

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
COMBUSTIÓN CON CAPACIDAD DE 10 KW. PARA
CARACTERIZACIÓN TÉRMICA DE BIOMASA RESIDUAL, CON
APLICACIÓN AL LABORATORIO DE ENERGÍAS RENOVABLES
DEL DECEM”**

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

**ERICK GONZALO PAREDES DE LA CRUZ
PATRICIO XAVIER GALLARDO OCAMPO**

ELABORADO POR:

**DIRECTOR: ING. JOSÉ GUASUMBA
CODIRECTOR: ING. CARLOS SUNTAXI**

SANGOLQUÍ 2008-08

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “Diseño y Construcción de un Sistema de Combustión con Capacidad de 10 kw. para Caracterización Térmica de Biomasa Residual, con Aplicación al Laboratorio de Energías Renovables del DECEM” fue elaborado en su totalidad por Erick Gonzalo Paredes de la Cruz y Patricio Xavier Gallardo Ocampo, egresados de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. José Guasumba
DIRECTOR

Ing. Carlos Suntaxi
CODIRECTOR

Sangolquí, Agosto de 2008

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE COMBUSTIÓN
CON CAPACIDAD DE 10 KW. PARA CARACTERIZACIÓN
TÉRMICA DE BIOMASA RESIDUAL, CON APLICACIÓN AL
LABORATORIO DE ENERGÍAS RENOVABLES DEL DECEM”

Elaborado por:

Patricio X. Gallardo O.
C.I. 1710869627

Erick G. Paredes C.
C.I. 0201500741

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

COORDINADOR DE LA CARRERA DE
INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Juan Díaz T.

Sangolquí, Agosto de 2008

DEDICATORIA

Dedico el proyecto a Dios, a mi Padre Gonzalo, a mi madre Mariana, y a mis Hermanas Nataly e Irina, que gracias a su apoyo y cariño he podido salir adelante en todas las cosas que me he propuesto en la vida.

Erick Gonzalo Paredes de la Cruz.

Dedico el proyecto a Dios, y a la Pacha Mama que hoy más que nunca necesita del cuidado y respeto de todos.

Patricio Xavier Gallardo Ocampo

AGRADECIMIENTOS

Agradezco el desarrollo del proyecto a Dios, por su amor incondicional. A mis padres por su apoyo constante en todos mis logros y fracasos. A mi esposa Isabel Andrade por su confianza y paciencia. Al Director y Codirector del presente proyecto, Ing. José Guasumba e Ing. Carlos Suntaxi respectivamente, por su tiempo, valores y conocimientos impartidos. A mis amigos que estuvieron conmigo a lo largo de mi carrera y supieron trascender con sus pequeños y grandes detalles.

Patricio Gallardo

Agradezco ante todo a Dios por la todas las bendiciones en mi vida. A mis padres Mariana y Gonzalo por ser mis mejores amigos, por darme fuerza para seguir adelante en los momentos difíciles y lo más importante por todo el cariño que me dan. A mis hermanas Nataly e Irina que las quiero tanto.

Un especial agradecimiento al Ing. José Guasumba y al Ing. Carlos Suntaxi por su brillante colaboración en la dirección de este proyecto.

Erick Paredes

INDICE

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN	xvii
INTRODUCCIÓN	xviii
 CAPITULO 1	
GENERALIDADES	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del problema.	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo general.....	3
1.3.2 Objetivos específicos.....	3
1.4 Justificación e Importancia.	3
1.5 Alcance.....	4
 CAPITULO 2	
MARCO TEÓRICO	5
2.2 Definiciones	5

2.2.1	Biomasa residual	5
2.2.2	Formación.....	5
2.2.3	Tipos de biomasa	7
2.2.4	Aplicación directa de la biomasa, “Residuos y Cultivos Energéticos”	7
2.2.5	Clasificación de la biomasa de acuerdo a su estado físico:.....	8
2.2.6	Consideraciones ambientales en el aprovechamiento de la biomasa residual.....	8
2.2.7	Fundamentos de la combustión.....	9
2.2.8	Zona de flama.....	10
2.3	Características de la biomasa	10
2.3.1	Aspectos favorables	10
2.3.2	Aspectos desfavorables.....	10
2.3.3	Posibles usos de la biomasa	11
2.4	Procesos de transformación física de la biomasa residual	11
2.4.1	Astillado	12
2.4.2	Secado natural.....	14
2.4.3	Secado forzado.....	15
2.4.4	Molienda	17
2.4.5	Tamizado	18
2.4.6	Densificación	19
2.5	Procesos de utilización de la biomasa con fines energéticos	20
2.6	Análisis de la Biomasa Residual.....	20
2.6.1	Procesos termoquímicos	20
2.6.2	Valoración cuantitativa y cualitativa de la biomasa potencial	21
2.7	Reacción química de combustión de biomasa	22
2.7.1	Ecuación de combustión.....	23
2.7.2	Reactantes y productos de la combustión	30
2.7.3	Poder calórico de los combustibles sólidos	31
2.8	Análisis de la transferencia de calor	31
2.8.1	Conducción.....	31
2.8.2	Convección.....	35
2.8.3	Transferencia de calor radiante	38
2.8.4	Coeficiente global de transferencia.....	41
2.8.5	Intercambiadores de calor aire – agua	44

CAPITULO 3

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	65
3.1 Restricciones de diseño:.....	65
3.2 Matriz de selección:	66
3.2.1 Variables de diseño:	66
3.2.2 Alternativas a ser jerarquizadas:.....	67
3.2.3 Criterios de evaluación y pesos de cada uno.	68
3.2.4 Escala de cada uno de los criterios	69
3.2.5 Matrices:	71

CAPITULO 4

DISEÑO TÉRMICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	77
4.1 Selección de materiales.....	77
4.2 Diseño del intercambiador de calor.....	78
4.2.1 Cálculo del número de Reynolds máximo para gases de combustión.....	82
4.2.2 Análisis en tubos.....	87
4.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.....	93
4.2.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas.	94
4.2.5 Calor cedido al agua.....	97
4.2.6 Pérdidas de calor por las paredes del intercambiador de calor.....	98
4.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes del intercambiador de calor.....	102
4.3 Diseño de la chimenea.....	103
4.4 Diseño de la cámara de combustión.....	107
4.4.1 Área de transferencia de calor.....	109
4.4.2 Cálculo de la relación aire combustible.....	116
4.4.3 Temperatura de flama adiabática.....	117
4.4.4 Análisis de radiación en la cámara de combustión.....	119

4.4.5	Coeficiente global de transferencia de calor para paredes planas.....	123
4.5	Calor perdido total.....	124
4.6	Cálculo de masa.....	124

CAPITULO 5.

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN E INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	126
5.1 Organigrama de procesos.....	126
5.2 Diagramas de montaje.....	141
5.3 Seguridad industrial.....	143

CAPITULO 6.

PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.....	145
6.1 Procedimiento.....	145
6.2 Materiales.....	149
6.3 Equipo.....	149
6.4 Adquisición de datos.....	149
6.5 Determinación de eficiencias térmicas.....	151
6.5.1 Pérdida de calor por paredes de cámara.....	151
6.5.2 Calor neto y poder calorífico.....	159
6.6 Estudio comparativo.....	162
6.7 Análisis de datos.....	163

CAPITULO 7.

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO.....	165
7.1 Análisis económico.....	165
7.1.1 Determinación de costos.....	165
7.1.2 Costos de producción.....	167
7.1.3 Depreciación.....	168

7.2	Análisis financiero.....	169
7.2.1	Ingresos.....	169
7.2.2	Egresos.....	171
7.2.3	Flujo de caja neto.....	171
7.2.4	Tasa interna de retorno (TIR) y valor actual neto (VAN).....	171

CAPITULO 8.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	173
8.1 Conclusiones.....	173
8.2 Recomendaciones.....	174

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1	Criterios y escalas de valoración.....	69
Tabla 4.1	Entalpías de formación y en estado de referencia estándar.....	117
Tabla 6.1	Tabulación de temperaturas para la cascarilla de arroz.....	151
Tabla 6.2	Tabulación de temperaturas para la hierba.....	151
Tabla 6.3	Tabulación de temperaturas para el eucalipto.....	151
Tabla 6.4	Datos y constantes.....	162
Tabla 6.5	Poder calorífico cascarilla.....	162
Tabla 6.6	Poder calorífico hierba húmeda.....	163
Tabla 6.7	Poder calorífico eucalipto.....	163
Tabla 6.8	Eficiencia del intercambiador.....	163
Tabla 6.9	Valores de poder calorífico.....	164
Tabla 7.1	Materiales indirectos.....	166
Tabla 7.2	Mano de obra indirecta.....	167
Tabla 7.3	Imprevistos.....	167
Tabla 7.4	Costos de producción.....	167
Tabla 7.5	Depreciación por tasa constante.....	169
Tabla 7.6	Valor del servicio anual.....	170
Tabla 7.7	Ingresos.....	170
Tabla 7.8	Flujo de caja neto.....	171

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Esquema del proceso de Generación de Biomasa Residual.....	6
Figura 2.2	Proceso de Transformación de la biomasa.....	6
Figura 2.3	Conducción unidimensional estacionaria a través de una pared plana.....	32
Figura 2.4	Circuito térmico correspondiente a dos placas de diferente material.....	33
Figura 2.5	Conducción en cilindro hueco.....	34
Figura 2.6	Convección de una superficie a un fluido.....	35
Figura 2.7	Capa límite térmica alrededor de un cilindro horizontal calentado.....	37
Figura 2.8	Objeto negro dentro de recinto convexo.....	39
Figura 2.9	Radiación entre dos superficies grises finitas.....	40
Figura 2.10	Distribución de temperaturas para un intercambiador flujo paralelo.....	50
Figura 2.11	Distribución de temperaturas para un intercambiador contra flujo.....	52
Figura 2.12	Factor de corrección tubo con coraza y múltiples pasos de tubo.....	54
Figura 2.13	Factor de corrección 2 tubos por la coraza y múltiples pasos de tubo.....	54
Figura 2.14	Factor de corrección flujo cruzado fluidos no mezclados.....	55
Figura 2.15	Factor de corrección flujo cruzado un fluido mezclado.....	55
Figura 2.16	Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo paralelo.....	61
Figura 2.17	Eficiencia de un intercambiador de calor de contra flujo.....	61
Figura 2.18	Eficiencia de un intercambiador con coraza y múltiples pasos de tubo.....	62

Figura 2.19	Eficiencia de un intercambiador 2 pasos por coraza y múltiples pasos.....	62
Figura 2.20	Eficiencia de un intercambiador del flujo cruzado.....	63
Figura 2.21	Eficiencia de un intercambiador de flujo cruzado un fluido mezclado.....	63
Figura 4.1	Tubo de acero galvanizado de 25.4 mm. x 1.5 mm.....	78
Figura 4.2	Esquema de batería de tubos del intercambiador de calor.....	79
Figura 4.3	Esquema de flujo de fluidos.....	80
Figura 4.4	Esquema de separación entre tubos.....	81
Figura 4.5	Esquema de temperatura en el intercambiador de calor.....	83
Figura 4.6	Esquema del fluido y de temperaturas en un tubo.....	87
Figura 4.7	Esquema de circulación del fluido por el intercambiador de calor.....	88
Figura 4.8	Distribución de temperaturas para un intercambiador contra flujo.....	94
Figura 4.9	Esquema de temperaturas en el intercambiador de calor.....	95
Figura 4.10	Esquema de la caja del intercambiador de calor.....	98
Figura 4.11	Dimensiones de la caja del intercambiador de calor.....	99
Figura 4.12	Esquema de la caja del intercambiador y factores.....	101
Figura 4.13	Chimenea y esquema de temperatura – velocidad.....	103
Figura 4.14	Esquema del área interior de la cámara de combustión.....	106
Figura 4.15	Cámara de combustión.....	108
Figura 4.16	Flujo de calor en la cara 1 de la cámara de combustión.....	110
Figura 4.17	Flujo de calor en la cara 2 de la cámara de combustión.....	111

Figura 4.18	Esquema de llama adiabática y temperatura de pared en la cámara.....	119
Figura 4.19	Esquema de las dimensiones exteriores de la cámara de combustión.....	121
Figura 5.37	Estructura esquemática de la metodología de Seguridad Industrial.....	144
Figura 6.1	Caracterizador de biomasa residual.....	146
Figura 6.2	Caudal a la salida del intercambiador.....	147
Figura 6.3	Ventilador acoplado a la cámara de combustión.....	147
Figura 6.4	Combustión de leños.....	148
Figura 6.5	Medición de temperaturas utilizando sensor láser.....	149
Figura 6.6	Medición de temperaturas utilizando termómetro de mercurio.....	149
Figura 6.7	Flujo de calor en la cara 1 de la cámara de combustión.....	153
Figura 6.8	Flujo de calor en la cara 2 de la cámara de combustión.....	154
Figura 6.9	Esquema del área interior de la cámara de combustión.....	159
Figura 6.10	Línea característica del equipo.....	164
Figura 7.1	Depreciación del equipo.....	172

ÍNDICE DE MATRICES

Matriz 3.1	Tipo de biomasa residual.....	71
Matriz 3.2	Procesamiento de biomasa residual.....	71
Matriz 3.3	Forma de utilización de los residuos.....	72
Matriz 3.4	Tipo de intercambiador de calor.....	73
Matriz 3.5	Tipo de intercambiador por las distribución de flujo.....	74
Matriz 3.6	Tipo de aislamiento.....	74
Matriz 3.7	Tipo de ventilación.....	75

RESUMEN.

El presente proyecto tiene como tema “Diseño y Construcción de un Sistema de Combustión con Capacidad de 10 kW. para Caracterización Térmica de Biomasa Residual, con Aplicación al Laboratorio de Energías Renovables del DECEM”, donde se desarrolla un estudio de los poderes caloríficos de la cascarilla de arroz, eucalipto y hierva, con distintos porcentajes de humedad. El equipo de caracterización de biomasa esta diseñado en base a un análisis térmico, donde el calor generado por la cámara de combustión es aprovechado por un intercambiador de calor de flujo cruzado, para posterior a este aprovechamiento evacuar los gases mediante una chimenea. El proceso de combustión es casi adiabático por la utilización de aislamientos térmicos. La construcción del caracterizador se encuentra detallada a través de varios diagramas de procesos, fotografías y planos. Previo al diseño del caracterizador fueron realizados ensayos en la bomba calorimétrica adiabática con lo que se obtuvo una base de datos de los distintos poderes caloríficos, ya que son objeto de investigación en el proyecto, los resultados logrados de las pruebas del caracterizador fueron comparados con la misma. Mediante los datos obtenidos en las pruebas de campo se caracteriza la cascarilla de arroz, eucalipto y hierba, se determina también la capacidad de combustión del equipo y la eficiencia térmica del intercambiador. Por lo que se pone a consideración el presente trabajo.

Introducción.

Hoy en día existe una inmensa demanda de energía a nivel mundial, y considerando al petróleo como la principal fuente de la misma, es necesario reflexionar acerca de los impactos medio ambientales que representa la utilización de combustibles fósiles.

El presente proyecto esta enfocado principalmente al desarrollo de un sistema de combustión, para la caracterización de tres tipos de biomasa residual como son: cascarilla, eucalipto y hierba, además de promover el uso de energías no convencionales.

La principal razón para emprender en este estudio es la falta de información sobre las distintas propiedades de biomasa residual, que en el Ecuador debido a que es un país agricultor que producen una gran cantidad de biomasa, que no tiene ningún tipo de aplicación energética.

El objetivo del presente proyecto es establecer parámetros de comparación entre diferentes tipos de biomasa residual (cascarilla, eucalipto, hierba) y determinar su capacidad calorífica para generar energía por combustión, con la ayuda de un banco de pruebas, que posteriormente pueda ser utilizado por todos los estudiantes de la Carrera de Energía y Mecánica con fines educativos e investigativos.

Es de vital importancia, que los estudiantes de Ingeniería Mecánica, hagan conciencia acerca de la necesidad de utilizar energías no convencionales, y es por esto que el proyecto representa un recurso esencial para el laboratorio de energías renovables.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES.

1.1 Antecedentes.

Hoy en día se ha puesto mucho énfasis en el desarrollo de proyectos de investigación relacionados con la preservación del medio ambiente. Si bien es cierto el petróleo representa una de las mayores fuentes de ingresos para nuestro país, asimismo es el gran responsable de la contaminación en la actualidad.

Como en muchas otras partes del mundo los ecuatorianos hemos sido testigos de los efectos del calentamiento global. Hoy más que nunca, es de vital importancia realizar proyectos en beneficio de la naturaleza, haciendo que la sociedad recurra a formas de energía más limpia.

Denominamos biomasa a la materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía, por lo que se discurre a la combustión de biomasa como energía renovable, la cual es considerada neutral, desde el punto de vista ambiental, en la emisión de CO₂ a la atmósfera.

Es importante mencionar que no existe suficiente información sobre la utilización de residuos agrícolas y forestales como fuente de energía, por lo que el presente proyecto procura realizar un análisis de dichos restantes en función de variables y constantes físicas tales como temperatura, masa y poder calorífico, de forma que podamos obtener parámetros tales como eficiencias térmicas, poder calorífico, productos de la combustión, empleando diferentes combustibles orgánicos. Con la obtención de estos

parámetros se intenta plasmar una valoración que nos ayude a comprender mejor las propiedades de este tipo de combustibles alternativos.

Los motivos expuestos anteriormente son las principales razones por las que se ha decidido realizar el presente proyecto de grado que consiste en el diseño y construcción de un sistema de combustión para la caracterización térmica de biomasa residual.

1.2 Definición del problema.

La falta de información sobre las diferentes propiedades energéticas de la biomasa residual más comunes en nuestro medio (cascarilla, eucalipto y hierba), es debido a la falta de bibliografía donde se encuentre propiedades energéticas de biomasa residual, a la falta de motivación para el estudio de la caracterización de la biomasa residual, a la falta de un banco de pruebas para evaluar y realizar estudios comparativos de diferentes tipos de biomasa residual.

Por esto es importante plantearse, ¿Cómo influye la falta de bibliografía, en los estudios de la biomasa residual?, ¿Qué efecto tiene la falta de motivación específica, en el estudio de la biomasa residual?, ¿En cuanto determina la falta del estudio, de la caracterización de la biomasa residual?, ¿Cuál es la incidencia de la elaboración de un banco de pruebas en la caracterización de la biomasa residual?

Por estas razones el presente proyecto pretende determinar, cuál es la incidencia de la elaboración de un banco de pruebas para la caracterización térmica de biomasa residual, en el laboratorio de energías no convencionales de la Carrera de la Energía y Mecánica, en el periodo 2007-2008.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo general.

Diseñar y construir un sistema de combustión para caracterización de biomasa residual, con aplicación al Laboratorio de Energías Renovables del DECEM.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Investigar los conceptos relacionados con la combustión de biomasa residual.
- Diseñar una cámara de combustión que nos permita determinar las propiedades térmicas de la biomasa a través de un intercambiador de calor.
- Proponer una guía para realizar prácticas de laboratorio en el banco de pruebas construido.
- Realizar una base de datos con los diferentes resultados obtenidos en las pruebas y análisis de los mismos.

1.4 Justificación e Importancia.

Debido al crecimiento de la demanda energética de los últimos años y a la gran contaminación producto de la utilización de combustibles derivados de petróleo, es necesario conocer fuentes alternativas no contaminantes de energía, una de las cuales puede ser la biomasa residual, la cual es producto de los desechos agrícolas. El presente proyecto está enfocado en establecerse como una fuente de consulta de las propiedades energéticas de tres diferentes tipos de residuos como: hierba, eucalipto y cascarilla, a través de un equipo para la caracterización térmica de biomasa residual.

Los beneficiarios de este estudio comparativo serían los alumnos de la Carrera de la Energía y Mecánica, los cuales podrían realizar laboratorios en la materia de Energías no Convencionales, con lo que lograrían tener una base más sólida en lo referente a la caracterización de biomasa residual además de

establecer parámetros comparativos y aplicativos de las diferentes tipos de residuos agrícolas en la generación de energía limpia, no perjudicial para el medio ambiente.

En la actualidad no existe en el Laboratorio de Energías no Convencionales un banco de pruebas que permita desarrollar una caracterización de biomasa residual, por esto que el proyecto representa un recurso didáctico esencial para el laboratorio de energías renovables, y por ende para el estudio de las distintas propiedades de dichas formas de energía.

Con la caracterización de estos residuos se puede conocer como varían y que capacidad energética poseen, con una adecuada instrumentación en el banco de pruebas los resultados obtenidos son de gran confiabilidad, al ser la hierba, cascarilla y paja una de las principales fuentes de biomasa residual en nuestro entorno se puede decir que estas representan claramente a la población a estudiar.

La biomasa residual se obtiene a partir de restantes que se generan en la actividad agrícola, siendo el Ecuador propenso para la aplicación de éstas tecnologías, considerando la disponibilidad de residuos como la cáscara de arroz, el orujillo, paja, etc, esto junto con la capacidad humana, económica y logística hacen factible la realización del presente proyecto.

El proyecto pretende justamente evaluar las propiedades energéticas de dichos residuos, y con esto sugerir nuevas formas de obtención de energía y a la vez representaciones alternativas de reciclaje de desechos orgánicos con lo que es único en su clase.

1.5 Alcance.

Diseñar y Construir un Sistema de Combustión con capacidad de 10 kW para Caracterización de Biomasa Residual (Cascarilla, eucalipto y hierba), para el Laboratorio de Energías Renovables del DECEM, de la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO.

Definiciones

Biomasa residual

Cualquier materia orgánica de origen reciente que haya derivado de animales y vegetales como resultado del proceso de conversión fotosintético, puede ser considerada una energía renovable siempre que se sigan unos parámetros medioambientales adecuados en su uso y explotación.

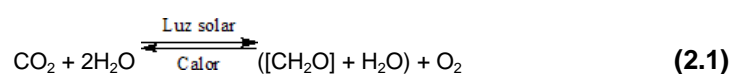
La energía de la biomasa deriva del material de vegetal y animal, tal como madera de bosques, residuos de procesos agrícolas y forestales, y de la basura industrial, humana o animales.

Formación

La biomasa se forma a partir de la energía solar, se lleva a cabo por el proceso denominado fotosíntesis vegetal que a su vez es desencadenante de la cadena biológica.

Mediante la fotosíntesis las plantas que contienen clorofila, transforman el dióxido de carbono y el agua, productos minerales sin valor energético, en materiales orgánicos con alto contenido energético.

Esencialmente, el uso de la biomasa para la energía es la inversa de la fotosíntesis, a continuación se muestra su reacción química:



Sus componentes energéticos principales son el Carbono y el Hidrógeno, también tiene Oxígeno que actúa como comburente interno.

La biomasa mediante estos procesos almacena a corto plazo la energía solar en forma de carbono.

La energía almacenada en el proceso fotosintético puede ser posteriormente transformada en energía térmica, eléctrica o carburantes de origen vegetal, en la figura 2.1 se presenta el esquema del proceso de generación de biomasa residual y en la figura 2.2 se pone a consideración el proceso de transformación de biomasa.

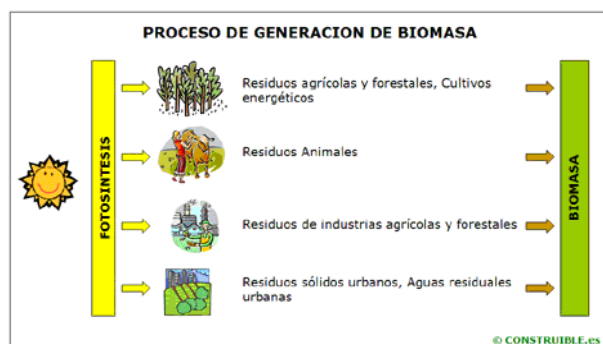


Figura 2.1 Esquema del Proceso de Generación de Biomasa Residual¹.

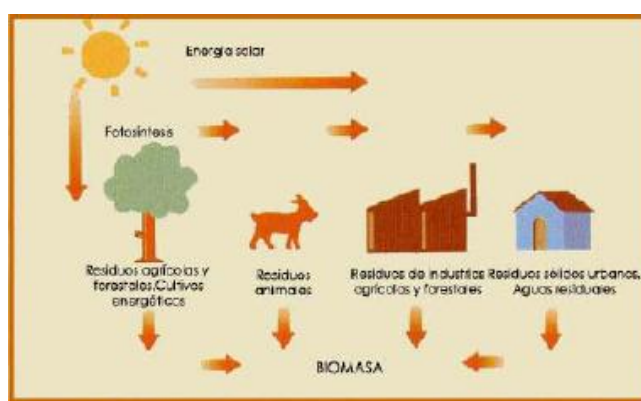


Figura 2.2 Proceso de Transformación de la Biomasa².

¹ www.construibles.es

² GUASCOR, Ingeniería, p 4

Tipos de biomasa

Dependiendo de si los materiales orgánicos resultantes han sido obtenidos a partir de la fotosíntesis o bien son resultado de la cadena biológica se pueden distinguir:

Biomasa vegetal

Resultado directo de la actividad fotosintética de los vegetales.

Biomasa animal

Se obtiene a través de la cadena biológica de los seres vivos que se alimentan de la biomasa vegetal.

Las biomásas vegetales y animales producidas no son utilizadas por el hombre en su totalidad lo que conlleva a la generación de residuos sobrantes de la misma.

