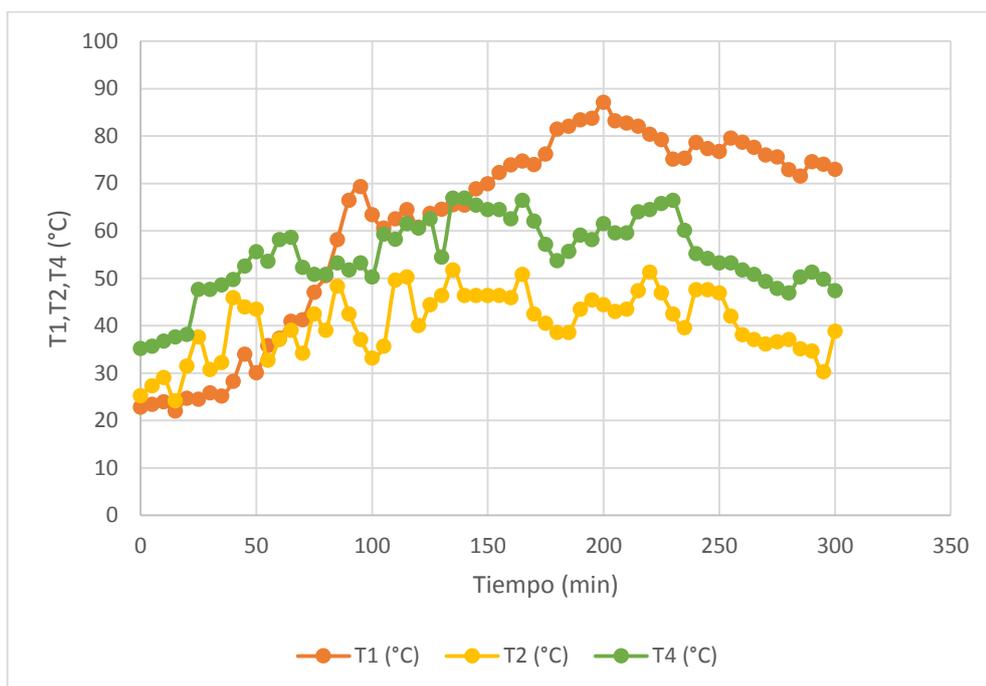


Figura 82. Temperatura de Agua, Temperatura de entrada de agua a colectores, Temperatura de salida de agua de los colectores vs el tiempo de calentamiento.

Podemos apreciar que el agua empieza con una temperatura mínima de 22.81°C y se eleva hasta 87.15°C obteniendo un incremento de 64.34°C en un tiempo de 200 minutos.

La temperatura máxima que alcanza el agua en la entrada a colectores es de 51,81°C a los 135 minutos

La mayor temperatura que alcanza el agua en la salida de colectores es de 66,96°C a los 135 minutos.

La curva e calentamiento de agua es la más estable de todas las curvas observadas en la gráfica, ya que las otras dos curvas tienen varios picos y caídas.

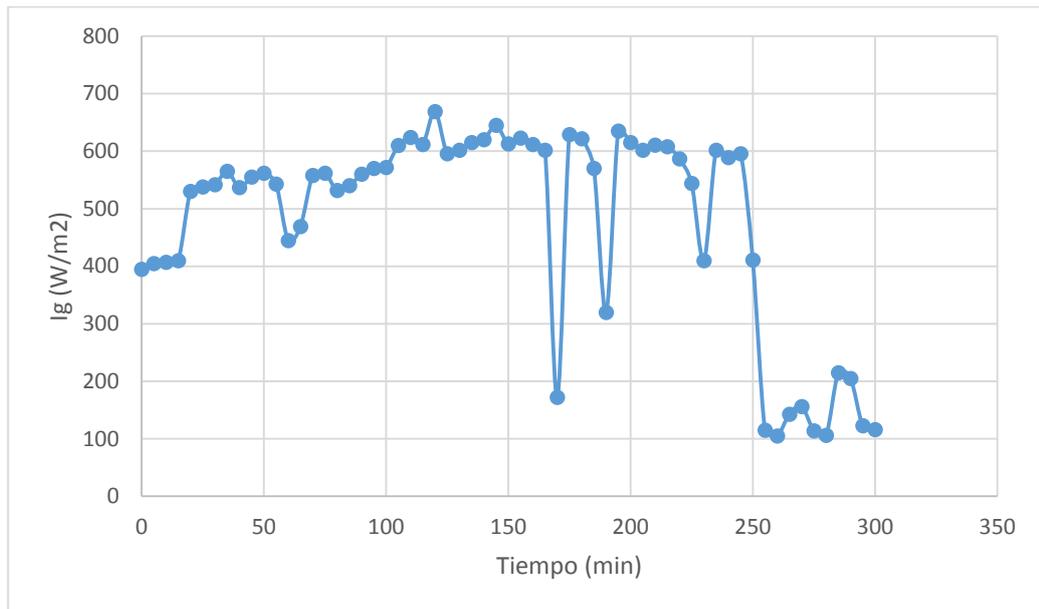


Figura 83. Irradiación solar vs Tiempo (sistema captadores solares)

Con un promedio de radiación incidente de 481.33 W/m^2 , el máximo valor alcanzado es de 669 W/m^2 a las 11:30. Teniendo un valor mínimo de 105 W/m^2 .