Biomasa fósil

Es aquella que engloba a los denominados combustibles fósiles que actualmente conocemos, carbón, petróleo, gas natural.

Biomasa energética

1.5.1.1 Es la materia orgánica, de origen vegetal o animal, incluyendo los materiales procedentes de su transformación natural o artificial y los residuos generados en su producción y consumo.

Aplicación directa de la biomasa, “Residuos y Cultivos Energéticos”

Es la forma de uso tradicional de la biomasa en la que se obtiene energía mediante combustión directa, es decir, la biomasa se utiliza como combustible.

a. Fuentes de biomasa

- Los residuos
- Los cultivos energéticos

Clasificación de la biomasa de acuerdo a su estado físico:

- Sólidos.
- Líquidos.
- Gaseosos.

La leña, el carbón vegetal y el cebo animal son combustibles biomásicos sólidos.

Combustibles líquidos producidos a partir de biomasa: aceites, aldehídos, alcoholes, cetonas.

El biogás y el hidrógeno son combustibles gaseosos.

Consideraciones ambientales en el aprovechamiento de la biomasa residual

Es importante que se establezcan pautas que aseguren un correcto desarrollo del potencial de la biomasa sin dar lugar a otros problemas con el medio ambiente.

El objetivo es impulsar aquellas formas de aprovechamiento que sean sostenibles y ambientalmente aceptables, descartando otras que no lo sean.

La biomasa es parte del ciclo natural del carbono entre la tierra y el aire, para que esta se considere energía renovable, la emisión neta de carbono del ciclo deberá ser cero o negativa, esto es, el carbono absorbido en el proceso total

debe ser igual o mayor al emitido en la atmósfera en los procesos de generación de la energía.

De igual manera, el análisis del balance energético del ciclo es fundamental para comprobar que éste sea positivo, es decir, el rendimiento energético obtenido de la biomasa debe ser igual o mayor que la suma de la energía no renovable utilizada en el proceso de producción generación y transporte de la misma.

Como criterio general se priorizarán los recursos excedentes frente a la nueva producción de los mismos potenciando los sistemas a pequeña escala y cercanos a la producción de los recursos, teniendo en cuenta que el dimensionado de las instalaciones se deberá realizar en función de la disponibilidad del recurso biomasa y no al revés.

Fundamentos de la combustión

La combustión es una reacción química en la cual los elementos del combustible se oxidan en presencia de un exceso de oxígeno.

Los elementos oxidables en el combustible, en este caso en los residuos sólidos, son carbono e hidrógeno, también están presentes, en menor grado azufre y nitrógeno.

Las reacciones de la combustión dependen del oxígeno, el tiempo, la temperatura y turbulencia.

Es fundamental señalar que debe haber disponible un exceso de oxígeno para impulsar la reacción hasta completarla en un tiempo corto, con mayor frecuencia el oxígeno se suministra impulsando aire hacia la cámara de combustión, se proporciona más de 100% de exceso de aire para asegurar que haya lo suficiente, debe darse el tiempo necesario para que las reacciones de combustión lleguen a su fin.

El tiempo obligatorio es una función de la temperatura de combustión y de la turbulencia de la cámara de combustión.

Es necesario superar cierta temperatura mínima para iniciar la reacción de combustión, es decir para encender los residuos, considerando que las temperaturas altas producen mayores cantidades de emisiones de óxido de

nitrógeno, por lo que hay un balance entre destruir el residuo sólido y formar contaminantes del aire.

Es de gran importancia mezclar los gases producidos en la combustión con el aire de la misma para que la reacción se complete.

Cuando el residuo sólido entra en la cámara de combustión y se incrementa su temperatura se expulsa materiales volátiles en forma de gases, las mayores temperaturas hacen que los componentes orgánicos se desintegren y formen gases.

La evolución de la combustión de los residuos sólidos ha conducido a mayores temperaturas, tanto para destruir los compuestos tóxicos como para aumentar la oportunidad de usar los residuos como fuente de energía si se produce vapor.

Zona de flama

En esta Zona de Flama los gases calientes volatilizados se mezclan con oxígeno, esta reacción es muy rápida y se termina en 1 o 2 segundos si hay bastante aire y turbulencia³.

Características de la biomasa

Aspectos favorables

- Variedad de productos biocombustibles (sólidos, líquidos y gaseosos) capaces de satisfacer los principales tipos de demanda energética de la sociedad.
- Tecnologías de utilización relativamente sencillas.
- Posibilidad de competir en precio con las energías convencionales (2,5 kg de leña o 3 kg de paja contienen la misma energía que 1 kg de petróleo).

³ MACKENZIE L. Davis, J. MASTEN Susan, Ingeniería y Ciencias Ambientales, p 40

Aspectos desfavorables

- Estacionalidad de la producción (necesidad de almacenar).
- Dispersión en el espacio (necesidad de concentrar).
- Menor densidad energética que los combustibles tradicionales.
- Multipropiedad del recurso.
- Poco atractivo para las empresas energéticas por no poder controlar la materia prima, que es del sector agrario.
- Dificultad de controlar el ciclo completo debido a la diversidad de actores que intervienen:
 - Recurso (Sector agrícola).
 - Producción de biocombustibles (Sector industrial).
 - Distribución (Sector energético).

Posibles usos de la biomasa

- Producción de Biocarburantes: biodiesel o etanol.
- Aplicaciones térmicas: Combustión directa de biomasa en aplicaciones domésticas o industriales.
- Generación eléctrica: dos opciones tecnológicas disponibles:
 - Caldera + turbina de vapor
 - Gasificador + motor

Procesos de transformación física de la biomasa residual

Los procesos de transformación física de la biomasa residual suponen un reto tanto técnico como económico para el aprovechamiento energético de estos materiales de naturaleza heterogénea y formas y tamaños dispares ya que los elevados costos de manejo y la puesta a punto de las tecnologías más adecuadas en cada caso dificultan, encarecen y condicionan los proyectos específicos que serían potencialmente realizables en este sector de las Energías Renovables.

En función de la propia naturaleza de los productos residuales empleados como materia prima y de su presentación y características intrínsecas específicas, será preciso realizar una o varias etapas de transformación física y acondicionamiento previo, siempre que el mayor valor añadido de los productos que se obtienen permita la introducción de éstos en mercados donde el precio de los combustibles renovables compense los costos ocasionados por el manejo y manipulación a que son sometidos.

En determinadas circunstancias, resulta imprescindible, o incluso rentable, deshidratar la biomasa y/o someterla a una o más etapas de reducción granulométrica y acondicionamiento estructural, o incluso es posible compactar la biomasa residual lignocelulósica para obtener productos combustibles de alta densidad (600 a 1300 kg/m³), que pueden ser utilizados como sustitutivos del carbón y la leña.

El costo final del producto obtenido depende del valor añadido que se obtiene al someter la materia prima a los diferentes procesos de acondicionamiento y transformación física.

Por lo que en productos de muy alto valor añadido como las briquetas, pellets o gránulos el costo es superior al del resto de los residuos transformados en combustibles sometidos a menos procesos de transformación como las astillas, aserrín, virutas, etc.

Si olvidar que el precio de venta alcanzado por estos combustibles más elaborados, justifica en muchos casos las inversiones y costos adicionales necesarios para obtenerlos.

Las principales etapas de transformación realizables para el tratamiento de la biomasa residual son las siguientes:

- Astillado.
- Secado natural.
- Secado forzado.
- Molienda.
- Tamizado.
- Densificación.

Astillado

Es un proceso mediante el que se consigue una primera etapa de reducción granulométrica, que permite obtener astillas (chips) con un tamaño máximo de partícula que posibilita su manejo, almacenaje, carga y transporte de los residuos de una forma técnicamente viable, sin este proceso estos productos residuales serían inmanejables utilizando métodos convencionales⁴.

El principal problema en esta etapa radica fundamentalmente en la dispersión de los residuos, que hace difícil su concentración en puntos determinados, donde se realizan los trabajos forestales y que en muchos casos, se generan en lugares de difícil acceso, debido a las fuertes pendientes del terreno, características estructurales de éste, pistas, caminos forestales y en general vías por las que no se pueda acceder mediante maquinaria pesada hasta los puntos de concentración de esta biomasa residual forestal.

Por este motivo, los equipos de astillado existentes en el mercado mundial son de características muy variadas, de forma que para cada tipología de explotación se puede elegir entre equipos más o menos sofisticados, dotados de sistemas más o menos automáticos para realizar las diferentes fases de que consta el proceso de astillado (alimentación, trituración, recolección de astillas). Existen zonas donde la pedregosidad, grado de encharcamiento y estructura del terreno hacen inviable técnicamente el empleo de equipos de astillado.

De igual manera, lo intrincado de algunos montes y la elevada densidad del arbolado y el sotobosque es otro factor limitante para el empleo de maquinaria pesada, por lo que, en la mayoría de los casos, sólo es posible trabajar desde las pistas, caminos forestales y cortafuegos, hasta donde deben extraerse los residuos generados en el monte.

Esto dificulta notablemente los trabajos ya que la extracción debe hacerse de forma manual o con ayuda de cabrestantes, skidders, etc.

Otro de problema a tener en cuenta es la presencia de cuerpos extraños, como son los elementos metálicos (herraduras, balines, perdigones, clavos, postas, alambres, etc.) presentes en los residuos forestales y que pueden causar roturas, atascos y fuertes desgastes en los rodillos y cuchillas de los equipos de astillado.

⁴ ORTIZ Luís, Procesos de Transformación Física de la Biomasa Residual, p 81.

Hay que tener en cuenta que los aportes de áridos producidos durante el arrastre y extracción de los residuos incrementa notablemente este efecto abrasivo, con el consiguiente aumento de los costos de mantenimiento y reparación de la maquinaria.

Otro de los parámetros a tener en cuenta en cuanto a la problemática de la transformación de los residuos forestales es su baja densidad, lo cual hace que los rendimientos en peso obtenidos sean muy bajos y que haya que manejar importantes volúmenes de residuo para mantener una explotación dentro de los umbrales de rentabilidad ya que los costos de explotación por tonelada generada son muy elevados.

Por último otro factor que incide sobre la problemática del aprovechamiento de los residuos es el elevado contenido de humedad que presentan, lo cual dificulta el manejo de los mismos ya que un residuo húmedo se astilla con mayor dificultad y las astillas obtenidas son más heterogéneas y tienen un importante porcentaje de piezas largas, que dificultan su manipulación posterior.

En este proceso de transformación de biomasa residual es necesario realizar técnicas de Secado Natural debido a la presencia de humedad en la misma.

Secado natural

Esta basada en el aprovechamiento de las condiciones ambientales favorables para facilitar la deshidratación de los residuos y obtener unos niveles de humedad que posibiliten un manejo económico, facilitando las posteriores fases de transformación, obteniendo unos rendimientos aceptables.

Si existen en el residuo organismos patógenos, hongos o insectos, éstos puedan proliferar y desarrollarse, afectando al resto de la biomasa, por lo que, si existe esta posibilidad es necesario realizar la extracción de los residuos con la mayor premura posible.

Por otra parte, en lugares en los que existe un riesgo potencial de incendio, este factor debe tenerse en cuenta a la hora de diseñar las labores de secado natural en el tiempo y en el espacio.

En cuanto a los factores limitantes de la eficacia de secado de los residuos destacan⁵:

- La humedad ambiental.
- La distribución de temperaturas medias y extremas.
- El régimen de precipitaciones, tanto en valores absolutos como de frecuencia.
- Las precipitaciones en estado sólido, así como el tiempo de heladas.
- Además, tienen influencia parámetros como la intensidad de los vientos dominantes, grado de insolación y exposición (solana, umbría).

Estos factores son los que condicionan la eficacia y eficiencia de la desecación producida y dependen de las características climáticas de la estación, de la época del año en que se realicen los trabajos y del tiempo que permanezcan los residuos apilados, así como del tamaño y forma de las pilas de material y lógicamente del calibre de las piezas de residuo y de su propia naturaleza.

En la zona interior de los montones se producen fermentaciones parcialmente anaerobias donde se desarrollan y esporulan bacterias, cepas de hongos, lo cual produce un importante incremento de temperatura por encima del límite de los 60°C, ocasiona degradación química de los compuestos lignocelulósicos y un aumento de temperatura hasta valores de 70-90°C.

Este fenómeno puede ser utilizado positivamente si se hace un seguimiento de las condiciones existentes en el interior de los montones, mediante un manejo adecuado se favorece el incremento térmico.

Secado forzado

Por lo general la biomasa residual se presenta con elevados contenidos de humedad (>50%), lo cual plantea serios problemas para su utilización con fines energéticos como:

- Incremento de los costos de extracción y manejo.
- Encarecimiento del transporte.

⁵ORTIZ Luís, Procesos de Transformación Física de la Biomasa Residual, p 83.

- Dificultad o imposibilidad de transformación en combustibles de calidad.
- Reducción de rendimientos en las fases de transformación.
- Baja eficacia en procesos de conversión termoquímica.
- Incremento en la producción de sustancias contaminantes.
- Formación de incrustaciones en las calderas.
- Combustión inestable y poco eficaz.

Por estos motivos es necesario reducir el contenido de humedad hasta valores del orden del 20 al 30%. Cuando no es posible reducir la humedad del combustible residual mediante técnicas de secado natural se recurre al secado forzado (o a sistemas combinados de ambos) utilizando equipos que mediante la aportación de un flujo térmico, permitan la deshidratación de los residuos hasta los valores deseados, para ello se emplean secaderos neumáticos o rotatorios⁶.

Los de tipo neumático están basados en el arrastre de los residuos mediante un flujo térmico que durante el recorrido extrae la humedad de los sólidos, suelen utilizarse cuando el producto es de granulometría fina y/o se requiere una deshidratación ligera, básicamente consta de:

- Un foco de calor (hogar donde se queman combustibles convencionales, o parte de la propia biomasa previamente secada, para generar el flujo térmico deshidratador).
- Canal de secado (conducto de diámetro y longitud variable según diseño, donde el flujo térmico generado arrastra los sólidos en suspensión, al tiempo que provoca la evacuación del agua contenida en los mismos).
- Sistema de succión (aspirador ciclónico que produce una depresión que posibilita el movimiento del sistema).

Los secaderos rotatorios de tipo Trommel se suelen utilizar cuando se trabaja con materiales muy húmedos y/o de granulometría gruesa. Fundamentalmente constan de las mismas partes que en el caso anterior, si bien en estos equipos el canal de circulación es un cilindro de sección y longitud variable (en función

⁶ORTIZ Luís, Procesos de Transformación Física de la Biomasa Residual, p 86.

de diseños), que gira con velocidad variable, facilitando un contacto íntimo entre los sólidos y el flujo secante, la pendiente interior junto con el giro produce el avance de los sólidos a una velocidad controlable, el tambor está dotado interiormente de aspas, paletas o tornillos sinfín, que permiten regular el flujo de sólidos y garantizar una adecuada exposición de la superficie de la biomasa al flujo térmico.

Por último en los dos casos se procede a la segregación de los sólidos mediante un ciclón decantador donde el flujo pierde velocidad y precipitan los sólidos secos por gravedad, separándose del aire cargado de humedad.

Por otra parte, atendiendo a la dirección del flujo térmico respecto al flujo másico se distinguen secaderos de corrientes paralelas unidireccionales y secaderos a contracorriente⁷.

En los del primer tipo, el flujo de gas y de sólidos discurre en el mismo sentido, en este caso, el gas se va cargando de humedad durante todo el recorrido, por lo que al final del secadero el gas puede llegar a estar saturado de agua, con lo que la eficacia de secado disminuye, por lo que, se trata de un sistema más seguro en cuanto a riesgo de incendios.

En los secaderos a contracorriente, los flujos de gas y sólido viajan en sentidos distintos, de esta manera los sólidos según avanzan van encontrando un ambiente cada vez más seco y de mayor temperatura, con lo que la deshidratación es más eficaz y constante ya que cuanto menor es el contenido de agua en la biomasa más energía térmica se requiere para extraer la misma cantidad de agua, en este caso se trata de un sistema que presenta un mayor riesgo de ignición de los sólidos y, por ende, de incendios.

Las temperaturas de entrada de gases son de unos 200 a 500_ C y las de salida suelen oscilar entre los 80 y 120_ C (para evitar condensaciones y pérdidas de calor en chimenea).

Por otra parte, existen sistemas combinados que consisten en la inyección de gases recalentados en la cámara de molienda de un equipo de reducción granulométrica de biomasa.

⁷ORTIZ Luís, Procesos de Transformación Física de la Biomasa Residual, p 87.

Molienda

La molienda de los residuos es una práctica recomendable cuando se trata de obtener combustibles de mayor calidad es imprescindible cuando se pretende utilizar estos productos en equipos de conversión energética específicamente diseñados para manejar productos muy finos (inyectores, hornos especiales, etc).

También es necesario realizar este tipo de transformación física cuando se trata de fabricar combustibles densificados como las briquetas y los pellets.

En lo referente a las características y presentación de los residuos, destaca la presencia de materiales indeseables como elementos metálicos, piedras, arena, piezas de gran tamaño, etc., estos materiales producen graves problemas en las instalaciones de molienda, por lo que es necesaria su eliminación, previa a la reducción granulométrica propiamente dicha.

Tamizado

La clasificación por tamaños de las partículas de residuo puede resultar interesante, desde el punto de vista de la eliminación de las fracciones indeseables o bien, desde la perspectiva de aprovechamiento diferencial de las distintas fracciones granulométricas presentes⁸.

Puede resultar útil separar algunas fracciones de material que ya reúnen determinados requisitos en cuanto a tamaño máximo de partícula, para evitar que pasen a una fase de molienda donde sólo ocasionarían una reducción del rendimiento del molino.

Los problemas que se presentan en las cribas suelen ser debidos al cegado de los orificios de las mallas o a sobrecargas, que impiden el contacto de parte del producto con la malla del tamiz, las partículas separadas mediante este sistema suelen ser de forma más alargada y fibrosa que las generadas en un molino (utilizando el mismo calibre de luz de malla), por lo que debe tenerse en cuenta este aspecto a la hora de diseñar los sistemas de transporte y almacenamiento de este tipo de productos.

⁸ORTIZ Luís, Procesos de Transformación Física de la Biomasa Residual, p 90.

Si de lo que se trata es de segregar partículas excesivamente gruesas para los fines preestablecidos, el calibre del tamiz empleado define el tamaño máximo de partículas obtenido, si bien, hay que tener en cuenta que siempre se produce la presencia de piezas de mayor longitud de la deseada ya que mediante el cribado lo más que se puede garantizar es que todas las piezas cernidas no rebasan el tamaño de malla utilizado (al menos en una de las direcciones de las piezas), pero al ser éstas tridimensionales, basta que en una de las direcciones se cumpla esta condición para que la pieza se cuele entre los orificios del tamiz, independientemente del tamaño de la pieza en las otras dos direcciones.

Este efecto se puede minimizar mediante un correcto diseño y funcionamiento del equipo de cribado en cuanto a superficie, forma, espesor, e inclinación de la malla, frecuencia e intensidad del movimiento aplicado y flujo de material por m² de malla y unidad de tiempo.

Densificación

Este proceso consiste en la compactación de los residuos para obtener productos combustibles densificados utilizables como sustitutivo energéticos.

Generalmente, en la mayoría de los casos es necesario haber acondicionado previamente los residuos mediante todas o algunas de las etapas de transformación física (astillado, secado, molienda), por lo que, lógicamente, el costo final del producto obtenido (briquetas, pellets, gránulos) es superior al del resto de los residuos transformados en combustibles (astillas, aserrín, virutas, etc.).

No obstante, el precio de venta potencialmente alcanzable por estos combustibles densificados justifica, en muchos casos, las inversiones y costos adicionales necesarios para obtenerlos.

Los problemas, generalmente, vienen ocasionados por no cumplir las condiciones idóneas de humedad y granulometría que se requieren (que oscilan en un intervalo muy estrecho) ya que al tratarse de procesos (briquetado, pelletizado) con unos requisitos muy específicos para el correcto funcionamiento de la maquinaria utilizada, cuando se producen ligeras

variaciones en las características del flujo de material, el funcionamiento de los equipos se resiente notablemente y se producen paradas, obstrucciones y atascos, así como sobrecargas y otras deficiencias, que impiden la fabricación del densificado de una manera correcta.

Procesos de utilización de la biomasa con fines energéticos

Uno de los criterios más importantes para seleccionar el proceso de conversión a utilizar es el contenido de agua de la biomasa, una biomasa con elevado contenido de humedad puede ser usada sólo en procesos acuosos debido a la pérdida de eficiencia que implica su secado cuando se la quiere emplear, por ejemplo en combustión directa.

La mayoría de la biomasa tiene un contenido de humedad, medida en base húmeda, superior al 70 %, mientras que la madera de árboles recién cortados contienen alrededor del 50 % de agua, si la madera va a ser usada en combustión directa, el calor necesario para reducir la humedad a un nivel del 15 %, es equivalente al 20-25 % del poder calorífico de la madera seca.

Por cada Kg. de agua que se desea eliminar, se requiere de 3,5 a 4,5 MJ de energía térmica.

Los dos grandes grupos de conversión de la biomasa en energía son los "procesos termoquímicos" y los "procesos bioquímicos".

Análisis de la Biomasa Residual

Procesos termoquímicos

La conversión termoquímica de la biomasa se refiere a la reacción química mediante la cual se libera energía directamente o se convierte la biomasa en combustible gaseoso o líquido.

a. Combustión directa

La forma más directa de aprovechamiento de la biomasa es su combustión directa (quemado).

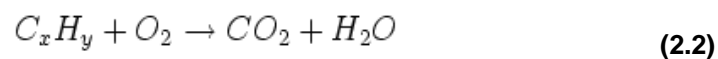
La "energía térmica" así obtenida puede ser usada tanto para fines domésticos (cocción, calefacción) como industriales (calor de procesos, generación de energía mecánica o eléctrica, etc.).

La biomasa que más se emplea es la leña, el poder calorífico depende del contenido de fibra (normalmente contiene en peso en seco 40-53 % de celulosa, 20-35 % de hemicelulosa y 19-33 % de lignina), resina y humedad.

b. Combustión completa

La combustión se denomina completa o perfecta, cuando toda la parte combustible se ha oxidado al máximo, es decir, no quedan residuos de combustible sin quemar.

La fórmula de la combustión completa es:



Valoración cuantitativa y cualitativa de la biomasa potencial

La valoración cuantitativa y cualitativa de los residuos producidos en cada sistema pasa por cuatro fases de estudio:

a. Caracterización del sistema

Dado que la cantidad de biomasa residual producida dependerá de las características productivas del mismo.

b. Determinación de la cantidad de residuos obtenido en cada opción tecnología posible

1.5.1.2 Cada sistema de trabajo proporciona unas pérdidas de material en la recogida, este material no recogido eficientemente queda en la parcela.

c. Realización de un análisis físico y químico de los residuos para obtener información sobre la calidad

Tamaño de las partículas, humedad, poder calorífico etc. con esa información es posible optimizar los procesos de secado, tecnología del transporte.

Será también posible estimar los problemas para la mezcla de diferentes residuos (madera con cáscara de arroz por ejemplo), cómo el material tiene que ser secado y compactado o cómo desarrollar los estándares que garantizan cierta calidad calorífica.

Deben ser evaluados:

- Sistemas de secado (natural al sol, aire seco forzado, microondas, infrarrojos).
- Sistemas de trituración.
- Compactación en pellets o briquetas.
- Sistemas de mezcla con otros residuos.
- Transformación previa a carbón vegetal.
- Obtención del rendimiento energético de los productos obtenidos.

d. Evaluación de las opciones tecnológicas respecto a dos balances

- **Balance económico:** Un análisis de tiempos, capacidades de trabajo, logística y costos.
- **Balance energético:** La extracción de biomasa supone un consumo para energía en el uso de maquinaria (especialmente

combustibles fósiles). Se evaluará el balance de energía obtenido por la combustión de cada tipo de residuo.

Reacción química de combustión de biomasa

A la reacción química durante la cual un combustible se oxida y se libera una gran cantidad de energía se la conoce como combustión⁹.

El oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire.

Toda ecuación química se balancea con base en el principio de la conservación de la masa, la cuál establece que la masa total de cada elemento se conserva durante la reacción química.

Ecuación de combustión

Es necesaria la presencia del aire mínimo o teórico para que se produzca la combustión, ya que este es la cantidad estequiométrica de aire, necesaria para una combustión completa.

Se considera que un combustible (sólido o líquido) está formado por carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre, siendo su composición en tanto por uno en peso.

P_C Kg. de carbono / Kg. de combustible.

P_{H₂} Kg. de hidrógeno / Kg. de combustible.

P_{O₂} Kg. de oxígeno / Kg. de combustible.

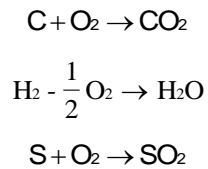
P_S Kg. de azufre / Kg. de combustible.

De tal forma que se verifique que la suma de estos es igual a 1 kg. de combustible, como se muestra a continuación:

$$P_C + P_{H_2} + P_{O_2} + P_S = 1 \quad (2.3)$$

⁹ CENGEL Yunus A. , BOLES Michael A., Termodinámica Cuarta Edición, p 683.

Teniendo en cuenta que las reacciones químicas de la combustión completa son:



y teniendo en cuenta los pesos moleculares correspondientes, se tiene que para quemar P_C kg. de carbono, se necesita:

$$\frac{32}{12} P_C \text{ kg de oxígeno} = 2,67 P_C \text{ kg de } O_2$$

De la misma forma, para quemar los P_{H_2} Kg. de hidrógeno, se necesita:

$$\frac{16}{2} P_{H_2} \text{ kg de oxígeno} = 8 P_{H_2} \text{ kg de } O_2$$

y para la combustión completa de los P_S Kg. de azufre se necesitarán:

$$\frac{32}{32} P_S \text{ kg de oxígeno} = P_S \text{ kg de } O_2$$

Ahora bien, como el combustible contiene ya P_{O_2} kg. de oxígeno, el oxígeno mínimo que hay que aportar para producir la combustión completa de 1 kg. de combustible será:

$$O_m = 2,67 P_C + 8 P_{H_2} + P_S - P_{O_2} \text{ kg de oxígeno.}$$

Como la composición media, en peso, del aire es aproximadamente de 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, el aire mínimo expresado en kilogramos será:

$$A_m = \frac{O_m}{0,21} = \frac{2,67 P_C + 8 P_{H_2} + P_S - P_{O_2}}{0,21} \quad (2.4)$$

La combustión en una caldera se realiza con el fin de obtener energía, y es obvio que para una mejor rentabilidad es preciso recuperar, del modo más posible, la energía química contenida en potencia en el combustible.

Esta energía química va a liberarse bajo la forma de calor en las reacciones de la combustión.

1.5.1.3 a. Combustión

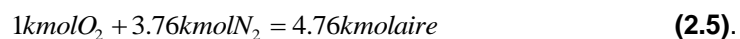
Cualquier material que al ser quemado libera energía recibe el nombre de combustible, la mayoría de los combustibles están compuestos principalmente de hidrógeno y carbono.

En general éstos combustibles además de los elementos antes mencionados contienen cantidades variables de oxígeno, nitrógeno, azufre, humedad y ceniza.

En el caso del proyecto de combustión de biomasa, se debe tomar en cuenta que el contenido energético por unidad de volumen de los combustibles alternativos es más bajo que el de la gasolina o el diesel, esto implica una comparación de costos en función de la unidad de energía y de la unidad de volumen.

En la combustión se oxida un combustible y se libera energía en forma de calor, por lo que es necesario establecer la composición del aire.

El aire seco puede considerarse aproximadamente como 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno en números molares. En consecuencia tenemos que por cada mol de oxígeno que entra a una cámara de combustión será acompañado por 3.76 mol de nitrógeno.



En el proceso de combustión el nitrógeno se comporta como un gas inerte es decir no reacciona con otros elementos químicos, y en ocasiones forma óxidos nítricos. La presencia del nitrógeno influye en el proceso al absorber calor ya que entra a una temperatura específica y sale de la cámara a una temperatura más alta.

El vapor de agua que se encuentra en el aire, también debe ser considerado, ya que al alcanzar la temperatura del punto de rocío dentro de la cámara el vapor se condensa y puede formar ácidos corrosivos con los gases de la combustión.

Para la combustión no solo es necesario el oxígeno y el combustible, también es necesario superar la temperatura de ignición que en el caso del carbono es

400 ° C. Además, las proporciones del combustible y del aire deben estar a un nivel adecuado.

Las ecuaciones químicas que gobiernan a la combustión se balancean con el principio del balance de masa, en donde la masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química. El número total de átomos de cada elemento se conserva durante una reacción química, por ser el número de átomos igual a la masa total dividida para la masa atómica. Sin embargo esto no implica que el número de moles sea igual en productos y reactivos. El número total de moles no se conserva durante una reacción química.

La cantidad de aire y de combustible se cuantifica a través de una relación denominada relación aire combustible, que se expresa en una base de masa y se define como la proporción entre la masa del aire y la masa del combustible en un proceso de combustión, a continuación se muestra dicha reacción:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} \quad (2.6).$$

Donde:

$m = nM$, n es el número de moles, y M es la masa molar.

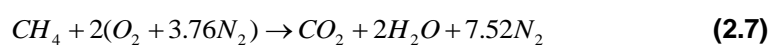
a.1 Combustión completa (teórica) y real

En ocasiones para el estudio de la combustión se asume que la combustión es completa. En la vida real se trata de alcanzar esta suposición variando las condiciones de dicha combustión, cuando una combustión es completa todo el carbono se transforma en dióxido de carbono, el hidrógeno en agua, y el azufre en dióxido de azufre. Por ende cuando tenemos una combustión incompleta en los productos tendremos **C, H₂, CO u OH**.

Una de las razones más importantes para que una combustión no sea completa, es la falta de oxígeno. Otra es la mezcla insuficiente durante el limitado tiempo en que el oxígeno y el combustible están en contacto. El oxígeno tiene una mejor atracción con el hidrógeno para formar agua de forma que por lo general el hidrógeno se oxida completamente. Este no es el caso del

carbono que en una combustión incompleta, genera CO y pequeñas partículas de C en los productos.

La cantidad mínima de aire se la determina estequiométricamente, es decir de forma teórica a través de la ecuación química de la combustión. Si un proceso de combustión carece la cantidad mínima de aire teórico el proceso de combustión está condenado a ser incompleto. A continuación, la ecuación de la combustión teórica del metano, observe que no existe C, H₂, CO, OH y O₂ en los productos:



Con el fin de asegurar una combustión completa es recomendable usar una cantidad de exceso de aire. Éste exceso también nos permite en ocasiones controlar la temperatura de la cámara. La cantidad de exceso de aire se suele expresar en términos porcentuales relacionados con el aire teórico.

La deficiencia de aire se expresa de la misma forma y como su nombre lo dice es la cantidad que se carece para tener aire teórico de un proceso.

Si se supone que el proceso de combustión es completo, la predicción de la composición de los productos es relativamente fácil aplicando el principio de conservación de la masa. En la realidad es difícil obtener un proceso de combustión completo aún con exceso de aire, por ellos es necesario determinar o medir la cantidad de cada componente en los productos, una de las formas de obtener la composición de los gases de combustión es a través del analizador de gases Orsat.

b. Entalpía de formación y entalpía de combustión

En un sistema, las moléculas poseen energía en varias formas ya sea sensible, latente, química y nuclear. Durante una reacción química se rompen algunos de los enlaces químicos y se forman otros nuevos. Existe una energía química relacionada con estos enlaces. Un proceso que implica reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas, los cuales deben tomarse en cuenta en los balances de energía, como se muestra a continuación:

$$\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta E_{\text{estado}} + \Delta E_{\text{química}} \quad (2.8)$$

Si en una reacción química el estado en el que salen los productos, es igual al estado de entrada de los reactivos $\Delta E_{\text{estado}} = 0$, es decir el cambio de energía del sistema sólo se debe a los cambios en la composición química.

La termodinámica se interesa sólo en los cambios en la energía de un sistema durante un proceso, y no en los valores de energía en los estados particulares. Se puede elegir cualquier estado como el estado de referencia y asignar un valor de cero a la energía interna o entalpía de una sustancia en ese estado. Cuando un proceso no implica cambios en la composición química, el estado de referencia elegido no tiene efecto en los resultados. Sin embargo, cuando los procesos implican reacciones químicas la composición del sistema al final de un proceso ya no es el mismo que al principio del proceso. En este caso es necesario tener un estado de referencia común para todas las sustancias. El estado de referencia elegido es 25 ° C y 1 atm, el cual se conoce como estado de referencia estándar. Los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar se indican mediante un superíndice ° como h° o u° .

Por ejemplo la entalpía de gas ideal de N_2 a 500 K relativo al estado de referencia estándar es $\bar{h}_{500K} - \bar{h}^{\circ} = 14581 - 8669 = 5912 \text{ kJ / kmol}$.

c. Análisis de la primera ley de sistemas reactivos

Los sistemas químicamente reactivos implican cambios en su energía química, por lo que es oportuno usar la primera ley de la termodinámica, primero para sistemas de flujo permanente y luego para sistemas cerrados.

c.1 Sistemas de flujo permanente

Se expresa la entalpía como una propiedad relativa al estado de referencia estándar y al término de la energía química que aparece explícitamente.

Sabiendo que:

$$\text{Entalpia} = \bar{h}_f + (\bar{h} - \bar{h}_f) \quad (2.9)$$

Siendo esta una relación entre la entalpía sensible en el estado especificado y la entalpía sensible en el estado de referencia de 25 grados Celsius y una atmósfera de presión.

Teniendo considerada la energía cinética y potencial como despreciables, se puede concluir que el flujo permanente químicamente reactivo puede expresarse en una forma simplificada como:

$$Q - W = H_{prod} - H_{react} \quad (2.10)$$

Donde:

H_{prod} es la sumatoria de las entalpías por el número de moles del producto, y

H_{react} es la sumatoria de las entalpías por el número de moles del reactivo.

c.2 Sistemas cerrados

El análisis es similar al de sistemas de flujo permanente, teniendo como ecuación principal:

$$Q - W = U_{prod} - U_{react} \quad (2.11)$$

Donde:

U_{prod} es la energía interna de los productos, y

U_{react} es la energía interna de los reactivos.

d. Temperatura de flama adiabática

La energía química liberada durante el proceso se pierde como calor hacia los alrededores o se usa internamente para elevar la temperatura de los productos de la combustión.

Cuanto mas pequeña es la pérdida de calor, más alta es la temperatura alcanzada, sabiendo que cuando el flujo de calor es nulo, la temperatura llega a un máximo, conocido como temperatura de flama adiabática o de combustión adiabática de la reacción.

Siendo la temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo permanente una relación entre el flujo molar del producto y del reactivo.

En las cámaras de combustión la temperatura más alta a la cual un material puede exponerse está limitada por consideraciones metalúrgicas, por lo que la temperatura de flama adiabática es un parámetro importante para el diseño de cámaras de combustión.

La temperatura de flama adiabática de un combustible no es única, depende de:

1. El estado de los reactivos
2. El grado al que se completa la reacción
3. La cantidad de aire utilizado

Teniendo estos datos especificados, la temperatura de flama adiabática alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad de aire teórica.

Reactantes y productos de la combustión

Durante la combustión, los elementos de la reacción reciben el nombre de reactivos, y los componentes existentes después de la reacción reciben el nombre de productos.

Cuando una sustancia orgánica reacciona con el oxígeno algunos de los productos resultantes son: CO₂ (g) y H₂O (l), esto en el caso de la combustión completa que se produce cuando el total del combustible reacciona con el oxígeno.

Poder calórico de los combustibles sólidos

Para otros recursos de biomasa empleados en combustión directa, los poderes caloríficos promedios son:

- Bagazo de caña de azúcar sin secar 9 MJ/kg.
- Paja de cereales 16-17 MJ/kg.
- Desechos orgánicos sin secar 13,2 MJ/kg.

Análisis de la transferencia de calor

Calor es la energía que se transfiere debido a una diferencia de temperatura, es decir un fluido en función de su temperatura puede ser portador de energía. Existen varias formas en las que el calor puede ser transferido, éstas son conducción, convección y radiación.

Conducción¹⁰

Visto desde un punto de vista microscópico, los mecanismos de la conducción pueden ser variados, estos pueden ser colisiones moleculares, vibraciones o flujo de electrones a través de un metal. Sin embargo el análisis no se lo realiza en forma microscópica, más bien se busca valerse de leyes basadas en la lógica de los fenómenos físicos. La ley que rige a la conducción de calor fue propuesta por Fourier en 1822.

¹⁰ A. F. Mills. Transferencia de Calor, p236

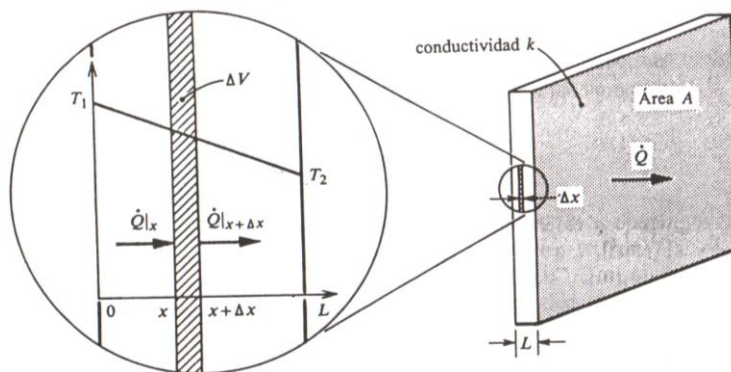


Figura 2.3. Conducción unidimensional estacionaria a través de una pared plana.

La figura muestra una pared plana de área A y espesor L , cuya cara en $x = 0$ se mantiene a la temperatura T_1 mientras que el lado en $x = L$ se mantiene a T_2 . El flujo de calor \dot{Q} a través de la pared se efectúa en la dirección de la disminución de temperatura. La ley de Fourier establece que en para una sustancia homogénea el flujo de calor es proporcional a menos el gradiente de temperatura local.

$$q \propto -\frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.12)$$

Donde q es el flujo de calor por unidad de área perpendicular a la dirección del flujo [W/m^2], T es la temperatura local [K o $^\circ\text{C}$] y x es la coordenada en la dirección del flujo [m]. Introduciendo la constante de conductividad térmica del tipo de material tenemos:

$$\dot{Q} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.13)$$

Donde A es la sección transversal y k es la constante de proporcionalidad. En la ecuación anterior tenemos derivadas parciales con respecto a la temperatura

y a la distancia, integramos tomando en cuenta que \dot{Q} y A son constantes tenemos:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{kA}} \quad (2.14)$$

En el análisis de transferencia de calor, se realiza una analogía con la ley de Ohm. En el caso de la ecuación anterior la diferencia de temperatura se compara con la diferencia de potencial, el Calor con la intensidad, y el denominador L/kA con la resistencia eléctrica, de forma que para una pared compuesta de placas de diferente material tenemos:

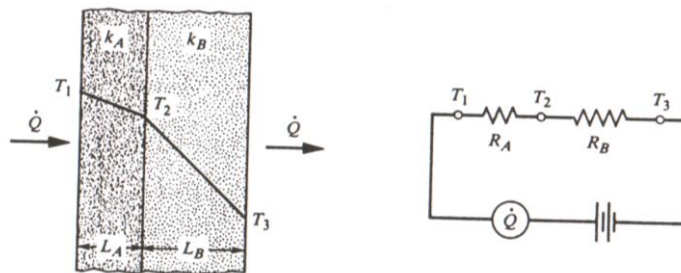


Figura 2.4. Circuito térmico correspondiente a una pared de dos placas de diferente material.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{\frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A}} \quad (2.15)$$

a. Conducción en cilindros

En la conducción en cilindros la temperatura es sólo función de la coordenada radial r . En el caso de los cilindros el área de flujo A varía en la dirección del flujo de calor. Para una capa cilíndrica de longitud L , el área de flujo es $A=2\pi rL$.

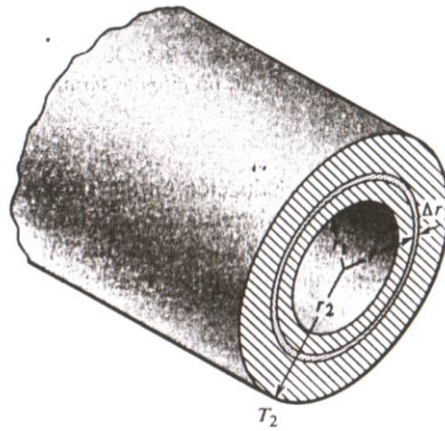


Figura 2.5. Conducción en cilindro hueco.

La figura muestra una capa cilíndrica de longitud L , radio interior r_1 y radio exterior r_2 . La superficie interna se mantiene a la temperatura T_1 y la superficie externa a la temperatura T_2 . Un volumen de control se halla entre los radios r y $r+\Delta r$. Aplicando la ley de Fourier tenemos:

$$\dot{Q} = 2\pi r L \left(-k \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.16)$$

La expresión anterior es una ecuación diferencial ordinaria de primer orden, y su resolución nos da la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.17)$$

En este caso realizando la analogía del circuito eléctrico, tenemos que la resistencia térmica de éste circuito es igual a:

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} \quad (2.18)$$

Convección

La convección es el tipo de transferencia de calor de una superficie a un fluido en movimiento o viceversa. El flujo puede ser forzado o natural. Estos tipos de flujo pueden ser internos o externos. Éste flujo puede ser laminar o turbulento, éste tipo de régimen está dado por el número de Reynolds, es decir para un régimen turbulento tenemos un número de Reynolds mayor a 2300. El número de Reynolds depende del diámetro de la tubería, de la velocidad del fluido y de la viscosidad cinemática del mismo.

$$\text{Re}_D = \frac{VD}{\nu} \quad (2.19)$$

La velocidad de transferencia de calor convectiva depende de la geometría y temperatura de las superficies, de la temperatura y velocidad del fluido y de las propiedades termo físicas del mismo.

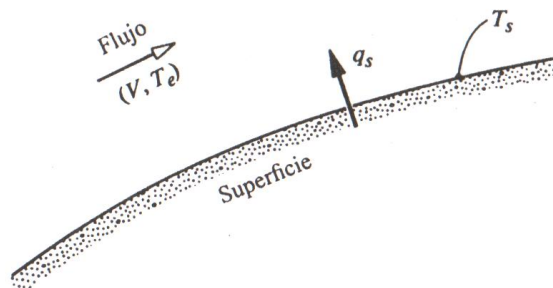


Figura 2.6. Convección de una superficie a un fluido¹¹.

La constante de proporcionalidad se conoce como coeficiente de transferencia de calor por convección h_s ($[W/m^2K]$):

$$q_s = h_s(T_s - T_e) \quad (2.20)$$

¹¹ A.F. Mills, Transferencia de Calor, p385.

Donde q_s es el flujo de calor entre la superficie y el fluido. En el caso de la convección natural q_s varía como $\Delta T^{5/4}$ para flujo laminar y para flujo turbulento como $\Delta T^{4/3}$.

En el caso de un fluido que fluye por el interior de una tubería, como es el caso de algunos intercambiadores de calor en condensadores y varios tipos de calderas, $\Delta T = T_s - T_b$, donde T_b es una temperatura media del fluido, la cual se conoce como temperatura de masa o temperatura media de mezcla. Si la temperatura de la pared de la tubería T_s es uniforme sobre toda su longitud y el flujo es laminar ($Re_D \leq 2300$), entonces el coeficiente de calor lejos de la entrada de la tubería está dado por¹²:

$$h_c = 3.66 \frac{k}{D} \quad (2.21)$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y D es el diámetro de la tubería. Ésta ecuación sólo es válida a cierta distancia de la entrada del tubo e indica que en dicha región, el coeficiente de transferencia de calor no depende de la posición a lo largo del tubo. Cerca de la entrada los coeficientes de transferencia de calor tienden a ser más elevados debido a la producción de vórtices a gran escala por desviaciones y esquinas pronunciadas, y a los efectos del calentamiento repentino del fluido.

En los gases la posición de la transición de una capa límite laminar a una turbulenta está determinada por el valor crítico de un grupo adimensional llamado número de Grashof. El número de Grashof se define como $Gr_x = (\beta \Delta T) g x^3 / \nu^2$, donde $\Delta T = T_s - T_e$, g es la aceleración debida a la gravedad [m/s^2], x es la distancia desde la base de la superficie, donde empieza la capa límite, y β es el coeficiente de dilatación volumétrica, el cual, para un gas ideal, es simplemente $1/T$, donde T es la temperatura absoluta [K].¹³

¹² A.F. Mills, Transferencia de Calor, p 393

¹³ A.F. Mills, Transferencia de Calor, p 395

a. Convección natural

Un fluido caliente tiende a elevarse debido a la fuerza de empuje producida por las diferencias de densidad y la gravedad. Es el caso de los globos aerostáticos que se elevan al calentar el aire dentro del globo. Cuando hay este tipo de flujos se habla de una convección natural o libre. Los gradientes de densidad en un fluido puro se relacionan con los gradientes de temperatura por medio del coeficiente de dilatación volumétrica, β . Para un gas ideal, $\beta = 1/T$, donde T es la temperatura absoluta. Los flujos por convección natural pueden ser internos o externos. Las velocidades relacionadas con la convección natural son relativamente menores a las de la convección forzada. Por ende los coeficientes de transferencia de calor en la convección natural tienden a ser menores, aproximadamente del orden de $5 \text{ W/m}^2\text{K}$, y es importante que el diseñador determine si es importante el análisis de radiación en el diseño térmico. El número de Reynolds no desempeña mayor función ya que no se trata con velocidades características o evidentes. Los números adimensionales utilizados en el análisis son el de Grashof o el número de Rayleigh.

Flujo alrededor de un cilindro horizontal

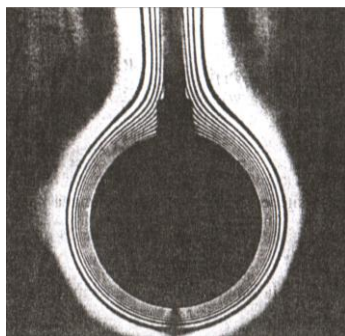


Figura 2.7. Capa límite térmica alrededor de un cilindro horizontal calentado¹⁴.

En la figura se observa un fenómeno característico de la convección natural, en el que sobre el cilindro se levanta una columna de aire caliente y la capa límite

¹⁴ A.F. Mills, Transferencia de Calor, p 307

es mas gruesa que en el caso de la convección forzada. El flujo es laminar para un número de Rayleigh $Ra_D = Gr_D Pr \leq 10^9$, donde Pr es el número de Prandtl.

La correlación para el número de Nusselt promedio es:

$$\overline{Nu}_D = 0.36 + \frac{0.518 Ra_D^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}; 10^{-6} < Ra_D \leq 10^9 \quad (2.22)$$

Cuando $Ra_D \geq 10^9$ ocurre la transición de una capa límite laminar a una turbulenta y el aumento del número de Nusselt con el número de Rayleigh es mayor. La correlación que se recomienda en este caso es:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + 0.387 \frac{Ra_D}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{16/9}} \right\}^{1/6} \Bigg|^2; Ra_D \geq 10^9 \quad (2.23)$$

Transferencia de calor radiante

En todo el universo existe la presencia de la radiación electromagnética. La transferencia de calor por radiación se puede comprender o asimilar como la incidencia de ondas electromagnéticas o como fotones. El flujo de energía radiante que incide sobre una superficie es conocido como irradiación, G [W/m^2]; de igual forma el flujo que abandona una superficie ya sea por emisión o reflexión de radiación electromagnética se conoce como radiosidad, J [W/m^2]. Un cuerpo negro se caracteriza por ser una superficie ideal y por absorber la totalidad de la radiación sin reflejar nada, por ende toda la radiación que provenga de una superficie negra es emitida por la misma y se expresa a través de la ley de Stefan-Boltzmann:

$$J = E_b = \sigma T^4 \quad (2.24)$$

Donde E_b es la potencia de cuerpo negro, T es la temperatura absoluta en [K] y σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\approx 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$). A continuación se muestra en la figura un objeto negro convexo de área A_1 dentro de un recinto negro isotérmico a temperatura T_2 . En el equilibrio la temperatura del objeto es también T_2 , y el flujo de radiación que incide sobre el objeto debe ser igual al flujo de radiación que lo abandona:

$$G_1 = \sigma T_2^4 \quad (2.25)$$

Y es uniforme sobre la superficie. Si ahora aumentamos la temperatura del objeto a T_1 , su radiosidad se convierte en σT_1^4 , mientras que su irradiación sigue siendo σT_2^4 (porque el recinto no refleja radiación). Entonces, el flujo neto de calor por radiación a través de la superficie, q_1 , es la radiosidad menos la radiación:¹⁵

$$\begin{aligned} q_1 &= J_1 - G_1 \\ q_1 &= \sigma T_1^4 - \sigma T_2^4 \end{aligned} \quad (2.26)$$

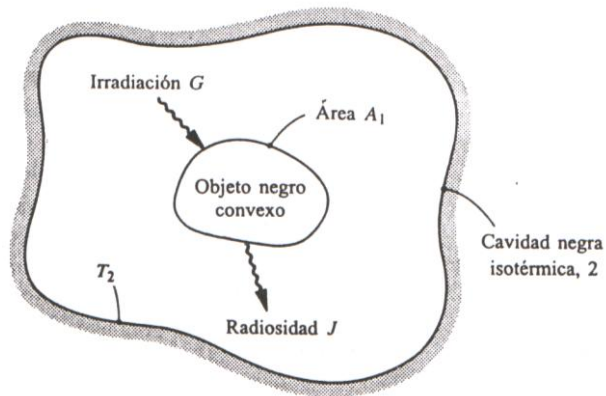


Figura 2.8. Objeto negro dentro de recinto convexo¹⁶.

¹⁵ A.F. Mills. Transferencia de Calor, p 509

¹⁶ A.F. Mills. Transferencia de Calor, p 515

Donde la convención de signos es tal que un flujo neto hacia el exterior de la superficie es positivo.