La curva es muy variable debido a las horas de sol pico en el lugar donde se encuentra el sistema.

5.2. Análisis de resultados del ensayo de combustión de biomasa

Utilizando el ensayo EB-2, de mayor relevancia en los experimentos de funcionamiento del Sistema Híbrido, se obtienen los resultados de temperatura de agua T_1 temperatura de Cámara de combustión T_3 , temperatura de salida de gases T_5 , temperatura ambiente T_a , Humedad relativa Hr, Velocidad del viento V y Presión interna dentro del depósito de agua P, variables que se miden durante el tiempo de funcionamiento del sistema biomasa cerrado el ingreso de agua al otro sistema.

Para determinar la velocidad del viento se procedió a medir con el anemómetro durante el ensayo realizado el 27 de septiembre de 2016 y el valor promedio fue de 0.19 m/s .

El promedio de la presión interna en el recipiente fue de 0,36 PSI con un valor mínimo de 0,07 PSI y un valor máximo de 0,66 PSI.

A continuación, se realiza la descripción de la variación de datos en las curvas obtenidas.

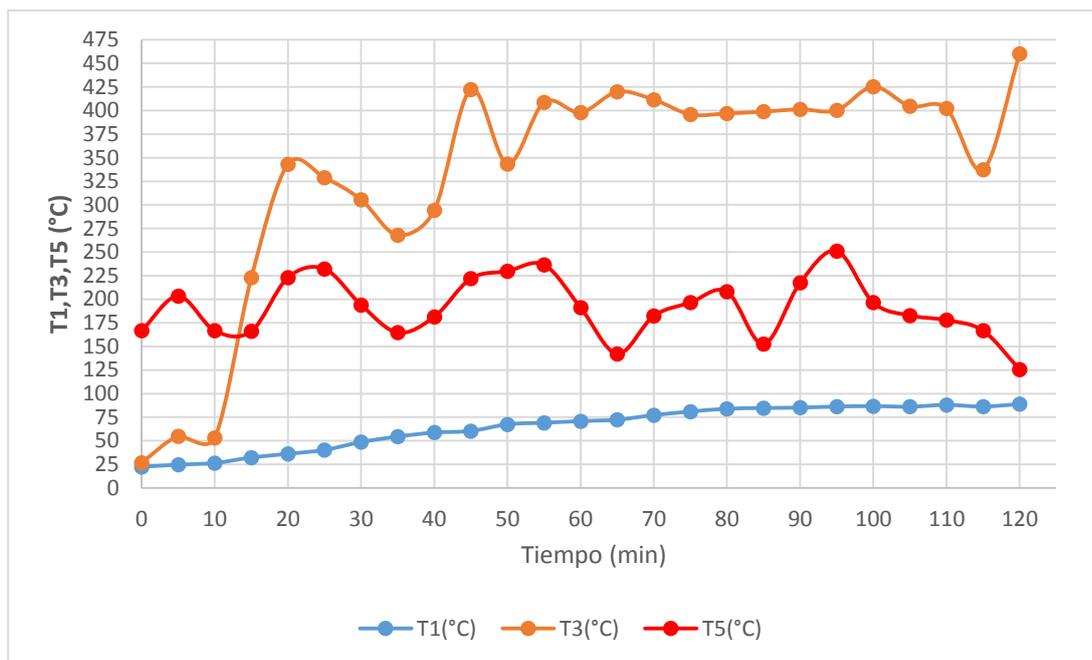


Figura 84. Temperatura de Agua, Temperatura de cámara de combustión, Temperatura de salida de gases vs el tiempo de calentamiento.

La temperatura del agua llega a 88,89°C, en un tiempo de 120 min con una curva ascendente.

La temperatura máxima de cámara de combustión fue de 460,02 °C a los 120 minutos de calentamiento con una curva variable.

La mayor temperatura que se alcanzó en la salida de gases fue de 251,22 °C con una curva variable con varios picos y caídas.

Otra variable a considerar es la temperatura inicial del agua a calentar, de acuerdo al ensayo se tuvo una temperatura de 22.48 °C y se la calentó quemando eucalipto, es decir el agua tiene un incremento de 66.41 °C.

Flujo de calor generado por la biomasa de eucalipto.

Para los cálculos se considera madera seca de eucalipto, así como el peso de biomasa, el poder calorífico inferior, el tiempo de quema del combustible biomasa.