Las superficies reales absorben menos radiación que las superficies negras. La fracción de la radiación incidente se denomina absorptancia, α . En el caso de una superficie gris α es constante. La fracción de la radiación incidente reflejada se denomina reflectancia ρ . En el caso de un objeto opaco tenemos:

$$\rho = 1 - \alpha \quad (2.27)$$

La fracción emitida de la potencia de emisión de cuerpo negro se conoce como emitancia ϵ . La emitancia y absorptancia de una superficie gris son iguales:

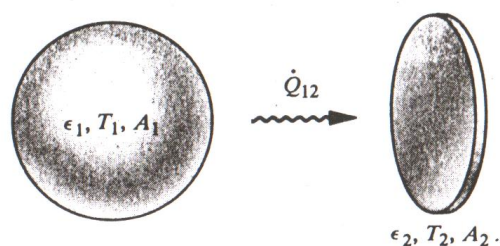


Figura 2.9. Radiación entre dos superficies grises finitas¹⁷.

Si se transfiere calor entre dos superficies grises, como se muestra en la figura anterior la velocidad de transferencia depende de las temperaturas, de las emitancias, y de la geometría. Es obvio que parte de la radiación que proviene de una superficie no incide en su totalidad sobre la otra por cuánto es difícil determinar con exactitud la velocidad de flujo de calor, por ende se puede aproximar de la siguiente forma:

$$Q_{12} = A_1 F_{12} (\sigma T_1^4 - \sigma T_2^4) \quad (2.28)$$

¹⁷ A.F. Mills. Transferencia de Calor, p 514

Donde \dot{Q}_{12} es el intercambio neto de energía radiante de 1 a 2, y F_{12} es un factor de transferencia, que depende de las emitancias y de la geometría. En el caso de que la superficie 2 rodea a la 1, tenemos:

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon_1 A_1 (\sigma T_1^4 - \sigma T_2^4) \quad (2.29)$$

Cuando T_1 y T_2 no difieren demasiado tenemos, usamos el coeficiente de transferencia de calor por radiación $h_r = 4\varepsilon_1 \sigma T_m^3$ donde T_m es la media entre T_1 y T_2 y lo aplicamos como se indica a continuación:

$$\dot{Q}_{12} \approx A_1 h_r (T_1 - T_2) \quad (2.30)$$

Coefficiente global de transferencia

Es una parte esencial y a menudo más incierta en todos los análisis de intercambiador de calor, en ocasiones este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor total entre dos fluidos, en el caso de fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, dicho coeficiente se determina al tener en cuenta las resistencias de conducción y convección.

a. Factor de impureza

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre fluidos y material de la pared, esta deposición de una partícula o incrustaciones sobre la superficie aumenta mucho la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos, este fenómeno se trata mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de impureza, R_f , cuyo valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor.

Este factor de impureza es una variable durante la operación del intercambiador de calor, ya que aumenta a partir de cero en una superficie limpia, conforme se acumulan depósitos sobre la superficie.

b. Expresión del coeficiente global de transferencia de calor

Con la inclusión de las impurezas en la superficie y los efectos de las aletas (superficie extendida), el coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \quad (2.31)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{f,c}'''}{(\eta_o A)} + Rw + \frac{R_{f,h}'''}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h}$$

Donde:

- *c y h se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente.*
- *Rw es la resistencia de conducción, tanto para paredes planas como para paredes cilíndricas:*

Pared Plana:

Se realiza el análisis de transferencia de calor aplicando la siguiente analogía eléctrica:

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (2.32)$$

Pared Cilíndrica:

Se realiza el análisis de transferencia de calor aplicando la siguiente analogía eléctrica:

$$R_{r,cond} = \frac{\ln(r2/r1)}{2\pi Lk} \quad (2.33)$$

- R_f factor de impureza.
- η_o es la eficiencia global o efectividad de la temperatura de una superficie con aletas.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2.34)$$

Es importante indicar que el cálculo del producto **UA** no requiere la designación del lado caliente o frío (**UcAc = UhAh**), pero el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor depende de si se basa en el área de la superficie del lado frío o caliente, pues $Uc \neq Uh$ si $Ac \neq Ah$ ¹⁸.

El término de conducción de la pared en la ecuación mencionada anteriormente del coeficiente global de transferencia de calor a menudo se puede pasar por alto pues por lo general se usa pared delgada con conductividad térmica grande, además por lo general uno de los coeficientes de convección es mucho menor que el otro y por ello domina la determinación del coeficiente global.

Por lo tanto para los intercambiadores de calor tubulares, sin aletas, la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor se reduce a:

¹⁸ INCROPERA Frank P., DE WITT David P.. Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 585.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o}$$

(2.35)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}'''}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}'''}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Donde:

- Los subíndices **i** y **o** se refieren a la superficie interna y externa del tubo.
- **h** coeficiente de convección de los fluidos caliente y frío.
- **Rf** factor de impureza.
- Además de los parámetros geométricos apropiados.
- *Nota* : $A_i = \pi D_i L$, $A_o = \pi D_o L$

Intercambiadores de calor aire – agua

El fin principal de un intercambiador de calor es la conservación de la energía, en los últimos tiempos ha existido un crecimiento estable y sustancial, cuyo punto focal ha sido el aumento de la transferencia de calor, en donde se incluye la búsqueda de superficies especiales intercambiadoras de calor mediante las cuales se pueda alcanzar una mejor eficiencia de los sistemas.

Los aspectos principales en el diseño de un intercambiador de calor son¹⁹:

- Esfuerzos Mecánicos.
- Dilatación Térmica en las Tuberías.
- Problemas de Corrosión.
- Depósito de Sólidos en las Líneas de Flujo.
- Caídas de Presión.
- Peso y Tamaño del Intercambiador.
- Costo.

¹⁹ MANRIQUE VALADEZ José Angel. Transferencia de Calor, Segunda Edición, p 385.

Dependiendo del arreglo geométrico que se decida realizar el los cabezales del intercambiador puede tenerse uno o más pasos de tubos con el fin de incrementar el área de la superficie efectiva de la transferencia por unidad de volumen.

1.5.1.4 a. Clasificación de los intercambiadores de calor

Ya que las aplicaciones más comunes del estudio de transferencia de calor se encuentran en el diseño y selección de intercambiadores de calor, es necesario clasificarlos en tres categorías:

a.1 Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores

Son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí.

Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie que por estar involucrada en el camino de la transferencia de calor²⁰.

En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

a.2 Regeneradores

Son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes²¹.

La superficie, que alternativamente recibe y luego libera la energía térmica, es muy importante en este sistema.

²⁰ BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 799.

²¹ BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 799.

Las propiedades del material superficial, junto con las propiedades de flujo y del fluido de las corrientes fluidas, y con la geometría del sistema, son cantidades que deben conocer para analizar o diseñar los regeneradores.

a.3 Intercambiadores de tipo abierto

Son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, además de ocurrir una mezcla física completa de las corrientes.

Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.

El análisis de los intercambiadores de tipo abierto involucra la ley de la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica, no se necesitan ecuaciones de relación para el análisis o diseño de este tipo de intercambiador.

1.5.1.5

1.5.1.6 b. Tipos de Intercambiadores

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar basándose en:

b.1 Clasificación por la distribución de flujo

Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo:

b.1.2 Flujo paralelo

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

b.1.3 Contracorriente

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

b.1.4 Flujo cruzado de un solo paso

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

b.1.5 Flujo cruzado de paso múltiple

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

b.2 Clasificación según su aplicación

Para caracterizar los intercambiadores de calor basándose en su aplicación se utilizan en general términos especiales, los cuales son:

b.2.1 Calderas

Las calderas de vapor son unas de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor, con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas cuya fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

b.2.2 Condensadores

Son utilizados en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares para vehículos

espaciales, los principales tipos son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

1.5.1.7 c. Diferencia media logarítmica de temperaturas en el análisis de intercambiadores de calor

1.5.1.8 Es importante analizar cantidades tales como temperaturas de entrada y salida de fluido, coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial total de transferencia de calor, con esto se puede predecir el rendimiento que tendrá nuestro sistema.

Para efectuar el análisis térmico del intercambiador de calor es conveniente realizar un balance de energía, considerando la transferencia de calor (q) entre los fluidos caliente y frío, además de suponer una transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores, de igual manera que los cambios de energía potencial y cinética despreciables, por lo tanto:

$$\begin{aligned} q &= \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \\ &y \\ q &= \dot{m}_c (i_{c,i} - i_{c,o}) \end{aligned} \tag{2.36}$$

Donde:

- i es la entalpía del fluido.
- Subíndices h y c se refieren a los fluidos caliente y frío.
- Subíndices i y o condiciones de entrada y salida del fluido.

Al considerar que el fluido no experimenta un cambio de fase, además de suponer que los calores específicos son constantes, se obtiene las siguientes expresiones:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

y

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o})$$
(2.37)

Donde:

- **Temperaturas** indicadas en las expresiones se refieren a las temperaturas *medias* del fluido en las posiciones indicadas.
- **cp** calor específico.

Es importante utilizar en el análisis la expresión que relaciona la transferencia de calor total **q** con la diferencia de temperaturas **ΔT** entre los fluidos caliente y frío, en donde:

$$\Delta T = T_h - T_c$$
(2.38)

Ya que **ΔT** varía con la posición en el intercambiador de calor, hay que trabajar con la ecuación de flujo, donde:

$$q = UA\Delta T_m$$
(2.39)

Donde:

- ΔT_m es la diferencia de temperatura media apropiada.

c.1 Intercambiador flujo paralelo

La distribución de temperaturas caliente y fría asociada con este tipo de intercambiadores se las puede describir gráficamente como se muestra a continuación:

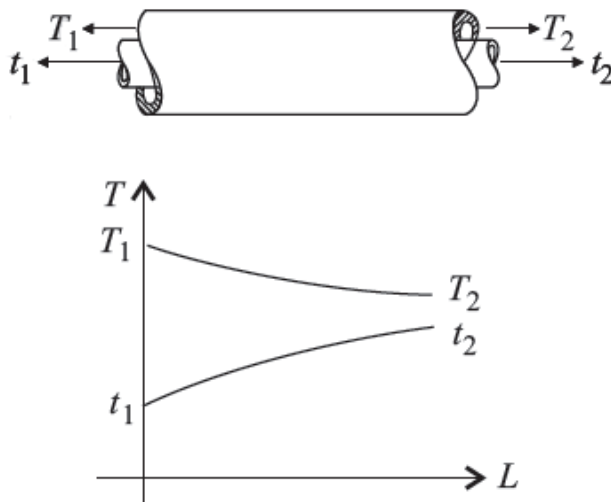


Figura 2.10. Distribución de Temperaturas para un Intercambiador de Calor de Flujo Paralelo²².

Es importante indicar que la temperatura de salida del fluido frío nunca excede la del fluido caliente, ΔT_m se puede calcular mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío.

Los balances de energía y el análisis subsiguiente están sujetos a las siguientes suposiciones²³:

²² BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 804.

²³ INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 588.

- El intercambiador de calor está aislado de sus alrededores, en cuyo caso el único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
- Los calores específicos del fluido son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Se expresa la transferencia de calor a través del área superficial como:

$$dq = U\Delta T dA \quad (2.40)$$

Además se puede citar a la diferencia de temperaturas local entre los fluidos caliente y frío, con la siguiente expresión:

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.41)$$

Por lo tanto la diferencia de temperaturas media logarítmica ΔT_{ml} es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.42)$$

En donde las diferencias de temperaturas para flujo paralelo son:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_1 - t_1 \\ \Delta T_2 &= T_2 - t_2 \end{aligned} \quad (2.43)$$

c.2 Intercambiador de calor en contraflujo

Esta distribución mantiene la transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro, a continuación la representación gráfica:

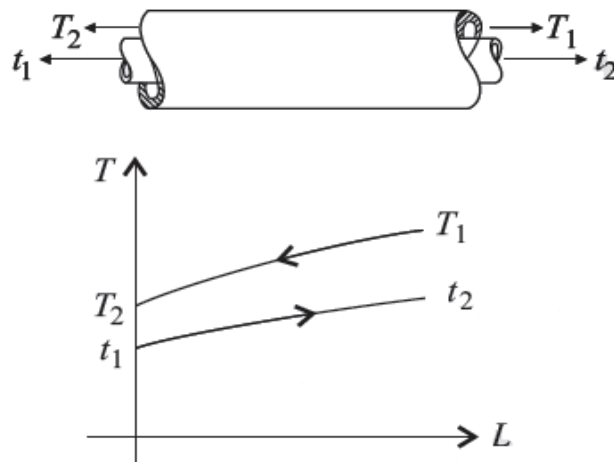


Figura 2.11. Distribución de Temperaturas para un Intercambiador de Calor en Contraflujo²⁴.

Se observa que la temperatura de salida del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente.

Para este tipo de intercambiadores de calor las diferencias de temperaturas en los puntos externos se las puede definir así:

$$\Delta T_1 = T_2 - t_1 \quad (2.44)$$

$$\Delta T_2 = T_1 - t_2$$

²⁴BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 804.

Por lo tanto la diferencia de temperaturas media logarítmica ΔT_{ml} es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 \Delta T_2)} \quad (2.45)$$

Por consiguiente el área superficial que se requiere para efectuar una transferencia de calor es más pequeña para el contraflujo que para el arreglo en flujo paralelo, suponiendo el mismo valor de U .

$$A = Uq \frac{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \quad (2.46)$$

c.3 Intercambiadores de calor

En este tipo de intercambiadores de calor implica un análisis más complicado de las condiciones de flujo por lo que se aplica un factor de corrección F , por lo que la diferencia de temperaturas media logarítmica se la expresa de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (2.47)$$

Donde la forma adecuada de cálculo de ΔT_{ml} se obtiene al aplicar el factor de corrección al valor de ΔT_{ml} que se calcularía bajo las condiciones de contraflujo.

c.3.1 Figuras del factor de corrección, para las configuraciones de intercambiador de calor más comunes

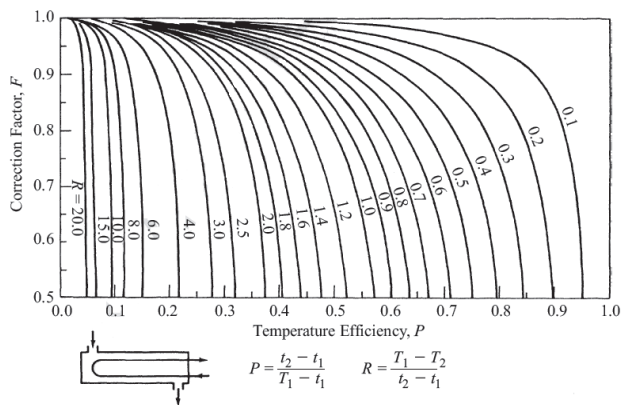


Figura 2.12. Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo, dos cuatro, etc, pasos de tubos²⁵.

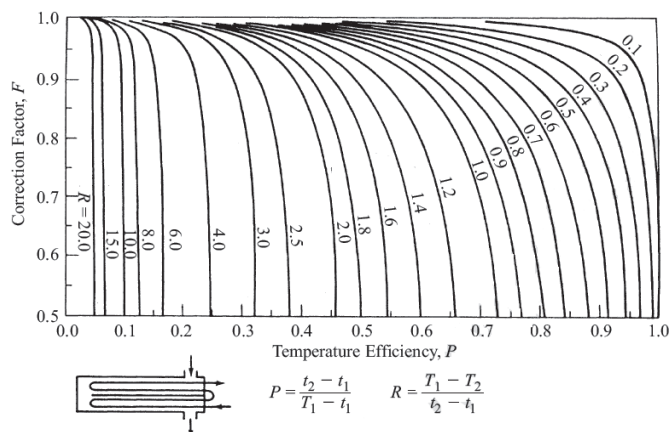


Figura 2.13. Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubo con dos pasos por la coraza y cualquier múltiplo de cuatro pasos de tubo, cuatro, ocho, etc, pasos de tubos²⁶.

²⁵ BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 806.

²⁶ BEJAN Adrian, GRAUS Allan D., Heat Transfer Handbook, p 807.

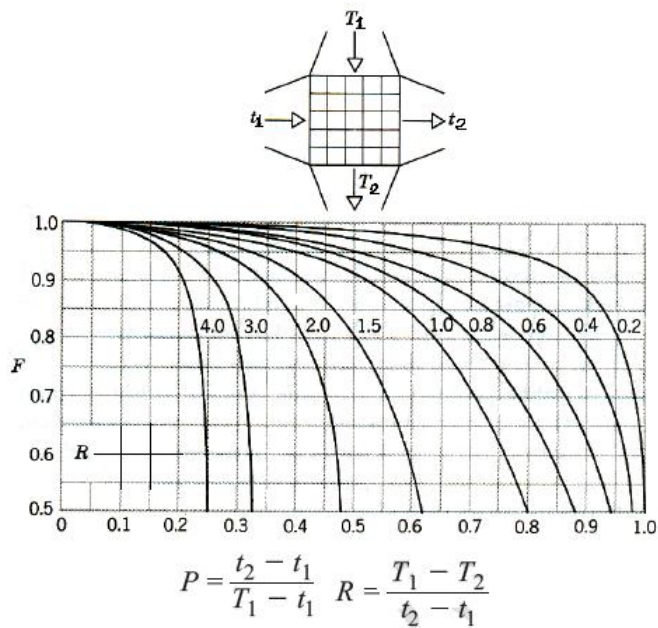


Figura 2.14. Factor de corrección para un intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados²⁷.

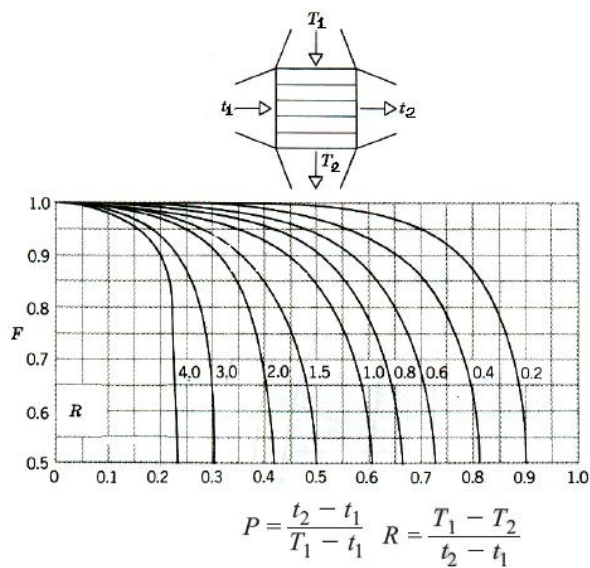


Figura 2.15. Factor de corrección para un intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con un fluido mezclado y el otro sin mezclar²⁸.

²⁷INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 593.

1.5.1.9 d. Método de eficiencia-NUT, en el análisis de un intercambiador de calor

Este método es utilizado en el caso de que se conozca únicamente las temperaturas de entrada, ya que el uso de la temperatura media logarítmica en este caso nos llevaría a un proceso iterativo que por lo general es un poco complicado.

d.1 Eficiencia de un intercambiador de calor (ε)

Es la razón entre la temperatura real para un intercambiador de calor y la transferencia de calor máximo posible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.48)$$

Donde:

- ε representa la efectividad de intercambio de calor.
- q representa el flujo real de calor transferido.
- q_{\max} representa el flujo de calor que podría transferirse.

Por definición la eficiencia es adimensional y debe estar en un rango de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, con esta se puede determinar la transferencia de calor, con la utilización de la siguiente expresión:

$$q_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.49)$$

²⁸INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 594.

d.2 Número de unidades de transferencia (NUT)

Es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis del intercambiador de calor y se lo expresa así:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.50)$$

d.3 Relaciones de eficiencia – NUT²⁹

d.3.1 Tubos concéntricos

Flujo paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (2.51)$$

Contraflujo:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \dots\dots\dots (C_r < 1) \quad (2.52)$$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \dots\dots\dots (C_r = 1) \quad (2.53)$$

²⁹ INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 600.

d.3.2 Coraza y tubos

Un paso por la coraza (2,4,... pasos de tubo):

$$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NUT](1 + C_r^2)^{1/2}}{1 - \exp[-NUT](1 + C_r^2)^{1/2}} \right\}^{-1} \quad (2.54)$$

n Pasos por la coraza (2n,4n,...pasos de tubo):

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right] \quad (2.55)$$

d.3.3 Flujo cruzado un solo paso

Ambos Fluidos sin Mezclar:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0.22} \{ \exp[-C_r (NUT)^{0.78}] - 1 \} \right] \quad (2.56)$$

Cmax (mezclado), Cmin (sin mezclar):

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NUT)] \}) \quad (2.57)$$

Cmin (mezclado), Cmax (sin mezclar):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r (NUT)] \}) \quad (2.58)$$

d.3.4 Todos los intercambiadores ($C_r = 0$)

$$\varepsilon = 1 - \exp(NUT) \quad (2.59)$$

d.4 Relaciones del NUT de un intercambiador de calor:

d.4.1 Tubos concéntricos

Flujo paralelo:

$$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (2.60)$$

Contraflujo:

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \dots\dots\dots (C_r < 1) \quad (2.61)$$

$$NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \dots\dots\dots (C_r = 1) \quad (2.62)$$

d.4.2 Coraza y tubos

Un paso por la coraza (2,4,... pasos de tubo)

$$NUT = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right), E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (2.63)$$

n Pasos por la coraza (2n,4n,...pasos de tubo)

$$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad (2.64)$$

d.4.3 Flujo cruzado un solo paso

Cmax (mezclado), Cmin (sin mezclar)

$$NUT = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right] \quad (2.65)$$

Cmin (mezclado), Cmax (sin mezclar)

$$NUT = -\left(\frac{1}{C_r} \right) \ln [C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (2.66)$$

d.4.4 Todos los intercambiadores ($C_r = 0$)

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.67)$$

d.5 Gráficas utilizadas en el análisis de intercambiadores de calor mediante el método NUT³⁰

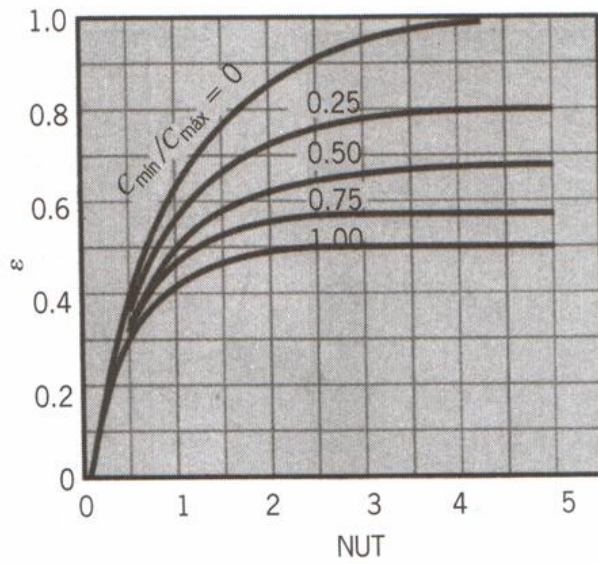


Figura 2.16. Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo paralelo.

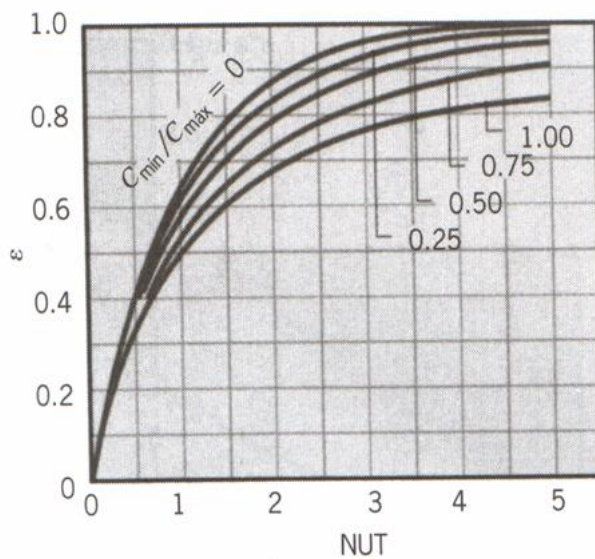


Figura 2.17. Eficiencia de un intercambiador de calor de contraflujo.

³⁰INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 603.

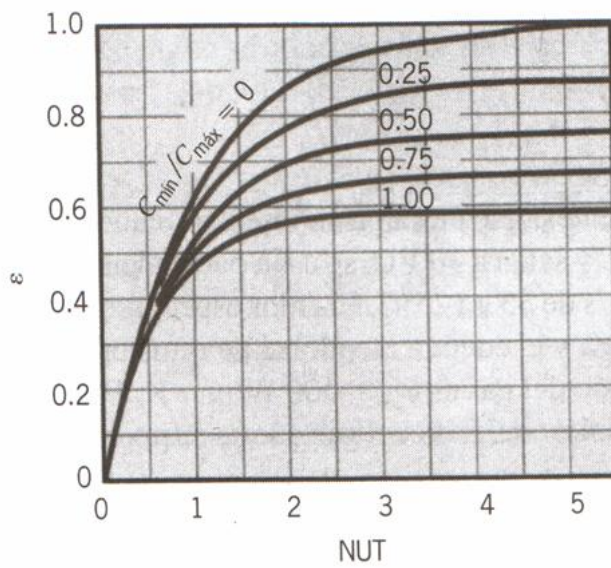


Figura 2.18. Eficiencia de un intercambiador de calor de coraza y tubos con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos por los tubos (dos, cuatro, etc., pasos de tubo).

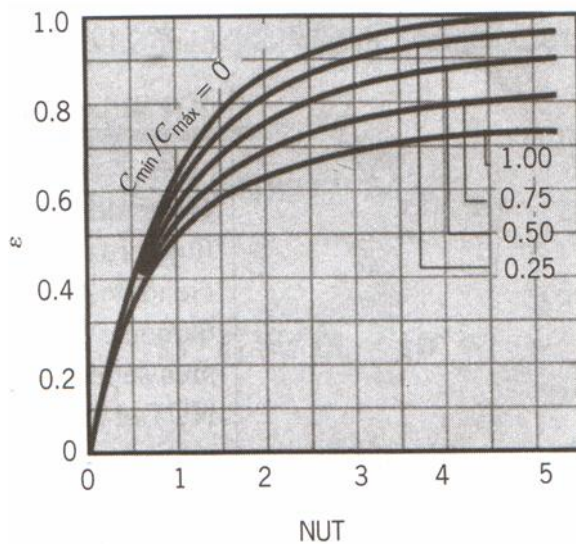


Figura 2.19. Eficiencia de un intercambiador de calor de coraza y tubos con dos pasos de coraza y cualquier múltiplo de cuatro pasos por los tubos (cuatro, ocho, pasos de tubo).

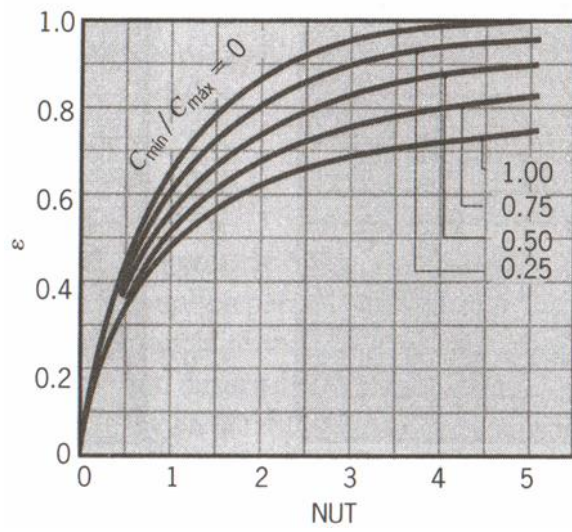


Figura 2.20. Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo cruzado de un solo paso con ambos fluidos sin mezclar.

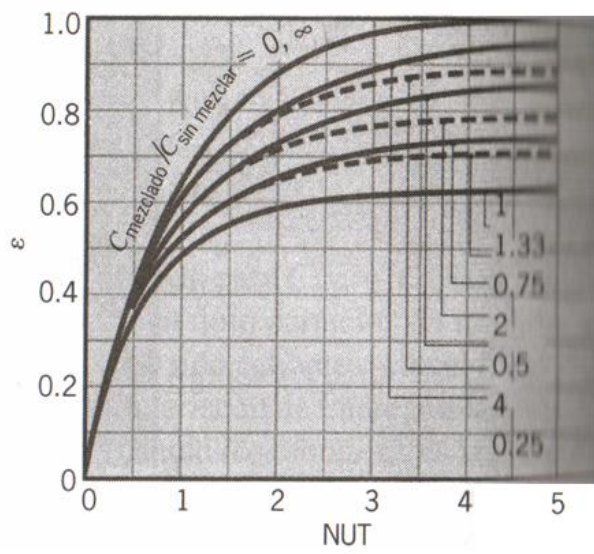


Figura 2.21. Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo cruzado de un solo paso con un fluido mezclado y el otro sin mezclar.

e. Metodología del cálculo de un intercambiador de calor

1.5.1.10 Dependiendo de la naturaleza del problema se pueden desarrollar cualquiera de los procedimientos anteriormente mencionados, como son DTML y el NUT.

1.5.1.11 El método DTML se facilita por el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, pues ΔT_{ml} se lo puede calcular con facilidad, los diseños para los que estas temperaturas son conocidas se pueden clasificar como diseño de intercambiadores de calor, por lo general se establece las temperaturas de entrada del fluido, velocidades de flujo, así como temperatura deseada a la salida del caliente o frío, por lo que el problema de diseño constituye entonces en seleccionar un tipo de intercambiador apropiado y determinar el tamaño, es decir el área superficial de transferencia de calor A que se necesita para alcanzar la temperatura a la salida que se desea³¹.

1.5.1.12 El método NUT también se puede usar para obtener A al calcular primero ε y C_{min}/C_{max} , se puede conocer el tipo de intercambiador de calor y tamaño, mientras el objetivo es determinar la transferencia de calor y las temperaturas de salida del fluido para la circulación del fluido y temperaturas de entrada establecidas³².

1.5.1.13 Conocer la variación de Energía conlleva a una búsqueda de superficies especiales de intercambiadoras de calor, este es el eje principal de desarrollo en este tema.

1.5.1.14

1.5.1.15

1.5.1.16

³¹ INCROPERA Frank P., DE WITT David P., Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, p 607.

³² Frank P. Incropera, David P. De Witt. Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición.

MARCO TEÓRICO.....	xxii
2.2 Definiciones	xxii
2.2.1 Biomasa residual	xxii
2.2.2 Formación	xxii
2.2.3 Tipos de biomasa.....	xxiv
2.2.4 Aplicación directa de la biomasa, “Residuos y Cultivos Energéticos”	xxv
2.2.5 Clasificación de la biomasa de acuerdo a su estado físico:	xxv
2.2.6 Consideraciones ambientales en el aprovechamiento de la biomasa residual ..	xxv
2.2.7 Fundamentos de la combustión	xxvi
2.2.8 Zona de flama.....	xxvii
2.3 Características de la biomasa	xxvii
2.3.1 Aspectos favorables.....	xxvii
2.3.2 Aspectos desfavorables.....	xxviii
2.3.3 Posibles usos de la biomasa	xxviii
2.4 Procesos de transformación física de la biomasa residual	xxviii
2.4.1 Astillado.....	xxx
2.4.2 Secado natural	xxxi
2.4.3 Secado forzado.....	xxxii
2.4.4 Molienda	xxxv
2.4.5 Tamizado	xxxv
2.4.6 Densificación	xxxvi
2.5 Procesos de utilización de la biomasa con fines energéticos	xxxvii
2.6 Análisis de la Biomasa Residual.....	xxxvii
2.6.1 Procesos termoquímicos	xxxvii
2.6.2 Valoración cuantitativa y cualitativa de la biomasa potencial	xxxviii
2.7 Reacción química de combustión de biomasa	xl
2.7.1 Ecuación de combustión	xl
2.7.2 Reactantes y productos de la combustión	xlvii
2.7.3 Poder calórico de los combustibles sólidos	xlviii
2.8 Análisis de la transferencia de calor	xlviii
2.8.1 Conducción	xlviii
2.8.2 Convección	lii

2.8.3	Transferencia de calor radiante	lv
2.8.4	Coefficiente global de transferencia	lviii
2.8.5	Intercambiadores de calor aire – agua	lxi

CAPÍTULO 3.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.

En el presente proyecto existen algunas alternativas de diseño, en donde es necesario desarrollar las ideas en una forma ordenada y relacionarlas con los objetivos que se pretende alcanzar con la construcción de este sistema de combustión de biomasa residual, por esto el análisis de las restricciones de diseño y la elaboración de la matriz de selección, son presentadas a continuación:

Restricciones de diseño:

Capacidades:

- Permite utilizar todo tipo de biomasa de base leñosa hasta unas dimensiones de 452 mm. x 386.8 mm. x 114.4 mm.
- La cámara de combustión debe ser diseñada de tal forma que exista la menor pérdida de calor, con el fin de aumentar su rendimiento y disminuir el consumo.

Funcionalidad:

- Poli combustible.
- Conseguir el mayor rendimiento posible y optimizar el consumo de combustible.
- El encendido del material dentro de la cámara de combustión se hace de forma manual.
- El diseño del intercambiador, al ser desmontable facilita la limpieza del mismos, limpieza que es importante para mantener la eficiencia térmica.
- Las cenizas se recogen en un cajón que debe ser vaciado periódicamente.
- Al ser la cámara de combustión compacta se puede instalarla en un espacio relativamente reducido.
- Operaciones de mantenimiento sencillas.

Estéticos:

- Para que un proyecto tenga acogida este tiene que ser de fácil uso y amigable en la obtención de datos.

Matriz de selección:

Es importante en todo proyecto priorizar alternativas de solución, en función de la ponderación de criterios, que ayuden a tomar decisiones más objetivas, con base a criterios múltiples.

Variables de diseño:

- Tipo de biomasa residual.
- Procesamiento de biomasa residual.
- Forma de utilización de los residuos.
- Tipo de intercambiador de calor.
- Tipo de intercambiador por la distribución de flujo.

- Tipo de aislamiento.
- Tipo de ventilación.

Alternativas a ser jerarquizadas:

Matriz 1: Tipo de biomasa residual.

Opciones:

- a) Biomasa vegetal
- b) Biomasa animal
- c) Biomasa fósil

Matriz 2: Procesamiento de biomasa residual.

Opciones:

- a) Astillado.
- b) Secado natural.
- c) Secado forzado.
- d) Molienda.
- e) Tamizado.
- f) Densificación.

Matriz 3: Forma de utilización de los residuos.

Opciones:

- a) Sólidos.
- b) Líquidos.
- c) Gaseosos.

Matriz 4: Tipo de intercambiador de calor.

Opciones:

- a) Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores.
- b) Regeneradores.

c) Intercambiadores de tipo abierto.

Matriz 5: Tipo de intercambiador por la distribución de flujo.

Opciones:

- a) Flujo paralelo.
- b) Contracorriente.
- c) Flujo cruzado de un solo paso.
- d) Flujo cruzado de paso múltiple.

Matriz 6: Tipo de aislamiento.

Opciones:

- a) Aserrín.
- b) Manta y fibra.
- c) Tablero y losa.
- d) Relleno suelto.
- e) Formado.
- f) Reflectivo.

Matriz 7: Tipo de ventilación.

Opciones:

- a) Ventilación ambiental o general.
- b) Ventilación localizada o puntual.
- c) Ventilación por sobrepresión o presión positiva.
- d) Ventilación por depresión o presión negativa.
- e) Ventilación mecánica controlada.

Criterios de evaluación y pesos de cada uno.

Escala de peso de criterio: 1 al 9

- Facilidad de manipulación. **FM** (7)
- Disponibilidad de materiales en el medio. **DM** (8)
- Costos. **CT** (9)

- Factibilidad de procesamiento. **FP** (6)
- Afectación al medio ambiente. **AM** (5)
- Estética. **ET** (1)
- Eficiencia. **EF** (4)
- Funcionalidad. **FUN** (2)
- Confiabilidad. **CON** (3)

Escala de cada uno de los criterios

Tabla 3.1 Criterios y escalas de valoración.

<u>ASPECTOS</u>	<u>VALOR</u>		
<i>Facilidad de manipulación</i>	<u><i>Difícil</i></u> 0-3	<u><i>Complicado</i></u> 4-6	<u><i>Muy fácil</i></u> 7-10
<i>Disponibilidad de materiales en el medio</i>	<u><i>No disponible</i></u> 0-3	<u><i>Difícil de encontrar</i></u> 4-6	<u><i>Muy Fácil</i></u> 7-10
<i>Costos</i>	<u><i>Muy costoso</i></u> 0-3	<u><i>Costoso</i></u> 4-6	<u><i>Económico</i></u> 7-10

Tabla 3.1 Criterios y escalas de valoración..

Continuación...

Factibilidad de procesamiento	<u>Difícil</u>	<u>Complicado</u>	<u>Muy Fácil</u>
	0-3	4-6	7-10
Afectación al medio ambiente	<u>Muy peligroso</u>	<u>Poco peligroso</u>	<u>Nada peligroso</u>
	0-3	4-6	7-10
Estética	<u>Desagradable</u>	<u>Normal</u>	<u>Agradable</u>
	0-3	4-6	7-10
Eficiencia	<u>Baja</u>	<u>Media</u>	<u>Alta</u>
	0-3	4-6	7-10
Funcionalidad	<u>Inservible</u>	<u>Útil</u>	<u>Muy útil</u>
	0-3	4-6	7-10
Confiabilidad	<u>Poca</u>	<u>Media</u>	<u>Alta</u>
	0-3	4-6	7-10

Matrices:

Matriz 3.1 “Tipo de biomasa residual.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
<i>Biomasa vegetal</i>	70	80	81	60	40	7	24	14	24	<u>400</u>
<i>Biomasa animal</i>	56	80	81	42	50	5	24	14	18	370
<i>Biomasa fósil</i>	56	24	36	54	15	7	40	18	27	277

Análisis:

1. Biomasa vegetal.
2. Biomasa animal.
3. Biomasa fósil.

Al ser los desechos vegetales los más fáciles de encontrar y de ser procesados es viable la utilización de estos con fines energéticos.

Matriz 3.2 “Procesamiento de biomasa residual.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
<i>Astillado</i>	49	56	54	36	50	2	28	10	21	306
<i>Secado natural</i>	63	80	90	48	50	6	32	18	21	408
<i>Secado forzado</i>	63	56	72	48	50	6	32	18	21	366
<i>Molienda</i>	63	56	72	48	50	7	32	14	21	363
<i>Tamizado</i>	35	48	72	36	50	7	24	6	15	293
<i>Densificación</i>	70	56	72	60	50	10	36	18	21	<u>393</u>

Análisis:

1. Secado natural.
2. Densificación.
3. Secado forzado.
4. Molienda.
5. Astillado.
6. Tamizado.

En las pruebas realizadas en la bomba calorimétrica adiabática (ver anexo A) se pudo determinar que la biomasa vegetal tiene mayor poder calorífico cuando esta seca, y al ser el secado una forma económica de procesamiento es factible su uso.

Matriz 3.3 “Forma de utilización de los residuos.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
Sólidos	70	64	72	60	35	7	32	18	24	382
Líquido	49	56	54	42	20	10	36	14	24	305
Gaseoso	21	48	27	12	10	10	40	8	24	200

Análisis:

1. Sólidos.
2. Líquidos.
3. Gaseoso.

Los residuos consistentes son de más fáciles de manipular, además estos requieren menor cuidado y el procesamiento es más barato, por lo que la forma más óptima de utilizar los residuos es la sólida.

Matriz 3.4 “Tipo de intercambiador de calor.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
<i>Tipo cerrado o recuperador</i>	56	72	63	54	45	10	36	20	27	383
<i>Regenerador</i>	63	72	72	42	45	4	24	12	15	349
<i>Tipo abierto</i>	63	72	72	42	45	4	20	8	12	338

Análisis:

1. Tipo cerrado o recuperador.
2. Regenerador.
3. Tipo abierto.

El intercambiador tipo cerrado es factible de usar ya que ocurre la transferencia de calor entre dos corrientes fluidas sin que estas tengan contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo.

Matriz 3.5 “Tipo de intercambiador por la distribución de flujo.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
<i>Flujo paralelo</i>	63	64	72	48	40	7	28	12	18	352
<i>Contracorriente</i>	63	64	72	48	40	7	32	12	18	356
<i>Flujo Cruzado de un solo paso</i>	63	64	63	54	40	8	36	14	21	363
<i>Flujo Cruzado de paso múltiple</i>	63	64	63	54	40	9	40	16	27	376

Análisis:

1. Flujo cruzado de paso múltiple.
2. Flujo cruzado de un solo paso.
3. Contracorriente.
4. Flujo paralelo.

Debido a su fácil manejo y al tener un fluido que se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido, es ideal para utilizarlo en este proyecto.

Matriz 3.6 “Tipo de aislamiento.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
Aserrín	56	80	81	60	45	6	24	16	21	389
Lana de vidrio	70	72	81	54	40	10	32	20	27	406
Tablero y losa	49	56	54	30	40	8	36	16	27	316
Relleno suelto	56	72	45	48	40	8	28	16	24	337
Formado	42	56	45	30	40	9	28	16	21	287
Reflectivo	56	56	54	30	40	8	32	16	21	313

Análisis:

1. Lana de vidrio.
2. Aserrín.
3. Relleno suelto.
4. Tablero y losa.
5. Reflectivo.
6. Formado.

Debido a la disponibilidad en el mercado, resistencia térmica y su fácil manipulación hacen de la lana de vidrio una opción apropiada en el objetivo de disminuir las pérdidas de calor.

Matriz 3.7 “Tipo de ventilación.”

FACTORES	CRITERIOS									Total
	FM	DM	CT	FP	AM	ET	EF	FUN	CON	
	7	8	9	6	5	1	4	2	3	
<i>Ambiental o general</i>	70	80	90	18	40	6	12	12	6	334
<i>Localizada o puntual</i>	49	56	54	42	40	7	28	8	18	302
<i>Por sobrepresión o presión positiva</i>	49	56	54	36	40	7	28	8	18	296
<i>Por depresión o presión negativa</i>	42	56	45	36	40	5	28	8	21	281
<i>Mecánica controlada</i>	56	72	63	54	40	9	32	14	24	364

Análisis:

1. Ventilación mecánica.
2. Ventilación ambiental o general.
3. Ventilación localizada o puntual.
4. Ventilación por sobrepresión o presión positiva.
5. Ventilación por depresión o presión negativa.

En todos los procesos de combustión es importante mantener una buena relación aire – combustible, con una ventilación mecánica ayuda a salvaguardar un exceso de aire, avalando un mejor rendimiento de combustible.

Análisis final.

Con la realización de esta matriz se instauró pautas muy importantes para el diseño de la cámara de combustión de biomasa residual, estableciendo

parámetros generales que deben ser tomados en cuenta en las siguientes etapas del desarrollo del proyecto.

Es importante indicar que las alternativas que tienen mayor puntaje son las que van hacer tomadas en cuenta, con lo que no se pretende decir que las otras opciones serán descartadas, a medida que avance el proyecto estas pueden ser revisadas.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	lxxxiv
3.1 Restricciones de diseño:.....	lxxxiv
3.2 Matriz de selección:	lxxxv
3.2.1 Variables de diseño:	lxxxv
3.2.2 Alternativas a ser jerarquizadas:	lxxxvi
3.2.3 Criterios de evaluación y pesos de cada uno.	lxxxviii
3.2.4 Escala de cada uno de los criterios.....	lxxxix
3.2.5 Matrices:	xc

CAPÍTULO 4

Con formato: Fuente: 12 pto

2 DISEÑO TÉRMICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

4.1 Selección de materiales.

Los materiales utilizados en el diseño térmico de la cámara de combustión y del intercambiador son:

- Acero A36.

- Ladrillo refractario.
- Lana de vidrio.
- Arcilla refractaria.
- Tubos de acero galvanizado.

Estos fueron elegidos debido a sus propiedades térmicas y mecánicas favorables para esta aplicación, además de que están disponibles en el mercado local.

4.2 Diseño del intercambiador de calor.

Cuando se trabaja en este tipo de diseños es necesario listar la geometría de los diferentes componentes, por lo que a continuación se presenta la geometría de la tubería:

$d_o := 25.4 \cdot 10^{-3}$ **m** Diámetro exterior de la tubería de acero galvanizado.

$t := 1.5 \cdot 10^{-3}$ **m** Espesor de la tubería de acero galvanizado.

$d_i := d_o - 2t$ Diámetro interior de la tubería de acero galvanizado.

$d_i = 0.022$ **m**

El siguiente es un esquema en donde se indica gráficamente la tubería utilizada:

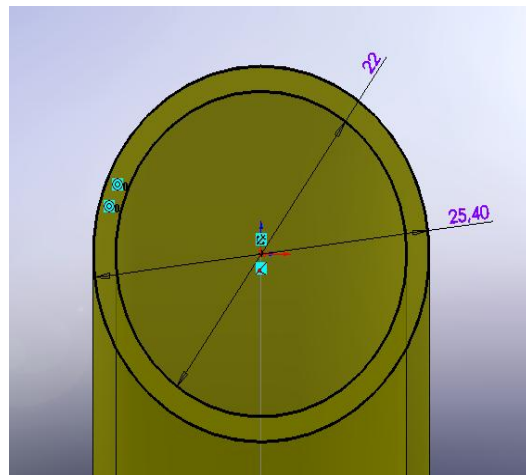


Figura 4.1: Tubo de acero galvanizado de 25.4 mm x 1.5 mm

Existen parámetros sobre los cuales este diseño está razonado algunos de los más importantes son³³:

- Agua por tubos de calentamiento mayor a 3 ft/s (velocidad de diseño 1 m/s).
- Suponemos que el serpentín corresponde a una batería de tubos en paralelo.
- La temperatura de la superficie de cada tubo tiene un crecimiento exponencial.
- La velocidad es constante a lo largo de los tubos.

Debido a estas recomendaciones la velocidad en la tubería será de:

$$v_{\text{tubo}} := 1 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A continuación se exhibe un esquema del flujo de aire y agua en la batería del intercambiador de calor:

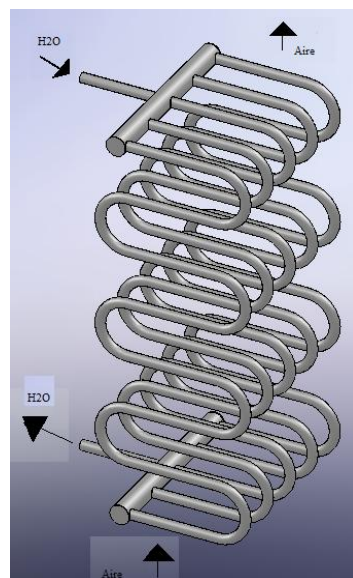


Figura 4.2. Esquema de la batería de tubos del intercambiador de calor y flujo de fluidos.

³³ R. Corbalan, M. Horn, R. Roman, L. Saravia, Ingeniería del secado solar, p 8-1.

Es decir la transferencia de calor básicamente se realiza entre el aire caliente cediendo calor y el agua fría absorbiéndolo, con la siguiente figura se puede ilustrar de mejor manera esto:

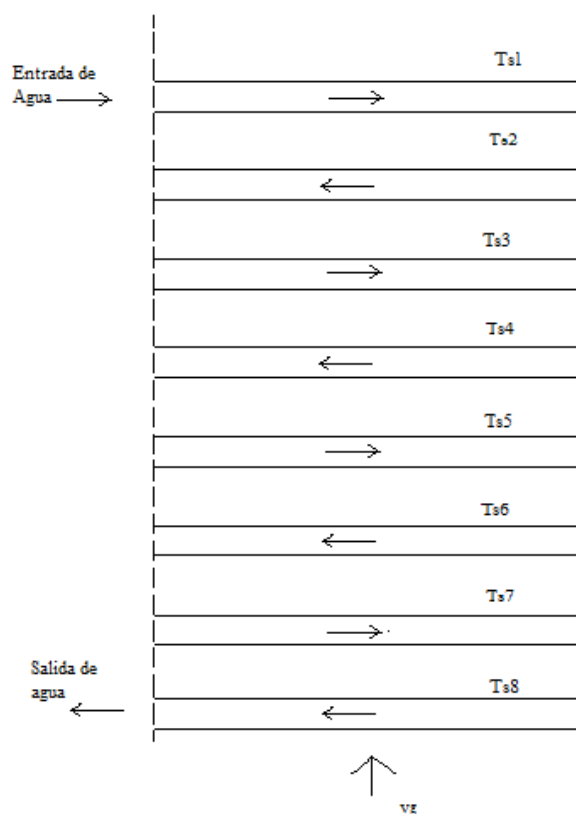


Figura 4.3. Esquema flujo de fluidos.

En lo referente a las temperaturas hay que señalar que la temperatura superficial 8 es mayor que la temperatura superficial 1.

En este punto del diseño es muy importante realizar un análisis de la velocidad máxima de fluidos en el interior del intercambiador de calor ya que de esta depende que exista una buena transferencia de calor, en la figura 4.4 se muestra el esquema de la separación entre tubos:

Con formato: Posición: Horizontal: 5,54 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,38 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3,95 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,69 cm, Con relación a: Párrafo

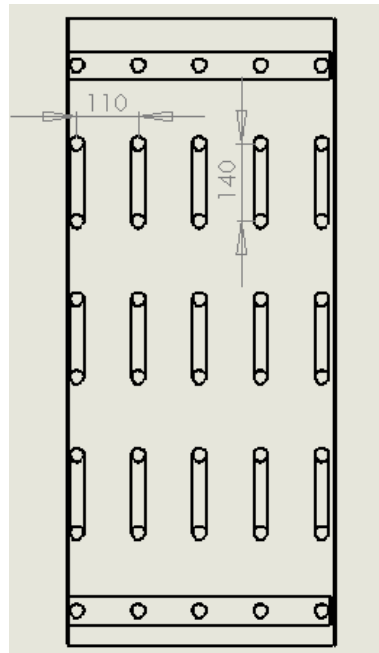


Figura 4.4. Esquema de separación entre tubos.

Con formato: Posición: Horizontal: 3,95 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,63 cm, Con relación a: Párrafo

De este esquema obtenemos las distancias a y b importantes en el cálculo de la velocidad máxima.

Con formato: Justificado, Interlineado: 1,5 líneas

$a := 110 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Distancia vertical en la batería de tubos.

$b := 140 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Distancia horizontal en la batería de tubos.