$\dot{m}_c = 3.5 \text{ kg}$	Masa de la biomasa
$PCI = 4500 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$	Poder calorífico inferior
$t_{cal} = 2 \text{ h}$	Tiempo de quema de la biomasa

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

$$q_{com} = \left(\frac{3.5 \text{ Kg}}{2 \text{ h}} \right) \left(18828 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = 32949 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 9.15 \text{ Kw}$$

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

Flujo de calor útil

$t_{cal} = 2 \text{ hr}$	Tiempo de calentamiento
$M_a = 300 \text{ kg}$	Masa de agua
$T_{sat} = 88.89 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura máxima en el ensayo
$T_{red} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura del inicial del agua
$C_p = 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$	Calor específico según tabla A-9, apéndice 1 Cengel

$$Q_u = \frac{M_a}{t_{cal}} C_p (T_{sat} - T_{red})$$

$$Q_u = 41970.1 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 11.65 \text{ kW}$$

Flujo de calor perdido por el recipiente

$e_{inox} = 3 \text{ mm}$	Espesor de la placa de acero inoxidable
$e_{ais} = 50 \text{ mm}$	Espesor del aislante térmico (lana de roca)
$e_a = 1 \text{ mm}$	Espesor de la palca del recubrimiento (Acero negro)
$k_{inox} = 16 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del acero inoxidable
$k_a = 65 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del acero
$k_{ais} = 0.033 \frac{W}{m^{\circ}C}$	Constante de conductividad térmica del aislante
$V_{viento} = 1.9 \frac{m}{s}$	Velocidad del viento
$HSP = 4.02 \text{ hr}$	Horas sol pico según NASA.com

$$he = 2.8 \frac{W}{m^2} + 3 \frac{N}{m^2} * V_{viento}$$

$$he = 8.5 \frac{W}{m^2}$$

Cálculo del coeficiente de convección interior

Diámetro equivalente

$A_s = 0.2438 \text{ m}^2$ Área de contacto del recipiente con el aire

$$Pm = 0.53m * 2 + 0.46m * 2$$

$$Pm = 1.98m$$

$$De = \frac{4 * A_s}{Pm}$$

$$De = 0.493m$$

Número de Grashof

$T_s = 422.29 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatura de cámara combustión

$T_\infty = 251.22 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatura de gases de combustión

$L = 1.22 \text{ m}$ Altura del recipiente

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

$$T_f = 336.76 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273}$$

$$\beta = 0.00164 \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

$\nu = 5.287 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ Viscosidad cinemática del aire a T_f (Cengel, 2011)

$Pr = 0.6936$ Número de Prandtl del aire a T_f (Cengel, 2011)

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

$$Gr = 1.788 \times 10^9$$

$$Nu_{De} = \frac{h_i * De}{k_f} = 0.55 * (Gr * Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$k_f = 0.04640 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$ Conductividad térmica del aire a T_f

$$h_i = 0.55 * k_f * \frac{(Gr * Pr)^{\frac{1}{4}}}{De}$$

$$h_i = 9.71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Coefficiente de convección del agua

Diámetro equivalente

$A_{sa} = 0.24m^2$ Área de alojamiento del agua en el recipiente

$Pma = 3.86m$ Perímetro mojado

$$Dea = \frac{4 * A_{sa}}{Pma}$$

$$Dea = 0.249m$$

Número de Grashof

$Tagua = 88.89^{\circ}C$ Temperatura final del agua

$$T_{fa} = \frac{T_s + T_{agua}}{2}$$

$$T_{fa} = 255.59^{\circ}C$$

$$\beta_a = \frac{1}{T_{fa} + 273}$$

$$\beta_a = 0.001892^{\circ}K^{-1}$$

$\nu_a = 1.39 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$ Viscosidad cinemática del agua a Tfa (D.R.Pitts, 1979)

$Pra = 0.873$ Número de Prandtl del agua a Tfa (D.R.Pitts, 1979)

$$Gr = g * \beta_a * \frac{(T_s - T_{\infty})}{\nu_a^2} * L_a^3$$

$$Gra = 2.98 \times 10^{14}$$

$$Nu_{Dea} = \frac{h_{agua} * Dea}{k_{fa}} = 0.55 * (Gra * Pra)^{\frac{1}{4}}$$

$ka = 0.616 \frac{W}{m^{\circ}C}$ Conductividad del agua a Tfa (Pitts & Sissom, 1977)

$$h_{agua} = 0.55 * \frac{ka(Gra * Pra)^{\frac{1}{4}}}{Dea}$$

$$h_{agua} = 5464.52 \frac{W}{m^2}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{e_{inox}}{k_{inox}} + \frac{1}{h_{agua}} + \frac{e_{inox}}{k_{inox}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_a}{ka} + \frac{1}{he}}$$

$$U = 0.576 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Calor perdido por paredes

$$Ai = 1.85 \text{ m}^2$$

Área interior

$$T_a = 21 \text{ } ^\circ C$$

Temperatura ambiente

$$T_\infty = 251.22 \text{ } ^\circ C$$

Temperatura de gases de combustión

$$Q_{p1} = U * Ai(T_\infty - T_a)$$

$$Q_{p1} = 245.32 \text{ W}$$

Calor perdido por el frente del sistema de combustión

Resistencia equivalente

$$R_{inox} = \frac{e_{inox}}{k_{inox}}$$

$$R_{agua} = \frac{1}{h_{agua}}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_{agua}} + \frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_{inox}} + \frac{1}{R_{agua}} + \frac{1}{R_{inox}}}$$

$$R_{eq} = 3.098 \times 10^5 \frac{m^2}{W}$$

Coeficiente global de transferencia de calor sistema de resistencias

$$U_1 = \frac{1}{R_{eq} + \frac{e_{a3}}{k_a} + \frac{e_a}{k_a} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_1 = 0.612 \frac{W}{m^2}$$

$$A_{i2} = 1.24 m^2$$

Área interior sistema de resistencias

$$Q_{p2} = U * A_{i2} * (T_s - T_a)$$

$$Q_{p2} = 164.41 W$$

Calor perdido por gases de combustión

$$T_{s.gases} = 125.61 \text{ } ^\circ C$$

Temperatura de superficie de gases
(Chiliquinga, 2015)

$$\dot{m}_g = 170 \frac{kg}{h}$$

Flujo másico de gases de combustión

$$C_p = 1.007 \frac{KJ}{kg^\circ C}$$

Calor específico de los gases de combustión

$$Q_{p.gases} = \dot{m}_g * C_p * T_{s.gases}$$

$$Q_{p.gases} = 5.97 kW$$

$$Q_{pTotal} = Q_{p1} + Q_{p2} + Q_{p.gases}$$

$$Q_{pTotal} = 6.38 \text{ kW}$$

Eficiencia de la combustión de biomasa

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_{comb}}$$

$$\eta = 0.43$$

5.3. Análisis de resultados de sistema híbrido

Utilizando el ensayo EH-1, de mayor relevancia en los experimentos de funcionamiento del Sistema Híbrido, se obtienen los resultados de temperatura de agua T_1 , temperatura de entrada de agua a colectores T_2 , temperatura de Cámara de combustión T_3 , temperatura de salida de agua de los colectores T_4 , temperatura de salida de gases T_5 , temperatura ambiente T_a , Humedad relativa Hr, Velocidad del viento V y Presión interna dentro del depósito de agua P e irradiación solar I_g , variables que se miden durante el tiempo de funcionamiento del sistema biomasa cerrado el ingreso de agua al otro sistema.

Con un promedio de radiación incidente de 256.68 W/m^2 , el máximo valor alcanzado es de 600 W/m^2 a las 11:25. Teniendo un valor mínimo de 129 W/m^2

Para determinar la velocidad del viento se procedió a medir con el anemómetro durante el ensayo realizado el 30 de septiembre de 2016 y el valor promedio fue de 0.24 m/s .

Considerando variables como la presión interna dentro del recipiente, obtuvimos un promedio de 0.74 PSI con un valor mínimo de $0,07 \text{ PSI}$ y un valor máximo de $0,99 \text{ PSI}$.

A continuación, se realiza la descripción de la variación de datos en las curvas obtenidas.

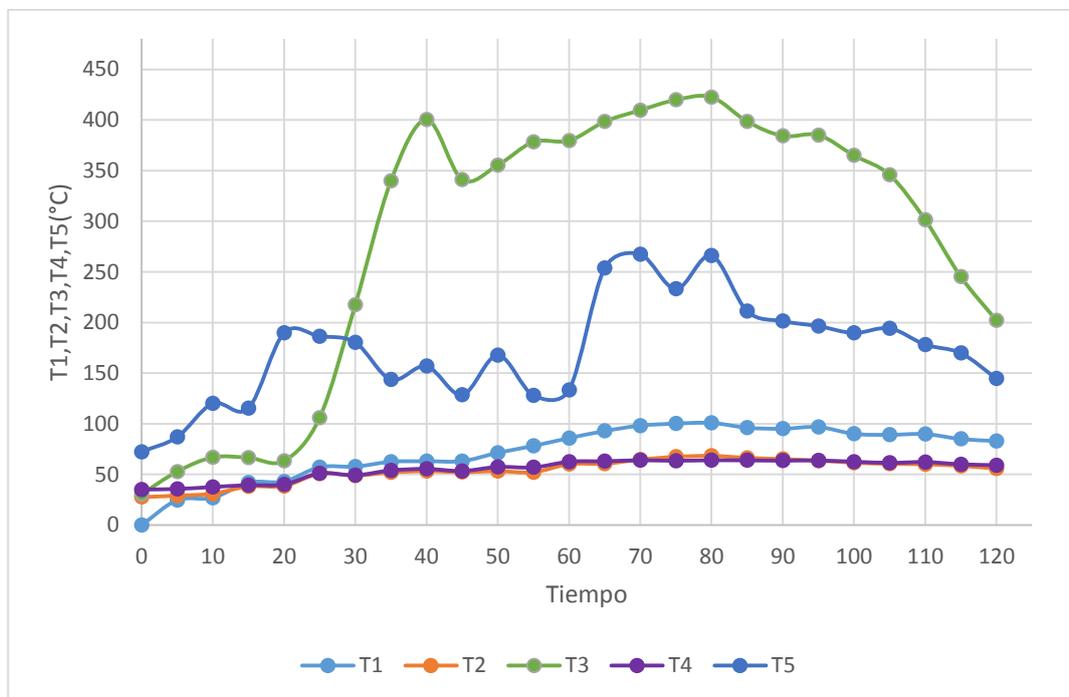


Figura 85. Temperatura de Agua, Temperatura de entrada de agua a colectores, Temperatura de cámara de combustión, Temperatura de salida de agua de los colectores, Temperatura de salida de gases, vs el tiempo de calentamiento.