La velocidad recomendada de circulación de gases de combustión en el interior del intercambiador es:

$$v_{\alpha} := 6 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por lo tanto la velocidad máxima es:

$$V_{\max} := \frac{v_{\alpha} \cdot a}{a - d_o}$$

$$V_{\max} = 7.801 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Este resultado nos indica ~~la velocidad máxima en el pasaje mínimo de flujo que para que el sistema sea eficiente la velocidad máxima de circulación de gases de combustión~~ en el interior del intercambiador no debe sobrepasar los 7.8 m/s.

Se ejecuta un análisis de haces de tubos de flujo transversal para el caso en que se tendría 10 pasos y posteriormente se realiza la corrección para 8 pasos, para lo cual necesitamos las constantes C1 y n, mostradas a continuación³⁴:

Valores para ingresar a tabla:

$$\text{Valor1} := \frac{a}{d_o}$$

$$\text{Valor2} := \frac{b}{d_o}$$

$$\text{Valor1} = 4.331$$

$$\text{Valor2} = 5.512$$

De donde obtenemos:

$$C1 := 0.286$$

$$n := 0.606$$

$$n := 0.744$$

Con formato: Color de fuente: Automático

4.2.1 Cálculo del número de Reynolds máximo para gases de combustión.

Al ser la convección forzada la principal forma de transferencia de calor aplicada en este diseño, es indispensable realizar la investigación de si tenemos un flujo laminar o turbulento para poder aplicar las relaciones

³⁴ D. R. Pitts, L. E. Sissom, SHAWN, Transferencia de calor, tabla 7.7, p 175.

Con formato: Color de fuente: Negro

adecuadas de cálculo, en la figura 4.5 se muestra un esquema de temperaturas obtenidas de forma experimental necesarias en esta fase:

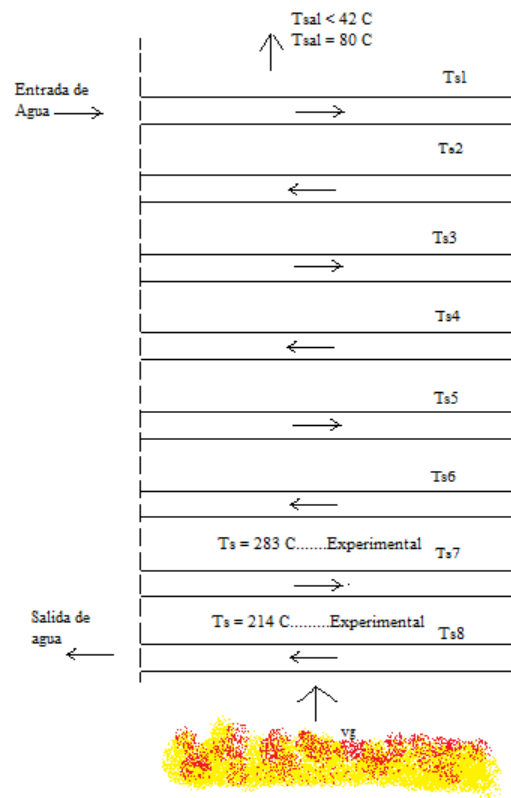


Figura 4.5. Esquema de temperatura en el intercambiador de calor.

Con formato: Posición: Horizontal: 6,17 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,45 cm, Con relación a: Párrafo

Se las denota como:

$T_{salIC} = 353$ K

Temperatura de salida del intercambiador de calor

$T_{s7} = 556$ K

Temperatura de superficial 7

$T_{s8} = 487$ K

Temperatura de superficial 8

Con estas temperaturas se calcula la temperatura media volumétrica para gases en el intercambiador de calor:

$$T_b := \frac{T_{s8} + T_{sallC}}{2}$$

$$T_b = 420 \quad \text{K}$$

Además se obtiene la temperatura superficial o de película³⁵:

$$T_f := \frac{T_{s7} + T_b}{2}$$

$$T_f = 488 \quad \text{K}$$

Las propiedades termo-físicas mostradas a continuación se las consiguen ingresando con el dato deducido de la temperatura superficial e interpolando los valores de tabla³⁶:

Poder Calorífico, Cp:

$$T_{sup} := 500 \quad \text{K} \quad c_{psup} := 1.0295 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{inf} := 450 \quad \text{K} \quad c_{pinf} := 1.0207 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_p := \frac{c_{pinf} \cdot T_f - c_{pinf} \cdot T_{sup} + c_{psup} \cdot T_{inf} - c_{psup} \cdot T_f}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$c_p = 1.027 \times 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

³⁵ D. R. Pitts, L. E. Sissom SHAWN, Transferencia de calor, p 133

³⁶ A. F. Mills. Transferencia de Calor, Tabla C 5.b Propiedades termo físicas del aire, p 868

Con formato: Sangría: Primera línea: 1,25 cm

Con formato: Español (España, internacional)

Con formato: Color de fuente: Automático

Viscosidad Cinemática:

$$T_{\text{sup}} := 500 \text{ K} \quad v_{\text{sup}} := 37.90 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$T_{\text{inf}} := 450 \text{ K} \quad v_{\text{inf}} := 28.86 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$v := \frac{v_{\text{inf}} \cdot T_{\text{f}} - v_{\text{inf}} \cdot T_{\text{sup}} + v_{\text{sup}} \cdot T_{\text{inf}} - v_{\text{sup}} \cdot T_{\text{f}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$v = 3.573 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Conductividad Térmica:

$$T_{\text{sup}} := 500 \text{ K} \quad k_{\text{sup}} := 0.0403 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{inf}} := 450 \text{ K} \quad k_{\text{inf}} := 0.03707 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$k := \frac{k_{\text{inf}} \cdot T_{\text{f}} - k_{\text{inf}} \cdot T_{\text{sup}} + k_{\text{sup}} \cdot T_{\text{inf}} - k_{\text{sup}} \cdot T_{\text{f}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$k = 0.04 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Prandtl:

$$T_{sup} := 500 \text{ K} \quad Pr_{sup} := 0.680$$

$$T_{inf} := 450 \text{ K} \quad Pr_{inf} := 0.683$$

$$Pr := \frac{Pr_{inf} \cdot T_f - Pr_{inf} \cdot T_{sup} + Pr_{sup} \cdot T_{inf} - Pr_{sup} \cdot T_f}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$Pr = 0.681$$

Viscosidad Dinámica a Tf:

$$T_{sup} := 500 \text{ K} \quad \nu_{sup} := 2.671 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$T_{inf} := 450 \text{ K} \quad \nu_{inf} := 2.484 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$U_b := \frac{\nu_{inf} \cdot T_f - \nu_{inf} \cdot T_{sup} + \nu_{sup} \cdot T_{inf} - \nu_{sup} \cdot T_f}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$U_b = 2.626 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Una vez obtenidas estas propiedades se puede obtener el número de Reynolds máximo, mostrado en la siguiente ecuación:

$$Re_{max} := \frac{V_{max} \cdot d_o}{\nu}$$

$$Re_{max} = 5.546 \times 10^3$$

Este valor se lo puede considerar pequeño para el caso del aire, con esto se procede al estudio del coeficiente de convección térmica para 10 pasos de tubo:

$$h_{10} := \frac{k \cdot C_1 \cdot \text{Re}_{\max}^n}{d_o}$$

$$\frac{h_{10} = 84.218}{h_{10} = 64.483} \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Como ya se mencionó anteriormente es necesario aplicar un factor de corrección para el caso de 8 pasos de tubos en línea con lo cual³⁷:

$$h_8 := 0.98 \cdot h_{10}$$

$$h_8 := 0.96 \cdot h_{10}$$

$$\frac{h_8 = 82.533}{h_8 = 61.904} \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,44 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,52 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,33 cm, Con relación a: Párrafo

4.2.2 Análisis en tubos.

En la figura 4.6 se muestra la el esquema utilizado en el estudio de la transferencia de calor en los tubos, aparte de esquematizar las temperaturas implicadas en el fenómeno térmico:

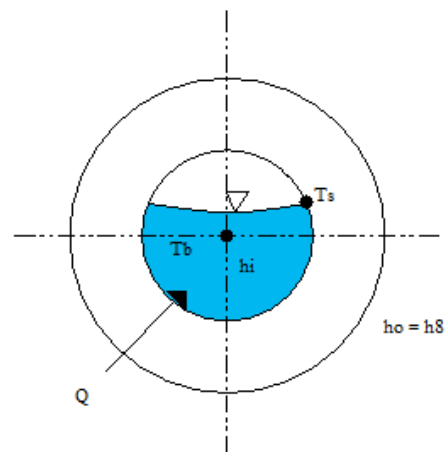


Figura 4.6. Esquema del fluido y de temperaturas en un tubo.

Con formato: Posición: Vertical: 0,04 cm, Con relación a: Párrafo

³⁷ D. R. Pitts, L. E. Sissom SHAWN, Transferencia de calor, Tabla 7.8, p 175.

Con formato: Color de fuente: Negro

Con formato: Color de fuente: Negro

En la figura 4.7 se puede apreciar en un serpentin del intercambiador de calor como es la circulación de fluidos, y por ende el esquema de temperaturas del mismo:



Figura 4.7. Esquema de circulación de Fluido por el Intercambiador de Calor.

Con formato: Posición: Horizontal: 4,59 cm, Con relación a: Página, Vertical: 17,8 cm, Con relación a: Párrafo

Con este esquema de temperaturas se necesita obtener una temperatura media volumétrica, con el objetivo de disponer de las diferentes propiedades del agua necesarias para el cálculo del número de Reynolds en los tubos del intercambiador de calor.

La temperatura ambiente del agua es generalmente en nuestro país de:

$$T_a = 289.2 \quad \text{K}$$

La temperatura que se recomienda usualmente en técnicas de desinfección esta alrededor de:

$$T_2 = 394 \quad \text{K}$$

Lo que permite el cálculo de la temperatura media volumétrica:

$$T_b := \frac{T_a + T_2}{2}$$

$$T_b = 341.6 \quad \text{K}$$

Ya que se trabaja en sistema internacional y que las tablas de líquido saturado las tenemos en grados Celsius se procede al cambio de unidades:

$$T_{bc} := T_b - 273$$

$$T_{bc} = 68.6 \quad \text{C}$$

Con este valor ya podemos ingresar a tablas y obtener los valores necesarios previos a la respectiva interpolación³⁸:

Viscosidad Cinemática.

$$T_{sup} := 80 \text{ C} \quad \alpha_{sup} := 1.636 \cdot 10^{-7} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$T_{inf} := 60 \text{ C} \quad \alpha_{inf} := 1.554 \cdot 10^{-7} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\alpha := \frac{\alpha_{inf} \cdot T_{bc} - \alpha_{inf} \cdot T_{sup} + \alpha_{sup} \cdot T_{inf} - \alpha_{sup} \cdot T_{bc}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$\alpha = 1.589 \times 10^{-7} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

³⁸ Tabla C.3. Propiedades de líquidos saturados (SI), p 873

En consecuencia el número de Reynolds en los tubos y el tipo de flujo es:

$$ReD := \frac{v_{tubo} \cdot d_i}{\alpha}$$

~~$$ReD = 1.409 \times 10^5$$~~

Por lo tanto: $Re > 10000$

Este resultado demuestra que el caso se encuentra en flujo turbulento, convección forzada.

Por la falta de conocimientos de la temperatura superficial, se asume una diferencia de temperatura de 10C, esto es apropiado para suposiciones en elementos pequeños, en cercanías.

$$T_{b1} := 147 \quad C$$

$$\Delta T := 10 \quad C$$

$$T_s := T_{b1} + \Delta T$$

$$T_s = 157 \quad C$$

Si se logra alcanzar este último valor de temperatura se dará lugar a la formación de vapor, con lo que el calor será aprovechado en forma óptima.

Para poder evaluar las propiedades termofísicas de los gases a esta temperatura la transformamos a grados kelvin, después de lo que se procede a su interpolación de valores³⁹.

$$T_{s2} := T_s + 273$$

~~$$T_{s2} = 430 \quad K$$~~

³⁹ INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Tabla A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica, vapor de agua, , p 843

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,02 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,15 cm, Con relación a: Párrafo

Prandtl:

$$T_{sup} := 450 \text{ K} \quad Pr_{Dsup} := 1.01$$

$$T_{inf} := 400 \text{ K} \quad Pr_{Dinf} := 1.04$$

$$PrD := \frac{Pr_{Dinf} \cdot T_{s2} - Pr_{Dinf} \cdot T_{sup} + Pr_{Dsup} \cdot T_{inf} - Pr_{Dsup} \cdot T_{s2}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$PrD = 1.022$$

Conductividad Térmica:

$$T_{sup} := 450 \text{ K} \quad k_{Dsup} := 29.9 \cdot 10^{-3} \quad \frac{W}{m \cdot K}$$

$$T_{inf} := 400 \text{ K} \quad k_{Dinf} := 26.1 \cdot 10^{-3} \quad \frac{W}{m \cdot K}$$

$$kD := \frac{k_{Dinf} \cdot T_{s2} - k_{Dinf} \cdot T_{sup} + k_{Dsup} \cdot T_{inf} - k_{Dsup} \cdot T_{s2}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$kD = 0.028 \quad \frac{W}{m \cdot K}$$

El paso posterior es utilizar la relación de [Nusselt](#) para haces de tubos de flujo transversal como se muestra a continuación:

$$NuD := 0.023 \cdot ReD^{0.8} \cdot PrD^{\frac{1}{3}}$$

$$NuD = 324.874$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3,32 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,28 cm, Con relación a: Párrafo

Con este resultado el coeficiente de convección forzada en los tubos del intercambiador de calor es:

$$h_c := \frac{\text{NuD} \cdot k_D}{d_i}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,02 cm, Con relación a: Párrafo

$$h_c = \frac{386,265}{0,029} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,29 cm, Con relación a: Párrafo

Ahora bien hay que indicar que en este caso tenemos involucrados los tres tipos de transferencia de calor con lo que a continuación se realiza el estudio de radiación en el intercambiador de calor.

Para empezar el estudio de la radiación es importante citar las constantes que están involucradas en dicho fenómeno térmico, como son:

Constante de Stefan – Boltzmann:

$$\sigma := 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

Emisividad del acero galvanizado⁴⁰:

$$\varepsilon_{\text{ww}} := 0,064$$

Otro valor importante es la temperatura de saturación del agua, la misma que en Sangolquí es de:

$$T_{\text{saturación}} = 365 \text{ K}$$

Con estos valores ya conocidos se determina el coeficiente global de transferencia de calor por radiación el cual está dado por:

⁴⁰Tabla C.7 Emisividad normal total de algunas superficies, [p.862](#)

Con formato: Color de fuente: Automático

$$h_r := \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_s^4 - T_{\text{sat}}^4)}{T_s - T_{\text{sat}}}$$

$$h_r = 0.918 \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En este momento corresponde a un análisis realizado para la ebullición del agua donde se calcula un h_{Total} de la siguiente forma donde⁴¹:

$$h_{\text{Total}} := h_c + \frac{3}{4} \cdot h_r$$

$$h_{\text{Total}} = 386.953 \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,13 cm, Con relación a: Párrafo

4.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.

Es conocido por todos que este coeficiente tiene también dependencia de la geometría por lo que es necesario citar el radio exterior e interior de los tubos como se muestra:

$$r_o = 0.013 \quad m$$

$$\underline{r_i = 0.012} \quad \underline{m}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,11 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,17 cm, Con relación a: Párrafo

Otro factor importante en este análisis es la conductividad térmica, en este caso se cita la del acero galvanizado⁴²:

$$k_{\text{aceroGAL}} := 15.1 \quad \frac{W}{m \cdot K}$$

⁴¹ SHOWN, R. Pitts, L. E. Sissom, Transferencia de calor, p 219.

⁴² INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.1. Propiedades termofísicas de sólidos metálicos seleccionados, p 827.

Con formato: Portugués (Brasil)

Con formato: Español (España, internacional)

Ya que tenemos 8 pasos en cada serpentín de nuestro intercambiador de calor es importante llamarlo este valor en el posterior estudio:

$n_{pasos} := 8$

$$U_{cilindrica} := \frac{1}{\frac{r_o}{n_{pasos} \cdot h_{Total}} + \frac{W}{m^2 \cdot k_{aceroGAL}} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_8}}$$

~~$U_{cilindrica} = 79.439$~~
 ~~$U_{cilindrica} = 60.412$~~

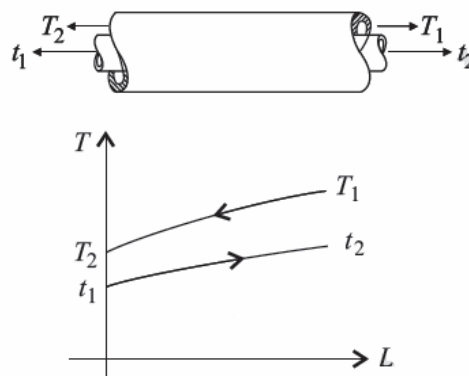
Con formato: Posición: Horizontal: 9,03 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,42 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 3,32 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,28 cm, Con relación a: Párrafo

Este valor es muy importante en para el análisis e interpretación de calor generado en el sistema.

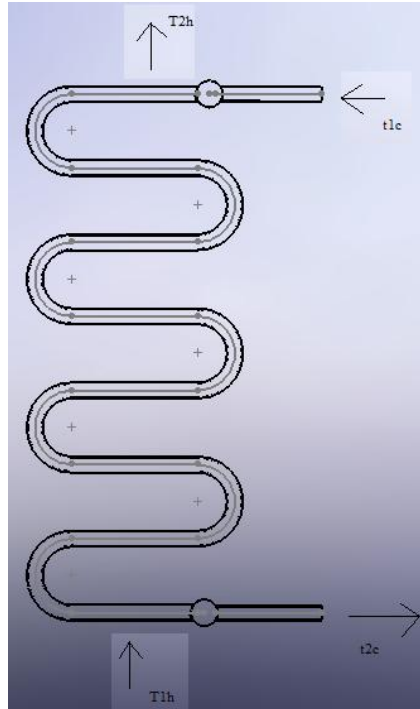
4.2.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas.

Para la realización de los cálculos se considera al intercambiador de calor en contra flujo, se puede entender mejor esto examinando las figuras 4.8 y 4.9 mostradas a continuación:



Con formato: Posición: Horizontal: 7,76 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,17 cm, Con relación a: Párrafo

Figura 4.8. Distribución de Temperaturas para un Intercambiador de Calor en Contraflujo



Con formato: Posición: Horizontal:
8,08 cm, Con relación a: Página

Figura 4.9. Esquema de temperaturas en el intercambiador de calor.

Por lo que los valores correspondientes a las gráficas son:

Temperaturas del fluido caliente.

$$T_{1h} := T_{s7}$$

$$T_{1h} = 556 \quad \mathbf{K}$$

$$T_{2h} := T_{salIC}$$

$$T_{2h} = 353 \quad \mathbf{K}$$

Temperaturas del fluido frío.

$$t_{1c} := T_a$$

$$t_{1c} = 289.2 \quad \mathbf{K}$$

$$t_{2c} := T_2$$

$$t_{2c} = 394 \quad \mathbf{K}$$

De aquí se consigue las diferencias de temperatura traídas en la obtención de la diferencia media logarítmica.

$$\Delta T_1 := T_{2h} - t_{1c}$$

$$\Delta T_1 = 63.8 \quad \mathbf{K}$$

$$\Delta T_2 := T_{1h} - t_{2c}$$

$$\Delta T_2 = 162 \quad \mathbf{K}$$

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

$$\Delta T_{ML} = 105.383 \quad \mathbf{K}$$

Al igual que el coeficiente global de transferencia de calor este es un elemento importante en el análisis del calor generado en el sistema.

4.2.5 Calor cedido al agua.

Por último el factor que hace falta es el área total de transferencia de calor para lo cual necesitamos saber el número de tubos y el largo de los mismos, a continuación se presenta dicho cálculo:

$$N_{\text{tubos}} := 5$$

$$L := 3 \text{ m}$$

$$A_{\text{tubos}} := N_{\text{tubos}} \pi \cdot d_o \cdot L$$

$$A_{\text{tubos}} = 1.197 \text{ m}^2$$

Este es el valor que nos hacia falta en nuestro objetivo de la obtención del calor necesario o cedido al agua en el sistema, por lo que:

$$Q_N := U_{\text{ocilindrica}} A_{\text{tubos}} \Delta T_{ML}$$

$$Q_N = 7.62 \times 10^3 \text{ W}$$

~~$$Q_N = 1.602 \times 10^4 \text{ W}$$~~

Este es un valor aceptable dentro de los parámetros y capacidades del sistema, por lo que se puede continuar con el estudio de los demás componentes.

Con formato: Posición: Horizontal:
7,13 cm, Con relación a: Página,
Vertical: 0,17 cm, Con relación a:
Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal:
3,32 cm, Con relación a: Página,
Vertical: 0,17 cm, Con relación a:
Párrafo

4.2.6 Pérdidas de calor por las paredes del intercambiador de calor.

Como ya se indicó en puntos anteriores el material utilizado fue el acero A36, con un espesor de 2 mm por lo que las propiedades térmicas de este serán citadas a medida que avances los cálculos, además de las dimensiones geométricas de la caja que cubre a la batería del intercambiador de calor.

A continuación se muestra en la figura 4.10 el intercambiador de calor armado en su conjunto y posteriormente en la figura 4.11 se muestra un esquema de las dimensiones del mismo:

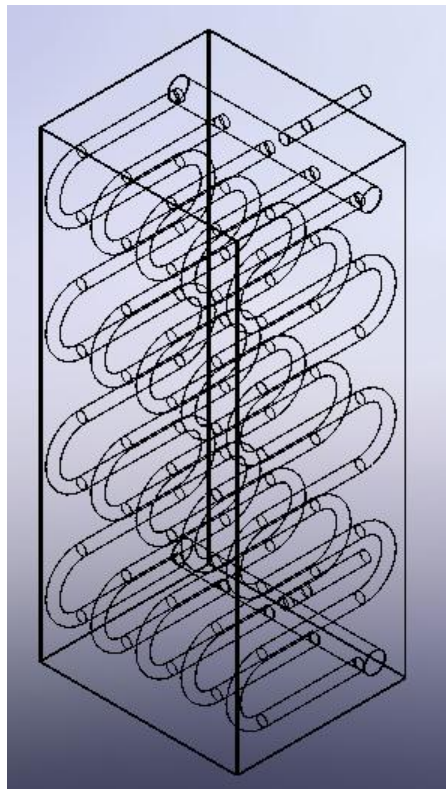


Figura 4.10. Esquema de la caja del intercambiador de calor.

Con formato: Posición: Horizontal:
7,76 cm, Con relación a: Página

Con formato: Posición: Horizontal:
6,49 cm, Con relación a: Página

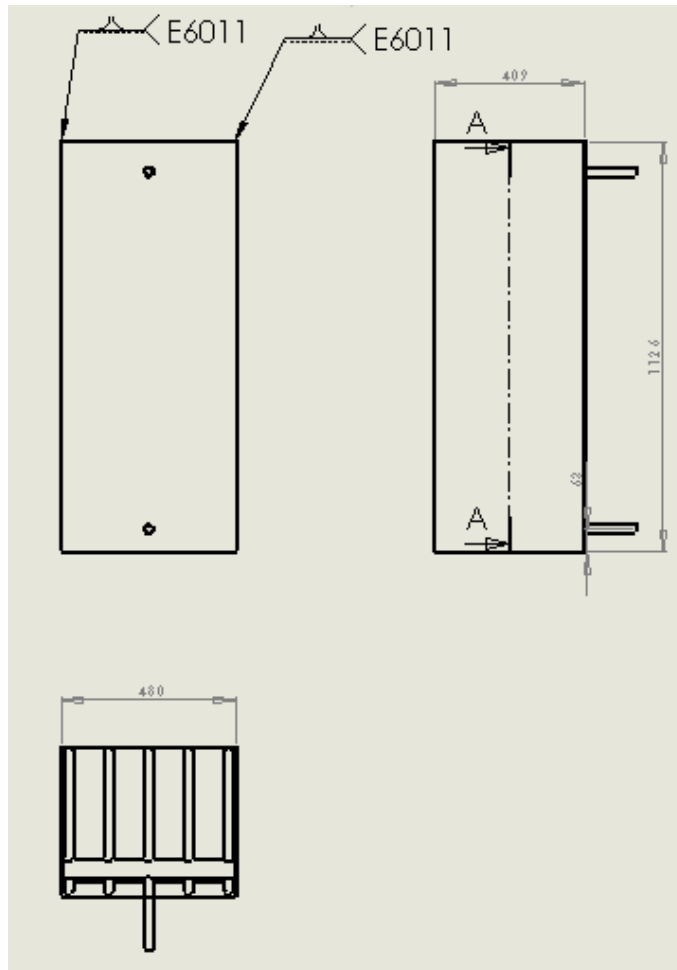


Figura 4.11: Dimensiones de la caja del intercambiador de calor.

Por lo tanto se denota y se especifica a las dimensiones de las paredes del intercambiador de la siguiente forma:

Espesor de pared del intercambiador de calor:

$$t_{IC} := 2 \cdot 10^{-3} \quad m$$

Con formato: Posición: Horizontal: 5,54 cm, Con relación a: Página, Vertical: -0,1 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Centrado, Posición: Horizontal: 5,86 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,21 cm, Con relación a: Párrafo

Altura de pared del intercambiador de calor:

$$\text{alturaIC} := 1126 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Largo del intercambiador de calor:

$$\text{largoIC} := 480 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Ancho del intercambiador de calor:

$$\text{anchoIC} := 409.45 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Con la ayuda de estos valores encontramos tanto el área de la pared 1 como de la pared 2 del intercambiador de calor, que son de vital importancia en el estudio de la transferencia de calor.