Podemos apreciar que el agua empieza con una temperatura mínima de 23.46°C y se eleva hasta 100.90°C obteniendo un incremento de 77.44°C a los 80 minutos de calentamiento utilizando los dos sistemas solar/biomasa, y después la temperatura empieza a descender debido a que la biomasa está apunto de consumirse totalmente

La temperatura máxima que alcanza el agua en la entrada a colectores es de 68,33°C a los 80 minutos de calentamiento.

La mayor temperatura que alcanza el agua en la salida de colectores es de 64,02°C a los 80 minutos de calentamiento.

La temperatura máxima de cámara de combustión fue de 422,55 °C a los 80 minutos de calentamiento.

La mayor temperatura que se alcanzó en la salida de gases fue de 267,35°C a los 70 minutos de calentamiento.

Todas las curvas tienen una tendencia creciente pero a partir del minuto 80 empiezan a decrecer debido a que la leña se está consumiendo totalmente y además la radiación solar no es suficiente para mantener caliente el agua a más de 100°C.

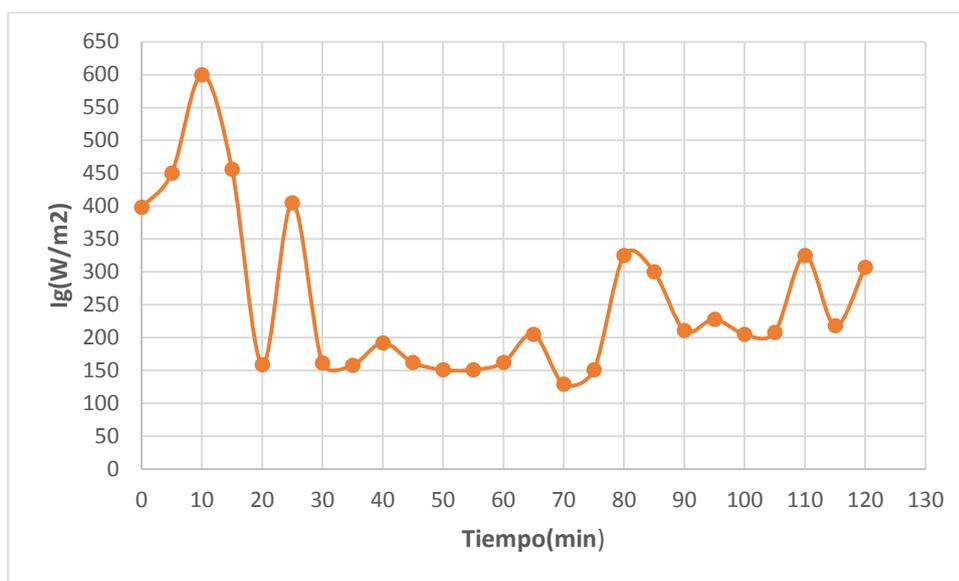


Figura 86. Irradiación solar vs Tiempo (sistema híbrido)

Con un promedio de radiación incidente de 481.33 W/m², el máximo valor alcanzado es de 600 W/m² a los 10 minutos de funcionamiento del sistema. Teniendo un valor mínimo de 129 W/m²,

La curva es muy variable debido a las horas de sol pico en el lugar donde se encuentra el sistema y debido a que no era un día soleado por el cambio de estación climática, solamente entre los 35 y 75 minutos es algo estable.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE COSTOS

6.1. Costos directos

En las siguientes tablas se detallan los costos en dólares de los elementos necesarios como: mecánicos, eléctricos y accesorios, también los costos de mano de obra que son considerados como inversión en la construcción y montaje del sistema híbrido.

6.1.1. Elementos mecánicos

Todos los elementos mecánicos son obtenidos del mercado nacional en ferreterías y acerías como DIPAC. Los valores que se pueden observar en las tablas son los correspondientes a las facturas adquiridas.

Tabla 27.

Costos de elementos mecánicos

ORD.	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	V. UNIT	V. TOTAL
1	Plancha de acero inoxidable 3mm (AISI 304)	plancha	2	210,00	420,00
2	Plancha de acero negro 3mm (ASTM A36)	plancha	1	39,59	39,59
3	Plancha de acero negro L/F 1,1mm (ASTM A366)	plancha	1	18,46	18,46
4	Plancha de acero negro L/F 1,4mm (ASTM A366)	plancha	1	23,50	23,50
5	Tubo cuadrado 50x50x2mm (ASTM A500)	unidad	1	3,92	3,92

Continúa→

6	Tubo redondo 3"x2mm (ASTM A500)	unidad	1	6,33	6,33
7	Tubo redondo galvanizado 1"	unidad	3	3,18	9,54
8	Tubo redondo de acero galvanizado 3/4"	unidad	2	5,36	10,72
9	Ángulo de 20x20x2mm (ASTM A36)	unidad	1	4,99	4,99
10	Electrodos E6011	kilo	1	5,20	5,20
11	Disco de corte Ø115	unidad	1	1,15	1,15
12	Tubería galvanizada de 1/2"	unidad	1	1,56	1,56
13	Remaches 1/8	unidad	40	0,05	2,00
14	Bisagras	unidad	3	1,23	3,69
15	Lana mineral (lana de roca)	rollo	1	35,00	35,00
16	Pintura anticorrosiva gris	galón	1	12,70	12,70
17	Thiñer	litro	1	1,40	1,40
18	Bomba centrifuga Q:40l/min	unidad	1	120,00	120,00
19	Picaporte galvanizado	unidad	3	1,94	5,82
				TOTAL	725,57

6.1.2. Accesorios de tubería

Tabla 28.