Área 1:

$$\text{AIC1} := \text{alturaIC} \cdot \text{largoIC}$$

$$\text{AIC1} = 0.54 \quad \text{m}^2$$

Área 2:

$$\text{AIC2} := \text{alturaIC} \cdot \text{anchoIC}$$

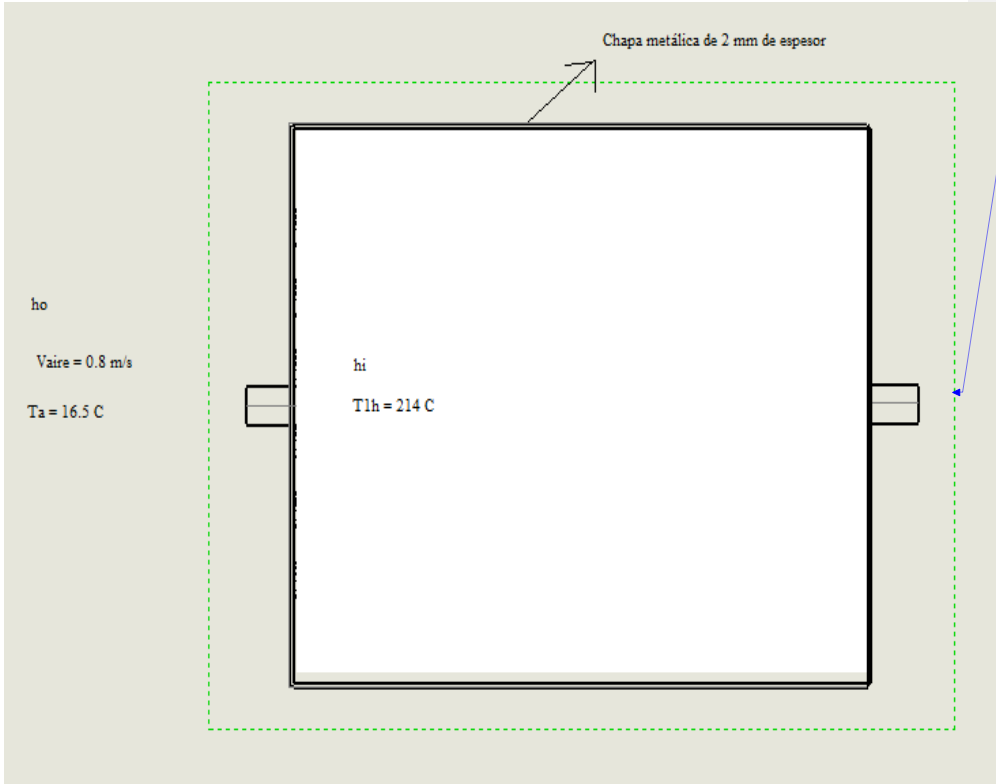
$$\text{AIC2} = 0.461 \quad \text{m}^2$$

De donde el área total de la caja del intercambiador de calor es:

$$\text{AcajaIC} := 2 \cdot \text{AIC1} + 2 \cdot \text{AIC2}$$

$$\text{AcajaIC} = 2.003 \quad \text{m}^2$$

Para entender mejor el caso estudiado se pone a consideración la figura 4.12 donde se muestra un esquema de las paredes del intercambiador de calor y los diferentes factores a tomar en cuenta en los diversos cálculos.



Con formato: Izquierda, Derecha: 0,92 cm

Figura 4.12- Esquema de la caja del intercambiador y los factores a tomar en cuenta en los cálculos.

Con formato: Posición: Horizontal: 3,95 cm, Con relación a: Página, Vertical: 13,54 cm, Con relación a: Párrafo

Listando los factores tenemos:

-Velocidad del aire:

$$V_{aire} := 0.8 \frac{m}{s}$$

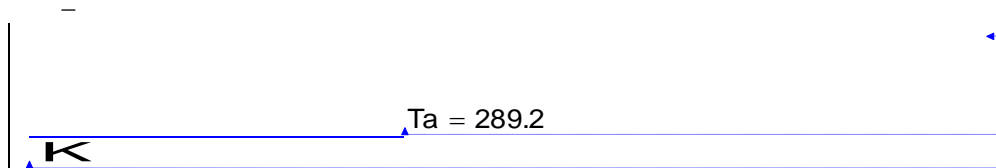
Con formato: Sin Elevado / Disminuido

Con formato: Justificado, Interlineado: 1,5 líneas, Con viñetas + Nivel: 1 + Alineación: 0,5 cm + Tabulación después de: 1,1 cm + Sangría: 1,1 cm, Ajustar espacio entre texto latino y asiático, Ajustar espacio entre texto asiático y números, Punto de tabulación: 9,66 cm, Izquierda, Posición: Horizontal: Izquierda, Con relación a: Columna, Vertical: En línea, Con relación a: Margen, Ancho: Automático, Alto: Automático

Con formato: Fuente: Arial, 10 pto, Disminuido 3,5 pto

-Temperatura ambiente:

Con formato: Fuente: Arial, 10 pto, Disminuido 13,5 pto



Con formato: Posición: Horizontal: Izquierda, Con relación a: Columna, Vertical: En línea, Con relación a: Margen, Ancho: Automático, Alto: Automático

Con formato: Fuente: Arial, 10 pto, Disminuido 3,5 pto

Con formato: Fuente: Arial, 10 pto, Disminuido 3,5 pto

- Temperatura en el interior de la caja del intercambiador de calor:

$$T_{s8} = 487 \quad \text{K}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 10,94 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,2 cm, Con relación a: Párrafo

- Coeficiente de convección en el interior de la caja del intercambiador de calor:

$$h_i := h_8$$

$$h_i = 82.533 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$
~~$$h_i = 61.904 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$~~

Con formato: Posición: Horizontal: 5,22 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,4 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Punto de tabulación: 6,08 cm, Izquierda

Con formato: Posición: Horizontal: 5,22 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,4 cm, Con relación a: Párrafo

- Coeficiente de convección en el exterior de la caja del intercambiador de calor:

$$h_o := 2.8 + 3 \cdot V_{aire}$$

$$h_o = 5.2 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 8,08 cm, Con relación a: Página

Con formato: Posición: Horizontal: 11,25 cm, Con relación a: Página

Con formato: Posición: Horizontal: 8,08 cm, Con relación a: Página

4.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes del intercambiador de calor.

Cabe en este punto citar la conductividad térmica del acero A36, ya que este es el material utilizado en las paredes del intercambiador de calor por lo tanto⁴³:

$$k_{aceroIC} := 37.7 \quad \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Con la utilización de los términos mencionados anteriormente se puede obtener el coeficiente global para este sistema:

$$UIC := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{t_{IC}}{k_{aceroIC}} + \frac{1}{h_o}}$$

~~$$UIC = 4.7891 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$~~

Con formato: Posición: Horizontal: 3,63 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,27 cm, Con relación a: Párrafo

⁴³. INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.1. Propiedades Termofísicas de sólidos metálicos seleccionados, p 827

De este resultado podemos acotar que debido a la falta de aislamiento, es alta la pérdida de calor por pared del intercambiador de calor, para disminuir este administrador se podría aumentar lana de vidrio, pero eso no es conveniente ya que los costos aumentarían sustancialmente.

En consecuencia el calor perdido por las paredes de la caja del intercambiador es:

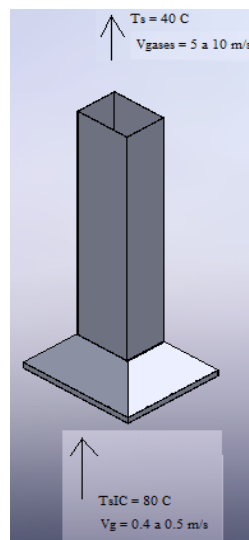
$$Q_{\text{perdidoIC}} := UIC \cdot A_{\text{cajaIC}} \cdot (Ts8 - Ta)$$

$$Q_{\text{perdidoIC}} = 1.938 \times 10^3 \text{ W}$$

Con formato: Posición: Horizontal: 3,32 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,17 cm, Con relación a: Párrafo

4.3 Diseño de la chimenea.

Dentro de este diseño el principal fenómeno estudiado es el calor por lo que en la memoria de la chimenea también se realiza la publicación de la pérdida de calor por sus paredes, en la figura 4.13 se pauta un esquema de dicho componente además de temperatura y velocidad implicada en el tratado:



Con formato: Posición: Horizontal: 8,71 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,22 cm, Con relación a: Párrafo

Figura 4.13. Chimenea y esquema de temperatura - velocidad

Con formato: Posición: Horizontal: 5,86 cm, Con relación a: Página, Vertical: 9,42 cm, Con relación a: Párrafo

Para el análisis de la temperatura media volumétrica en este caso son utilizadas la temperatura a la salida del intercambiador de calor y la temperatura a la salida de la chimenea que se muestra respectivamente:

$$T_{salIC} = 353 \quad \text{K}$$

$$T_{salCH} = 313 \quad \text{K}$$

Esta última temperatura es sugerida según normas medio ambientales.

La velocidad que circula en el interior del intercambiador de calor y la velocidad de gases a la salida de la chimenea son respectivamente de⁴⁴:

$$V_g := 0.4 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{gases} := 6 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez mencionado esto se puede encontrar la temperatura media volumétrica necesaria para la obtención de las propiedades termofísicas de los gases.

$$T_{bCH} := \frac{T_{salIC} + T_{salCH}}{2}$$

$$T_{bCH} = 333 \quad \text{K}$$

Con este resultado y la respectiva interpolación podemos obtener las siguientes propiedades termofísicas de los gases de combustión⁴⁵:

⁴⁴ [R. Corbalan, M. Horn, R. Roman, L. Saravia, Ingeniería del secado solar Secadores con aire caliente y chimeneas](#), p 8.2

⁴⁵ . INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica, aire, p 839.

Con formato: Color de fuente: Negro

Poder Calorífico, Cp:

$$T_{\text{sup}} := 350 \text{ K} \quad c_{\text{psup}} := 1.009 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{inf}} := 300 \text{ K} \quad c_{\text{pinf}} := 1.007 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{\text{pCH}} := \frac{c_{\text{pinf}} \cdot T_{\text{bCH}} - c_{\text{pinf}} \cdot T_{\text{sup}} + c_{\text{psup}} \cdot T_{\text{inf}} - c_{\text{psup}} \cdot T_{\text{bCH}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$c_{\text{pCH}} = 1.008 \times 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

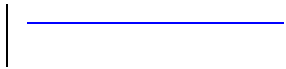
Densidad, ρ :

$$T_{\text{sup}} := 350 \text{ K} \quad \rho_{\text{sup}} := 0.9950 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$T_{\text{inf}} := 300 \text{ K} \quad \rho_{\text{inf}} := 1.1614 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{CH}} := \frac{\rho_{\text{inf}} \cdot T_{\text{bCH}} - \rho_{\text{inf}} \cdot T_{\text{sup}} + \rho_{\text{sup}} \cdot T_{\text{inf}} - \rho_{\text{sup}} \cdot T_{\text{bCH}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$\rho_{\text{CH}} = 1.052 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



En la figura 4.14 se puede apreciar las dimensiones interiores de la cámara de combustión, obligatorias para el cálculo del área interior de la misma:

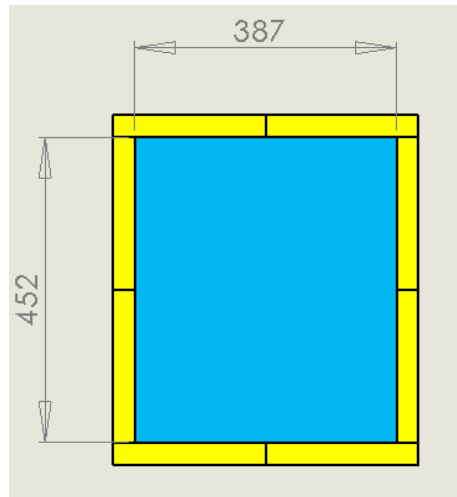


Figura 4.14. Esquema del área interior de la cámara de combustión

Donde se denota lo siguiente:

$$\text{Largoint} := 452 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchoint} := 387 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Estas dos dimensiones son utilizadas en el cálculo del área y del perímetro los cuales a su vez son empleados para averiguar el caudal de aire que se encuentra en circulación en el interior del intercambiador.

$$\text{Aint} := \text{Largoint} \cdot \text{Anchoint}$$

$$\text{Aint} = 0.175 \quad \text{m}^2$$

Con formato: Derecha: -0,02 cm, Posición: Horizontal: 6,03 cm, Con relación a: Página, Ancho: Exacto 8,57 cm

Con formato: Posición: Horizontal: 6,03 cm, Con relación a: Página, Ancho: Exacto 9,21 cm

$$P_{int} := 2 \cdot L_{argoint} + 2 \cdot A_{nchoint}$$

$$P_{int} = 1.678 \quad m$$

$$caudal := A_{int} \cdot V_g$$

$$caudal = 0.07 \quad \frac{m^3}{s}$$

Por lo tanto el calor perdido por la chimenea es de:

$$Q_{CH} := \rho_{CH} \cdot caudal \cdot c_{pCH} (T_{s al C} - T_{s al CH})$$

$$Q_{CH} = 2.968 \times 10^3 \quad W$$

Se puede decir que el calor perdido en estas condiciones es relativamente bajo, con lo que se está garantizando la preservación del medio ambiente y a la vez un alto rendimiento térmico.

4.4 Diseño de la cámara de combustión.

Este elemento es uno de los más importantes ya que aquí se va a generar toda la energía que será aprovechada en el intercambiador de calor, por lo que el perfeccionamiento adecuado de este elemento permitirá un funcionamiento óptimo de todo el ligado, en la figura 4.15 se muestra un esquema de dicho elemento.

Posteriormente también son listadas las diferentes constantes de conductividad térmica de los distintos materiales utilizados para aislar la cámara de combustión.

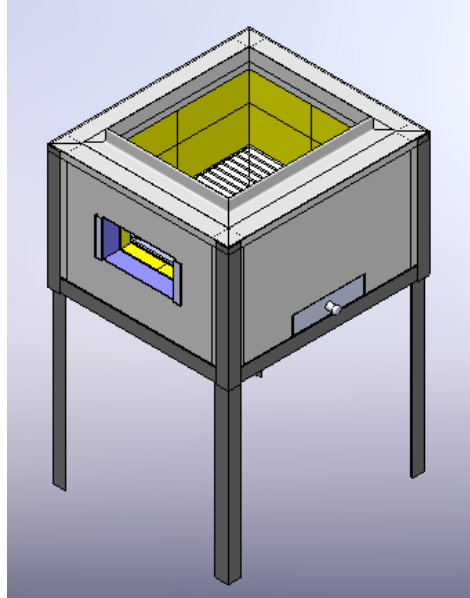


Figura 4.15. Cámara de combustión.

Con formato: Posición: Horizontal:
6,66 cm, Con relación a: Página,
Ancho: Exacto 9,63 cm

Con formato: Posición: Horizontal:
6,66 cm, Con relación a: Página,
Ancho: Exacto 9,53 cm

Conductividad térmica del acero⁴⁶:

$$k_{\text{acero}} := 37.7 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Constante de conducción de calor del Ladrillo Refractario⁴⁷:

$$k_{\text{ladrillo}} := 1.04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

⁴⁶ INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.1. Propiedades termofísicas de sólidos metálicos seleccionados, p 827

⁴⁷ . INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.3. Propiedades termofísicas de materiales comunes, p 834

Conductividad térmica de la lana de vidrio⁴⁸:

$$k_{\text{lana}} := 0.038 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Con el área interior y el perímetro interior calculados anteriormente se plasma en análisis del diámetro hidráulico de la cámara de combustión:

$$A_{\text{int}} = 0.175 \text{ m}^2$$

$$P_{\text{int}} = 1.678 \text{ m}$$

$$D_{\text{Hcamara}} := \frac{4 \cdot A_{\text{int}}}{P_{\text{int}}}$$

$$D_{\text{Hcamara}} = 0.417 \text{ m}$$

4.4.1 Área de transferencia de calor.

Para este cálculo se lista las dimensiones y el respectivo cálculo del área 1 de la cámara de combustión, mostrados a continuación:

Altura de la cámara de combustión:

$$h := 343 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Longitud de la cara 1 de la cámara de combustión:

$$l_{\text{cara1}} := 517 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

⁴⁸ INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.3. Propiedades termofísicas de materiales comunes, p 834.

Por lo tanto el área 1 es:

$$A1 := h \cdot l_{\text{cara1}}$$

$$A1 = 0.177 \quad \text{m}^2$$

En la figura 4.16 se puede apreciar como esta compuesta la pared 1 además de sus dimensiones y de cómo se produce la transferencia de calor en la misma.

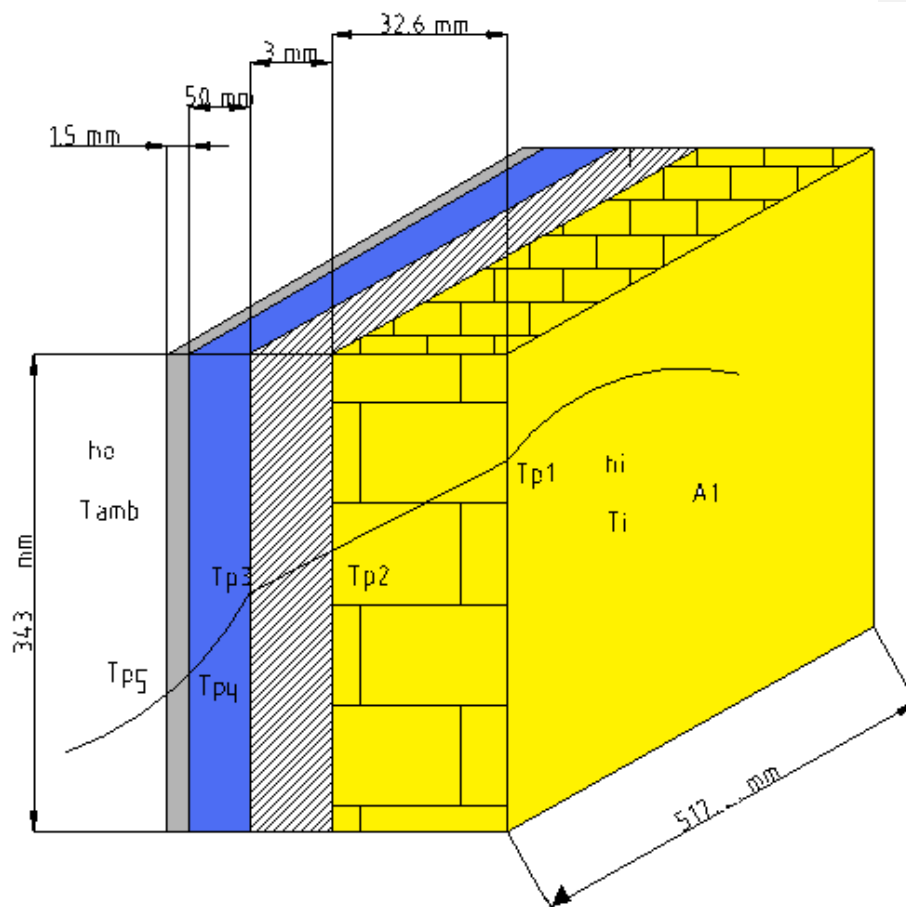


Figura 4.16. Flujo de calor en la cara 1 de la cámara de combustión.

Para analizar la cara 2 es importante listar de igual manera las dimensiones de la cámara de combustión:

Longitud de la cara 2 de la cámara de combustión:

$$l_{\text{cara2}} := 452 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Por lo tanto el área 2 es:

$$A_2 := h \cdot l_{\text{cara2}}$$

$$A_2 = 0.155 \quad \text{m}^2$$

En la figura 4.17 se puede apreciar como esta compuesta la pared 2 además de sus dimensiones y de cómo se produce la transferencia de calor en la misma.

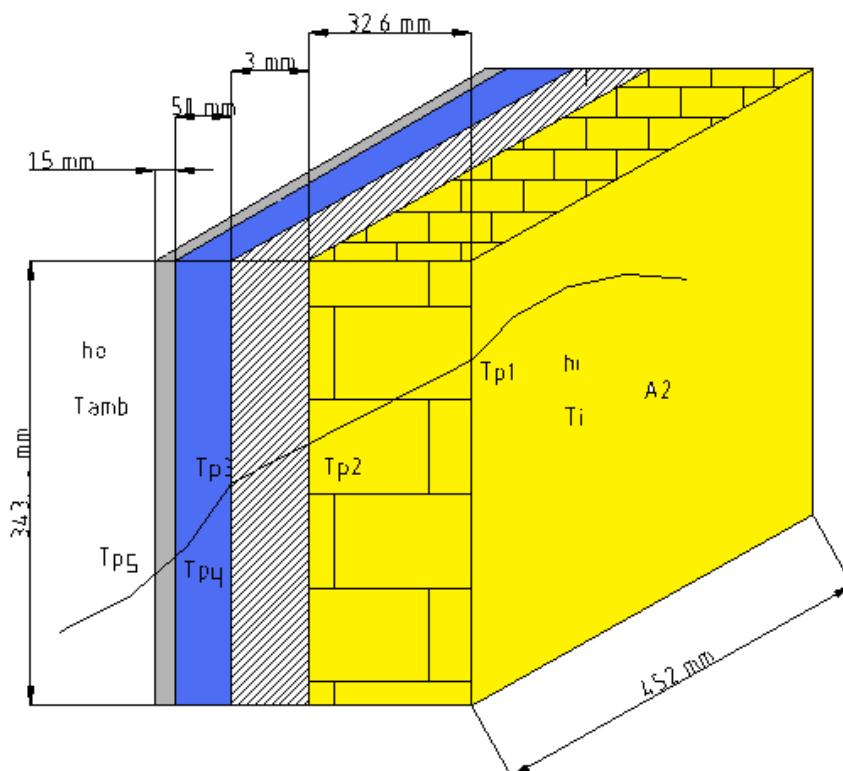


Figura 4.17. Flujo de calor en la cara 2 de la cámara de combustión.

Con formato: Posición: Horizontal: 5,4 cm, Con relación a: Página, Ancho: Exacto 11,85 cm

La nomenclatura utilizada para denotar a los espesores de las paredes compuestas es como se indica a continuación:

$t_{\text{ladrillo}} := 32.6 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Espesor del ladrillo refractario.

$t_{\text{acero}} := 3 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Espesor de la primera plancha de tol A-36.

$t_{\text{ lana}} := 50 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Espesor de la lana de vidrio.

$t_{\text{acero2}} := 1.15 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$ Espesor de la segunda plancha de tol.

Donde el volumen interior de la cámara de combustión es:

$V_c := h \cdot \text{Largoint} \cdot \text{Anchoint}$

$V_c = 0.06 \quad \text{m}^3$

Siguiendo el procedimiento anterior hay que fijar la temperatura de película para determinar las propiedades termofísicas de los gases, a continuación se presenta dicho proceso:

Temperatura de pared (Dato experimental):

$T_{p1} = 683 \quad \text{K}$

Temperatura al interior de la cámara de combustión (Dato experimental):

$T_i = 723 \quad \text{K}$

Por lo que la temperatura de película es:

$$T_{\text{cam}} := \frac{T_{p1} + T_i}{2}$$

$T_{\text{cam}} = 703 \quad \text{K}$

Con este resultado se puede determinar las siguientes propiedades termofísicas de los gases de combustión, previa interpolación de valores⁴⁹:

Viscosidad Cinemática:

$$T_{\text{sup}} := 750 \text{ K} \quad \nu_{\text{sup}} := 76.37 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$T_{\text{inf}} := 700 \text{ K} \quad \nu_{\text{inf}} := 68.10 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\nu_{\text{cam}} := \frac{\nu_{\text{inf}} \cdot T_{\text{cam}} - \nu_{\text{inf}} \cdot T_{\text{sup}} + \nu_{\text{sup}} \cdot T_{\text{inf}} - \nu_{\text{sup}} \cdot T_{\text{cam}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$\nu_{\text{cam}} = 6.86 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Conductividad Térmica:

$$T_{\text{sup}} := 750 \text{ K} \quad k_{\text{sup}} := 54.9 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$T_{\text{inf}} := 700 \text{ K} \quad k_{\text{inf}} := 52.4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$k_{\text{cam}} := \frac{k_{\text{inf}} \cdot T_{\text{cam}} - k_{\text{inf}} \cdot T_{\text{sup}} + k_{\text{sup}} \cdot T_{\text{inf}} - k_{\text{sup}} \cdot T_{\text{cam}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$k_{\text{cam}} = 0.053 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

⁴⁹ INCROPERA Frank, Fundamentos de transferencia de calor, Tabla A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica, aire, p 839.