Costos de accesorios de tubería galvanizada

ORD.	DESCRIPCIÓN	CANT	V. UNIT	V. TOTAL
1	Tapón macho 1/2"	2	0,68	1,36
2	Tapón hembra 1/2"	1	0,45	0,45
3	Neplo corrido 3/8"	5	0,76	3,80
4	Unión 3/8"	2	0,40	0,80
5	Codo 3/8"	1	0,52	0,52
6	TEE 3/8"	1	0,70	0,70
7	Reductor 3/8" a 1/2"	3	0,52	1,56
8	Neplo 1" 15cm	2	2,42	4,84
9	Neplo 1/2" 15cm	4	1,14	4,56
10	Neplo 3/4" 15cm	1	1,48	1,48
11	Codo 1/2"	5	0,95	4,75
12	TEE 1/2"	4	0,82	3,28
13	Unión 1/2"	5	0,85	4,25
14	Codo 1"	2	1,56	3,12
15	Neplo 1" 25cm	1	3,50	3,50
16	Unión 1"	1	1,25	1,25
17	Válvula de globo 3/4"	3	5,50	16,50
18	Teflón	4	0,34	1,36
TOTAL				58,08

6.1.3. Elementos electrónicos

Tabla 29.

Costos de elementos electrónicos

ORD.	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	V. UNIT	V. TOTAL
1	Sensor de nivel tipo flotador	unidad	2	7,80	15,60
2	Termocuplas tipo K	unidad	5	8,50	42,50
3	Sensor DHT11	unidad	1	4,50	4,50
4	Circuito integrado AD595	unidad	5	0,17	0,85
5	Cables Arduino	unidad	1	2,80	2,80
6	Arduino Mega 2560	unidad	1	22,00	22,00
7	Bornera	unidad	5	0,18	0,90
8	Protoboard wish 3 regletas	unidad	1	30,00	30,00
9	Resistencia 220 Ω	unidad	2	0,10	0,20
10	Resistencia 3,3 k Ω	unidad	2	0,12	0,24
11	Cable	metro	6	0,80	4,80
12	Focos Led	unidad	2	0,15	0,30
TOTAL					124,69

6.1.4. Costos de mano de obra

Tabla 30.

Costos de mano de obra

ORD.	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	V. UNIT	V. TOTAL
1	Corte tronzadora	cortes	38	0,50	19,00
2	Corte guillotina	metros	9,25	0,20	1,85
3	Doblado	metros	4,88	0,25	1,22
4	Técnico metalmecánico	horas	40	10,00	400,00
5	Soldador	horas	25	15,00	375,00
TOTAL					797,07

6.1.5. Costos directos totales

Tabla 31.

Costos directos totales

ORD.	DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
1	Costos elementos mecánicos	725,57
2	Costos elementos electrónicos	124,69
3	Costos de accesorios de tubería	58,08
4	Costos de mano de obra	797,07
TOTAL		1705,41

6.2. Costos indirectos

Tabla 32.

Costos indirectos

ORD.	DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
1	Transporte	60
2	Servicios básicos	40
3	Suministros de oficina	30
4	Varios	20
TOTAL		150

6.3. Costo total

A continuación se presenta todos los gastos que se tiene para construir el sistema híbrido solar/biomasa.

Tabla 33.

Costo total

ORD.	DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
1	Costos directos totales	1705,41
2	Costos indirectos	150
TOTAL		1855,41

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIÓN

7.1. Conclusiones

- El sistema híbrido solar/biomasa para calentamiento de 300 litros de agua de uso doméstico en estudio, sigue el siguiente proceso para su funcionamiento, el sistema de captadores está a la intemperie e incide una radiación solar sobre los captadores planos donde se absorbe la mayor cantidad de radiación solar que proviene del sol para transformarla en energía térmica sobre unos tubos de cobre donde recircula agua impulsada por una bomba, este sistema está previsto que se use para días soleados, para las noches o en días en donde no exista una radiación solar considerable, para estas condiciones se utiliza el sistema de combustión de biomasa donde los gases calientes producto de la combustión de la biomasa calientan directamente las paredes del recipiente de agua y el intercambiador multitubos que está conectado al depósito de agua. También se pueden utilizar los dos sistemas conjuntamente.
- Con los datos tomados del ensayo más representativo en el análisis térmico realizado en el sistema de combustión de biomasa el calor útil obtenido fue de 11.65 kW y el calor perdido fue de 6,38 kW dando un

calor ganado por el sistema de 5,27 kW. Las pérdidas de calor que se dan en el sistema en orden descendente son: por los gases de combustión se pierde 5,97 kW, por paredes 245,32 W, calor perdido por el frente 164,41W.

- Con los datos tomados del ensayo más representativo en el sistema de colectores solares y realizando el análisis térmico respectivo se obtuvo un calor útil de 5,21 kW.
- En el proceso de funcionamiento de colectores se obtuvo que en un día soleado con una radiación solar promedio de 481 W/m², el agua se calentó desde una temperatura de 22,81°C hasta 87,15 °C en un tiempo de cinco horas, aunque alcanzando una temperatura de 42 °C en un tiempo de una hora y 10 minutos, que es un valor suficiente para el confort en el uso doméstico.
- En el proceso de funcionamiento para calentamiento de 300 litros de agua del sistema de combustión de biomasa se utilizó 3.5 kg en todos los ensayos, los datos del ensayo más representativo arrojaron que el agua se calentó desde 22,48°C llegando a una temperatura de 88,89°C en dos horas, y la cámara de combustión estuvo a una temperatura promedio de 344,60°C.
- Para el análisis energético en el sistema se instaló la instrumentación para medir variables físicas como: temperaturas, velocidad del viento, humedad relativa del aire, Temperatura ambiente, irradiación solar. Con la utilización de una tarjeta Arduino 2560 para recolección de datos.
- Se pudo observar que el agua almacenada en el recipiente pierde un 25% de temperatura en el intervalo entre ensayos, realizados a día consecutivo.

- En la ubicación geográfica del Ecuador principalmente la provincia de Pichincha, ya que se encuentra en latitud cero, la radiación solar es muy favorable en esta ubicación para este sistema térmico, el sistema de captadores tiene una inclinación de 15° . Para otras ubicaciones geográficas se debe analizar la inclinación de los captadores.
- El espesor mínimo para el cuerpo y tapas del recipiente es de 3mm, calculado en base al apéndice 13 que corresponde a recipientes a presión no circulares de la sección VIII del código ASME.

7.2. Recomendaciones

- Es necesario seguir con las investigaciones tecnológicas relacionadas con el desarrollo de sistemas que aprovechen energías renovables. Para el caso de nuestro país donde se desea fomentar el cambio de la matriz energética, ya que el presente proyecto es un precedente de investigación donde se usan dos fuentes de energía renovable.
- En el presente proyecto el suministro de leña se lo realiza manualmente, por lo que se plantea realizar estudios futuros para la implementación de un sistema para que este proceso mencionado sea automatizado.
- Para un mejor funcionamiento del sistema de captadores solares es recomendable que los colectores estén orientados hacia el sur y tener un ángulo de inclinación de 10 a 15° , con el fin de aprovechar al máximo la radiación solar en esta época del año.
- Se recomienda que la biomasa que se queme tenga un contenido de humedad menor al 20%, ya que trabajando con exceso de aire se puede tener emisiones de gases contaminantes como el CO.

- Se recomienda instalar los colectores solares con una separación de 50cm uno del otro, con fines de comodidad al momento de realizar el mantenimiento de los mismos.

BIBLIOGRAFÍA

- AislaCom. (2016). Obtenido de <http://aislacom.com.ar/tienda/lanas-de-vidrio/10-lana-de-vidrio-poly-glass-de-50mm.html>
- Aislamientos Javier*. (2011). Obtenido de <http://aislamientosjavier.com/el-poliestireno-extruido/>
- Almanza Salgado R., M. G. (1994). *Ingeniería de la Energía Solar*. México D.F.
- Aosong. (2014). Aosong.
- Arduino, C. (2016). *Arduino Board Mega 2560*. Obtenido de <https://www.arduino.cc>
- ATEPA. (s.f.). *Construmatica*. Obtenido de http://www.construmatica.com/construpedia/Espuma_de_Poliuretano
- Barriga, A., & Balseca, M. (s.f.). *FAO*. Recuperado el 18 de 04 de 2016, de <http://www.fao.org/docrep/t2363s/t2363s0u.htm>
- Baskakov, A. (1982). *Termotecnia*. Moscú: Mir.
- BENECKE*. (s.f.). Recuperado el 16 de 04 de 2016, de http://www.benecke.com.br/caldeiras-categorias-detalhes.php?id=2&cat_id=2
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de calor*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Chiliquinga, L. &. (2015). Análisis del comportamiento energético y mejora en el rendimiento de un biocalefón de aplicación múltiple por combustión de biomasa seca (tesis de maestría). . Sangolquí: Universidad de las fuerzas Armada - ESPE.
- Ciuffardi, T. (26 de 02 de 2009). *BBCMUNDO.com*. Obtenido de http://news.bbc.co.uk/hi/spanish/science/newsid_7899000/7899686.stm

- Constante, S. (20 de Agosto de 2014). *Diario El País*. Obtenido de http://internacional.elpais.com/internacional/2014/08/20/actualidad/1408569837_695217.html
- D.R.Pitts, L. (1979). *Transferencia de Calor Teoría y Problemas Resueltos*. Bogotá: McGraw-Hill Latinoamérica.
- Dipac. (2016). *Dipac*. Obtenido de http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=61&product_id=31
- Duffie J., B. W. (1998). *Solar Engineering of Thermal Processes* (2da ed.). E.E.U.U: Wiley-Interscience.
- EcologíaVerde. (2015). *ECOLOGÍA VERDE*. Obtenido de <http://www.ecologiaverde.com/la-madera-como-combustible/>
- Emesico. (2016). *Emesico Energías Renovables*. Obtenido de <http://www.emesico.com/es/tecnologias/biomasa/calderas-biomasa/>
- Fernandez, P. (2010). *Ingeniería energética*. Obtenido de <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=3>
- Flores, A. (Mayo de 2011). *Grupo Unamacor*. Obtenido de <http://www.grupounamacor.com/?p=1147>
- Fontalcón. (2016). *Fontalcón*. Obtenido de Fontalcón: <http://www.ventadecalderasdebiomasa.es/es/calderas-de-biomasa-industriales/24-linea-missouri.html>
- Garcia, R. (2002). *combustíveis e combustão industrial*. Rio de Janeiro, Brazil: Interciencia Ltda. Recuperado el 20 de 04 de 2016
- GrupoNovaEnergía. (20 de Enero de 2014). *Nova Energía*. Obtenido de <http://www.gruponovaenergia.com/noticias/principios-para-la-correcta-eleccion-de-una-caldera-de-biomasa:-camara-de-combustion-metalica-o-de-refractario.php>

- Holman, J. (1992). *Transferencia de calor*. México: Compañía editorial Continental S.A. de C.V. Recuperado el 02 de 05 de 2016
- Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice hall.
- Ingemecánica. (s.f.). *Ingemecánica*. Recuperado el 21 de 04 de 2016, de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn188.html>
- Jaramillo, O. (20 de 11 de 2007). Intercambiadores de calor. México D.F., México. Recuperado el 29 de 04 de 2016, de <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- Jorge Hermosillo, D. G. (1995). *Energía Solar*. Jalisco.
- Jose Pilliajo, L. C. (2007). *Repositorio Digital ESPE*. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/2350>
- Lansolar. (2014). *Lansolar*. Obtenido de <http://www.lansolar.com/paginas/panel-plano-solar-termica.html>
- Madrid, A. (2008). *Energías Renovables*. Madrid, España: AMV Ediciones; Mundi-Prensa. Recuperado el 26 de 04 de 2016
- Madrid, A. (2009). *Energía solar Térmica y de concentracion: Manual práctico de diseño, instalacion y mantenimiento*. Madrid, España: AMV Ediciones. Recuperado el 29 de 04 de 2016
- Mena, J. d. (s.f.). *Mimbrea*. Obtenido de <http://www.mimbrea.com/materiales-aislantes-fabricados-con-productos-recicladosp/>
- Pérez, L. B. (2015). *Cubasolar*. Obtenido de <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia39/HTML/articulo02.htm>
- Pitts, L., & Sissom, D. (1977). Transferencia de Calor, Teoría y 296 problemas resueltos. En L. Pitts, & D. Sissom, *Transferencia de Calor, Teoría y*

296 problemas resueltos (págs. 172,175). Bogotá: McGraw Hill Latinoamericana S.A.

Poyesur. (23 de Enero de 2013). *Poyesur*. Obtenido de <http://www.proyesur.net/que-es-la-espuma-de-poliuretano/>

Rodríguez, M. O. (2000). *Energías Renovables*. Madrid, España: Editorial Paraninfo. Recuperado el 16 de 04 de 2016

Rongsheng. (s.f.). *kilnrefractorybricks*. Obtenido de http://spanish.kilnrefractorybricks.com/china-custom_shaped_high_temperature_fire_clay_insulation_brick_refractory_firebrick-2325593.html

Rotondaro. (31 de 08 de 2012). *Rotondaro*. Obtenido de <http://rotondaro.com.uy/blog/es/node/12>

Rougeron, C. (1977). Aislamiento térmico y acústico en la construcción. En C. Rougeron. Barcelona: Editores Técnicos Asociados S.A.

Salvi, G. (1975). *La Combustión Teoría y aplicaciones*. Dossat S.A.

Sanz, D. (29 de 02 de 2012). *Energías Renovadas*. Obtenido de <http://energiasrenovadas.com/lana-de-roca-para-el-aislamiento-de-edificios/>

Senseon. (2014). Senseon.

TES. (2013). TES.

VIGAS. (2015). *VIGAS*. Obtenido de <http://www.bioeficienciaenergetica.es/calderas-vigas.html>

Wika. (2015). Wika.

XTECH. (2016). XTECH.

Zenso. (2016). Zenso.

ANEXOS

ANEXO 1: Planos de componentes mecánicos

ANEXO 2: PI&D del sistema híbrido

ANEXO 3: Ensayos realizados

ANEXO 4: Modelo en software 3D

ANEXO 5: Sistema Híbrido Solar/Biomasa ensamblaje final