Prandtl:

$$T_{sup} := 750 \text{ K} \quad Pr_{sup} := 0.702$$

$$T_{inf} := 700 \text{ K} \quad Pr_{inf} := 0.695$$

$$Pr_{cam} := \frac{Pr_{inf} \cdot T_{fcam} - Pr_{inf} \cdot T_{sup} + Pr_{sup} \cdot T_{inf} - Pr_{sup} \cdot T_{fcam}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$Pr_{cam} = 0.695$$

Al utilizar el venterol como único mecanismo de ventilación es importante conseguir su velocidad tangencial, ya que esta depende que exista una combustión completa, con lo que a continuación se asienta su obtención:

Diámetro del venterol:

$$d_{venterol} = 0.064 \text{ m}$$

Radio del venterol:

$$r_{venterol} = 0.032 \text{ m}$$

Revoluciones por minuto del venterol:

$$RPM_{venterol} := 3000 \text{ RPM}$$

Velocidad angular del venterol:

$$\omega := 3000 \cdot \frac{1}{60} \cdot 2\pi$$

$$\omega = 314.159 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Con estas especificaciones se puede calcular la velocidad tangencial, es decir la velocidad del aire en el interior de la cámara:

$$v_{\text{venterol}} := \omega \cdot r_{\text{venterol}}$$

$$v_{\text{venterol}} = 9.975 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hay que analizar la el tipo de flujo que este venterol produce con lo que se realiza el cálculo del número de Reynolds:

$$\text{Recam} := \frac{v_{\text{venterol}} \cdot D_{\text{Hcámara}}}{\nu_{\text{cam}}}$$

$$\text{Recam} = 6.063 \times 10^4$$

En efecto a que este valor se encuentra entre $10\ 000 < \text{Re} < 120\ 000$, se utiliza la siguiente relación de nusselt⁵⁰:

$$\text{NuDH} := 0.023 \cdot \text{Recam}^{0.8} \cdot \text{Prcam}^{n_{\text{cam}}}$$

En este diseño se calienta el aire, por lo tanto $n_{\text{cam}} = 0.4$.

$$n_{\text{cam}} := 0.4$$

Con la utilización de esta constante el valor de NuDH es:

$$\text{NuDH} = 133.289$$

En consecuencia la obtención del coeficiente de transferencia de calor para convección forzada en este caso es:

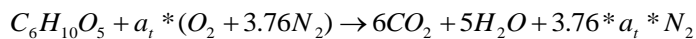
⁵⁰ SHOWN, Transferencia de calor, p 170.

$$h_{cam} := \frac{Nu_{DH} \cdot DH_{camara}}{k_{cam}}$$

$$h_{cam} = 1.058 \times 10^3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.4.2 Cálculo de la relación aire combustible.

Reacción química para la combustión de celulosa.



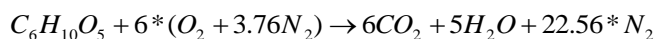
Donde a_t es la cantidad estequiométrica de aire teórico necesario para el proceso de combustión de la celulosa ($C_6H_{10}O_5$)

Del balance de moles de Oxígeno tenemos:

$$5 + 2 \cdot a_t = 12 + 5$$

$$a_t = 6$$

Reemplazando el valor de $a_t = 6$ en la ecuación química tenemos:



La relación aire combustible AC es:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(6 \cdot 4.76 \text{Kmol}) \cdot (29 \text{Kg} / \text{Kmol})_{aire}}{(6 \text{Kmol}) \cdot (12 \text{Kg} / \text{Kmol})_C + (10 \text{Kmol}) \cdot (1 \text{Kg} / \text{Kmol})_H + (5 \text{Kmol}) \cdot (16 \text{Kg} / \text{Kmol})_O}$$

Con formato: Izquierda

$$AC = 5.11 \frac{Kg_{aire}}{Kg_{celulosa}}$$

4.4.3 Temperatura de flama adiabática.

De la ecuación balanceada anterior obtenemos el número de moles tanto de productos como de reactivos y los reemplazamos en la ecuación:

$$H_{prod} = H_{react}$$

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

Donde N es número de moles, \bar{h}_f° es entalpía de formación, y \bar{h}° es la entalpía en el estado de referencia estándar. A continuación se detalla algunos valores en la siguiente tabla:

Tabla 4.1 Entalpías de formación y en estado de referencia estándar.

Sustancia	\bar{h}_f° KJ/Kmol	\bar{h}_{298}° KJ/Kmol
$C_6H_{10}O_5$	-2567000	-
O_2	0	8682
N_2	0	8669
H_2O	-241820	9904
CO_2	-393520	9364

Con formato: Centrado

Con formato: Fuente: Sin Negrita

Tabla con formato

Reemplazando estos valores tenemos:

$$\begin{aligned} & (6 \text{Kmol} CO_2) * [(-393520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) \text{KJ} / \text{Kmol} CO_2] \\ & + (5 \text{Kmol} H_2O) [(-241820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904) \text{KJ} / \text{Kmol} H_2O] \\ & + (22.56 \text{Kmol} N_2) [(0 + \bar{h}_{N_2} - 8669) \text{KJ} / \text{Kmol} N_2] \\ & = (1 \text{Kmol} C_6H_{10}O_5) * (-2567000 \text{KJ} / \text{Kmol} C_6H_{10}O_5) \end{aligned}$$

Resolviendo tenemos:

$$6\bar{h}_{CO_2} + 5\bar{h}_{H_2O} + 22.56\bar{h}_{N_2} = 1304496.64 \text{KJ}$$

En apariencia hay una ecuación con tres incógnitas, pero en realidad sólo hay una incógnita que es la temperatura de los productos siendo $h=h(T)$ para gases ideales. Por ende, deberá emplearse una solución de ensayo y error para determinar la temperatura de los productos.

Una primera suposición se obtiene al dividir el lado derecho de la ecuación por el número total de moles, lo que produce $1304496.64/(6+5+22.56)=38870.58\text{KJ/Kmol}$.

Con este valor de entalpía se encuentra en las tablas de gas ideal nitrógeno, dióxido de carbono, y agua y tenemos las siguientes temperaturas.

N_2	1260K
CO_2	920K
H_2O	1060K

Tabla con formato

Al observar que la mayoría de los moles son de nitrógeno, por lo que T_{prod} se acercará más a 1260K, pero será inferior a dicho valor. Por tanto una primera buena suposición es **1180K**.

En las tablas de propiedades se ingresa con 1180K y se obtiene los siguientes valores de entalpías:

N_2	36104KJ
CO_2	52724KJ
H_2O	33698KJ

Tabla con formato

Reemplazando tenemos:

$$6(52724) + 5(33698) + 22.56(36104) = 1299340.24\text{KJ}$$

El valor de 1299340.24KJ es muy cercano a 1304496.64KJ, en consecuencia una $T_{\text{prod}} = 1180\text{K}$ es una muy buena aproximación como temperatura de flama adiabática.

4.4.4 Análisis de radiación en la cámara de combustión.

Con formato: Numeración y viñetas

Con formato: Normal, Interlineado: sencillo, Sin viñetas ni numeración

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial

Con formato: Normal, Justificado, Sin viñetas ni numeración

5.2.1 Análisis de la radiación en la cámara de combustión.

En este análisis es importante conocer los valores tanto de llama adiabática como de temperatura de pared, ya que de estos dos valores dependen el valor de coeficiente de radiación en la cámara de combustión, en la figura 4.18 se muestra el esquema de temperaturas involucradas en esta etapa del diseño:

2.1

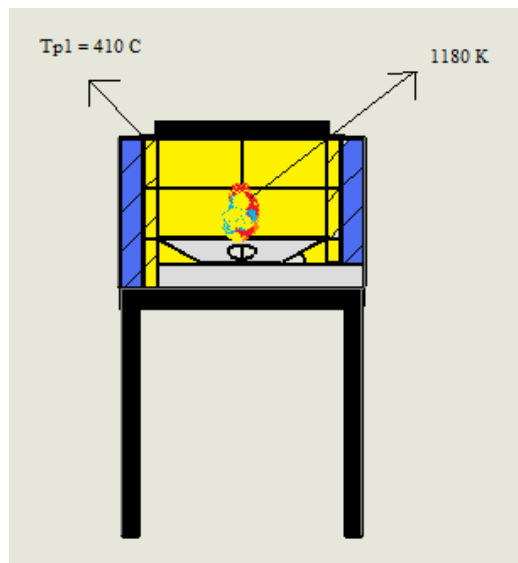


Figura 4.18 Esquema de llama adiabática y temperatura de pared en la cámara de combustión

Con estas temperaturas se realiza el cálculo de temperatura media:

Temperatura de llama adiabática:

$$Tadi := 1180 \quad K$$

Temperatura de pared 1 de la cámara de combustión:

$$Tp1 = 683 \quad K$$

Temperatura media:

$$Tm := \frac{Tadi + Tp1}{2}$$

$$Tm = 931.5 \quad K$$

Con formato: Normal

Con formato: Normal, Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Centrado, Posición: Horizontal: 6,17 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,49 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Numeración y viñetas

Con formato: Normal, Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Fuente: 12 pto

Con formato: Centrado, Posición: Horizontal: 3,63 cm, Con relación a: Página, Vertical: 8,7 cm, Con relación a: Párrafo, Alto: Mínimo 0,96 cm

Con formato: Normal

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial, Negrita

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial, Negrita

Con formato: Normal

Con formato: Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,33 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Posición: Horizontal: 6,49 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,33 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Normal, Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial, Negrita

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Normal, Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Posición: Horizontal: 6,49 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,05 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Justificado, Posición: Horizontal: 3 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,05 cm, Con relación a: Párrafo

Con formato: Normal, Interlineado: sencillo

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

En el cálculo del coeficiente de radiación es necesario citar el coeficiente de emisividad de gases, ya que este es directamente proporcional al valor de dicho coeficiente.

$$\varepsilon_{\text{gases}} := 0.18$$

Ya conocidos todos los valores implicados en el estudio de radiación, se procede a encontrar el valor del coeficiente, el mismo que es igual a:

$$h_{\text{rcam}} := 4\varepsilon_{\text{gases}} \cdot \sigma \cdot T_{\text{m}}^3$$

$$h_{\text{rcam}} = 32.996 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Sumando el coeficiente de convección forzada y el coeficiente de radiación encontramos el coeficiente total de la cámara de combustión, cuyo valor es:

$$h_{\text{totalcam}} := h_{\text{rcam}} + h_{\text{icarr}}$$

$$h_{\text{totalcam}} = 1.091 \times 10^3 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Las dimensiones exteriores de la cámara de combustión se las puede apreciar en la figura 4.19, las mismas que son de gran importancia para el cálculo del área de transferencia de calor así como para el posterior cálculo del calor en la cámara de combustión.

Con formato: Punto de tabulación: 2,04 cm, Izquierda

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial, 12 pts

Con formato: Punto de tabulación: 2,04 cm, Izquierda

Con formato: Normal

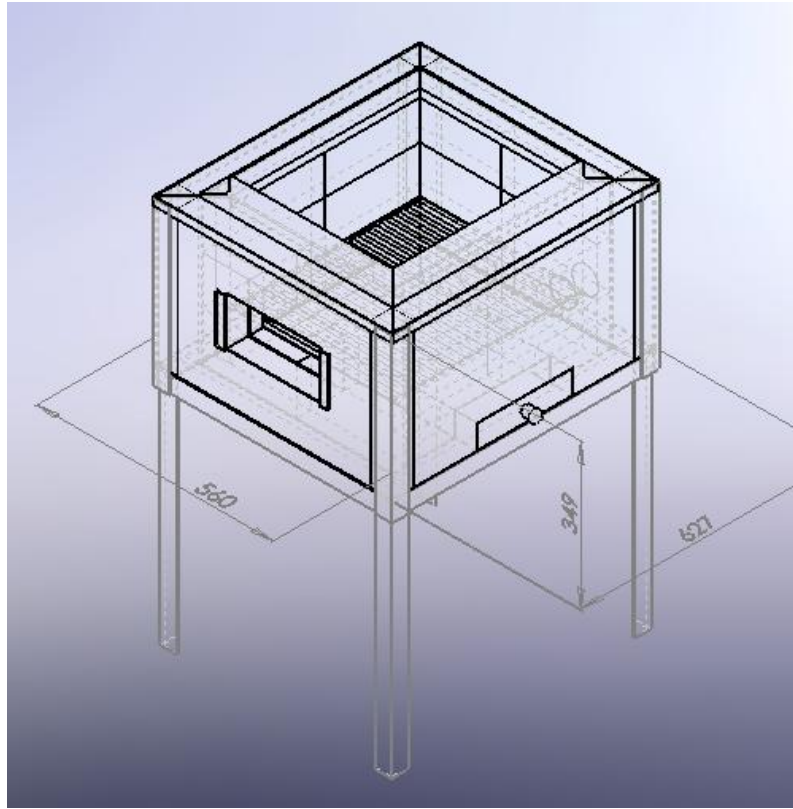
Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial, 12 pts

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Sangría: Primera línea: 1,25 cm

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo



Con formato: Centrado, Posición: Horizontal: 4,76 cm, Con relación a: Página, Vertical: 0,96 cm, Con relación a: Párrafo, Ancho: Exacto 12,45 cm

Figura 4.19 Esquema de las dimensiones exteriores de la cámara de combustión.

Con formato: Fuente: 12 pto

Con formato: Centrado, Posición: Horizontal: 3,95 cm, Con relación a: Página, Vertical: 13,68 cm, Con relación a: Párrafo, Ancho: Exacto 13,81 cm

Donde:

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

$h_{ext} := 349 \cdot 10^{-3} \quad m$

Altura exterior de la cámara de combustión

Con formato: Fuente: Negrita

$largo_{ext} := 627 \cdot 10^{-3} \quad m$

Largo exterior de la cámara de combustión

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo, Punto de tabulación: 8,45 cm, Izquierda

$ancho_{ext} := 560 \cdot 10^{-3} \quad m$

Ancho exterior de la cámara de combustión

Con formato: Fuente: 12 pto

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo, Punto de tabulación: 8,45 cm, Izquierda

Con formato: Fuente: 12 pto

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Fuente: 12 pto

El área de transferencia de calor de la cámara de combustión es producto de la sumatoria de las áreas de todas las paredes, por lo tanto:

Área exterior 1:

$$A_{ext1} := hex \cdot largo_{ex}$$

$$A_{ext1} = 0.219 \quad m^2$$

Área exterior 2:

$$A_{ext2} := hex \cdot ancho_{ex}$$

$$A_{ext2} = 0.195 \quad m^2$$

Área total:

$$A_{ext} := 2A_{ext1} + 2A_{ext2}$$

$$A_{ext} = 0.829 \quad m^2$$

Al igual que el intercambiador de calor el coeficiente de convección en el exterior de la cámara es:

$$h_o := 2.8 + 3 \cdot V_{aire}$$

$$h_o = 5.2 \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con formato: Normal

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Punto de tabulación: 2,13 cm, Izquierda

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Punto de tabulación: 2,13 cm, Izquierda

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Punto de tabulación: 2,48 cm, Izquierda

Con formato: Punto de tabulación: 2,48 cm, Izquierda

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Punto de tabulación: 4,05 cm, Izquierda

Con formato: Punto de tabulación: 4,05 cm, Izquierda

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Justificado, Esquema numerado + Nivel: 3 + Estilo de numeración: 1, 2, 3, ... + Iniciar en: 1 + Alineación: Izquierda + Alineación: 0 cm + Tabulación después de: 1,27 cm + Sangría: 1,27 cm

4.4.5 Coeficiente global de transferencia de calor para paredes planas.

La cámara de combustión necesita ser del sistema la que mejor aislamiento tenga y por esta razón está constituida de lana de vidrio y ladrillo refractario como aislantes además del acero, por lo el coeficiente global de transferencia de calor será pequeño garantizando el aprovechamiento máximo de la combustión en el objetivo de caracterizar la biomasa residual.

En consecuencia:

$$U_{cam} := \frac{1}{\frac{1}{h_{totalcam}} + \frac{t_{ladrillo}}{k_{ladrillo}} + \frac{t_{acero}}{k_{acero}} + \frac{t_{lana}}{k_{lana}} + \frac{t_{acero2}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_{cam} = 0.649 \quad \frac{W}{m \cdot K}$$

Con lo que el valor del calor perdido en la cámara de combustión es:

$$Q_{cam} := U_{cam} \cdot A_{ext} \cdot (T_i - T_a)$$

$$Q_{cam} = 233.315 \quad W$$

Este mismo valor en kJ/s:

$$Q_{camKJ} = 0.233 \quad \frac{kJ}{s}$$

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Punto de tabulación: 2,83 cm, Izquierda

Con formato: Punto de tabulación: 2,83 cm, Izquierda

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Punto de tabulación: 1,89 cm, Izquierda

Con formato: Punto de tabulación: 1,89 cm, Izquierda

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Punto de tabulación: 1,98 cm, Izquierda

4.5 Calor perdido total.

Es el resultado de la sumatoria del calor necesario, calor perdido por paredes del intercambiador de calor, calor perdido por la chimenea, calor perdido por la cámara de combustión, cuyo valor es:

$$Q_{\text{perdidototal}} := Q_N + Q_{\text{perdidolC}} + Q_{\text{CH}} + Q_{\text{cam}}$$

$$Q_{\text{perdidototal}} = 1.516 \times 10^4 \quad \text{W}$$

El mismo valor expresado en kJ/s será:

$$Q_{\text{perdidototalKJ}} = 15.159 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

4.6 Cálculo de masa.

Se la calcula en base al calor perdido total dividido para el poder calorífico de la biomasa residual, donde dichos poderes caloríficos son⁵¹:

Poder calorífico del eucalipto seco:

$$H_{\text{re}} := 19538.37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Poder calorífico de la cascarilla de arroz seca:

$$H_{\text{rc}} := 9467.46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Poder calorífico de la hierba seca:

$$H_{\text{rh}} := 15367 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

⁵¹ Anexo E, Bomba calorimétrica adiabática.

Con formato: Numeración y viñetas

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Con formato: Sangría: Primera línea: 1,25 cm

Con formato: Sangría: Primera línea: 1,25 cm

Con formato: Portugués (Brasil)

Con formato: Numeración y viñetas

Con formato: Español (España, internacional)

Con formato: Portugués (Brasil)

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Fuente: Negrita, Español (Ecuador)

Con formato: Punto de tabulación: 4,49 cm, Izquierda

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Punto de tabulación: 4,49 cm, Izquierda

Con formato: Portugués (Brasil)

Con formato: Color de fuente: Automático

Con formato: Portugués (Brasil)

Con formato: Color de fuente: Automático

Con formato: Portugués (Brasil)

Donde la masa necesaria para cada tipo de biomasa será:

Masa de eucalipto:

$$m_e := \frac{Q_{\text{perdidototalKJ}}}{H_{re}} \cdot 3600$$

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

$$m_e = 2.793 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

Masa de cascarilla:

$$m_c := \frac{Q_{\text{perdidototalKJ}}}{H_{rc}} \cdot 3600$$

Con formato: Fuente: Negrita

Con formato: Normal

$$m_c = 5.764 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Masa de hierba:

$$m_h := \frac{Q_{\text{perdidototalKJ}}}{H_{rh}} \cdot 3600$$

Con formato: Izquierda, Interlineado: sencillo

$$m_h = 3.551 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Con formato: Fuente: (Predeterminado) Arial

Con formato: Normal

2.1

<u>DISEÑO TÉRMICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....</u>	<u>xcvii</u>
<u>4.1 Selección de materiales.....</u>	<u>xcvii</u>
<u>4.2 Diseño del intercambiador de calor.....</u>	<u>xcix</u>
<u>4.2.1 Cálculo del número de Reynolds máximo para gases de combustión... ciii</u>	
<u>4.2.2 Análisis en tubos.....</u>	<u>cviii</u>
<u>4.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.....</u>	<u>cxiv</u>
<u>4.2.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas.....</u>	<u>cxv</u>
<u>4.2.5 Calor cedido al agua.....</u>	<u>cxviii</u>
<u>4.2.6 Pérdidas de calor por las paredes del intercambiador de calor. ...</u>	<u>cxix</u>
<u>4.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes del intercambiador de calor.....</u>	<u>cxxiv</u>
<u>4.3 Diseño de la chimenea.....</u>	<u>cxxvi</u>
<u>4.4 Diseño de la cámara de combustión.....</u>	<u>cxxx</u>
<u>4.4.1 Área de transferencia de calor.....</u>	<u>cxxxii</u>
<u>4.4.2 Cálculo de la relación aire combustible.....</u>	<u>cxxxix</u>
<u>4.4.3 Temperatura de flama adiabática.....</u>	<u>cxl</u>
<u>4.4.4 Análisis de radiación en la cámara de combustión.....</u>	<u>cxlii</u>
<u>4.4.5 Coeficiente global de transferencia de calor para paredes planas.....</u>	<u>cxlvii</u>
<u>4.5 Calor perdido total.....</u>	<u>cxlviii</u>
<u>4.6 Cálculo de masa.....</u>	<u>cxlviii</u>
<u>DISEÑO TÉRMICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....</u>	<u>1</u>
<u>4.1 Selección de materiales.....</u>	<u>1</u>
<u>4.2 Diseño del intercambiador de calor.....</u>	<u>2</u>
<u>4.2.1 Cálculo del número de Reynolds máximo para gases de combustión.....</u>	<u>6</u>
<u>4.2.2 Análisis en tubos.....</u>	<u>11</u>
<u>4.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.....</u>	<u>17</u>
<u>4.2.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas.....</u>	<u>18</u>
<u>4.2.5 Calor cedido al agua.....</u>	<u>21</u>
<u>4.2.6 Pérdidas de calor por las paredes del intercambiador de calor.....</u>	<u>22</u>
<u>4.2.7 Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes del intercambiador de calor.....</u>	<u>26</u>
<u>4.3 Diseño de la chimenea.....</u>	<u>27</u>

4.4	Diseño de la cámara de combustión.....	31
4.4.1	Área de transferencia de calor.....	33
4.4.2	Cálculo de la relación aire combustible.....	40
4.4.3	Temperatura de flama adiabática.....	41

4.54.7 Seguridad industrial.

Es importante hacer conciencia sobre de seguridad en el desarrollo de las actividades profesionales, por lo que a continuación se muestra la estructura y técnicas de la seguridad industrial en el ámbito laboral:

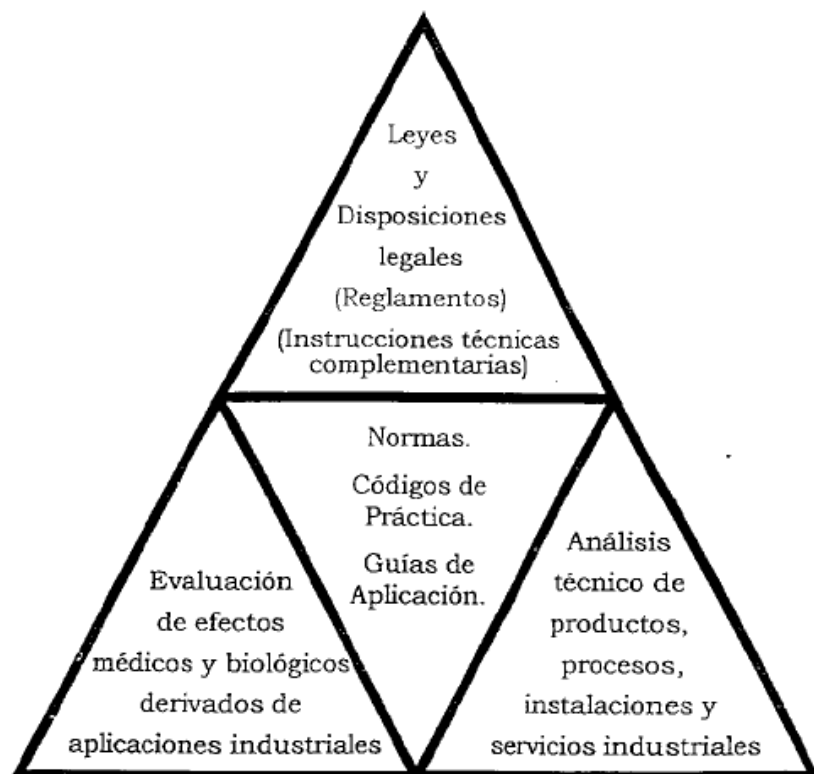


Figura 5.37 Estructura esquemática de la metodología técnica de la seguridad industrial.⁵²

⁵² Ministerio de Industria y Energía , La seguridad industrial fundamentos y aplicaciones, p 25

En el proceso de construcción del presente proyecto se tomaron en cuenta principios básicos de seguridad industrial como es la utilización de:

- Ropa gruesa.
- Guantes de soldador.
- Gafas.
- Casco de soldador.
- Botas de punta de acero.
- Protectores de oídos.

Hay que señalar además que es de vital importancia conocer la correcta utilización de la diferente maquinaria manipulada, es decir no pecar de ignorancia al no conocer las limitaciones y rangos de operación de las mismas, pudiendo causar un accidente.

Estas son algunas de las recomendaciones que se puede dar en todo proceso industrial, es obligatorio hacer conciencia que la seguridad industrial es deber y responsabilidad de cada uno.

5.3	Seguridad industrial.....	cli
-----	---------------------------	-----

CAPÍTULO 6

3 PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.

4.64.8 Procedimiento.

A continuación se detalla la secuencia seguida para realizar las pruebas del sistema.

- a** Ensamblar el equipo caracterizador de biomasa residual.
 - Colocar la cámara de combustión con la caja del intercambiador de calor.
 - Ubicar la chimenea sobre la caja del intercambiador de calor, en la figura 6.1 se muestra el sistema armado hasta es punto:

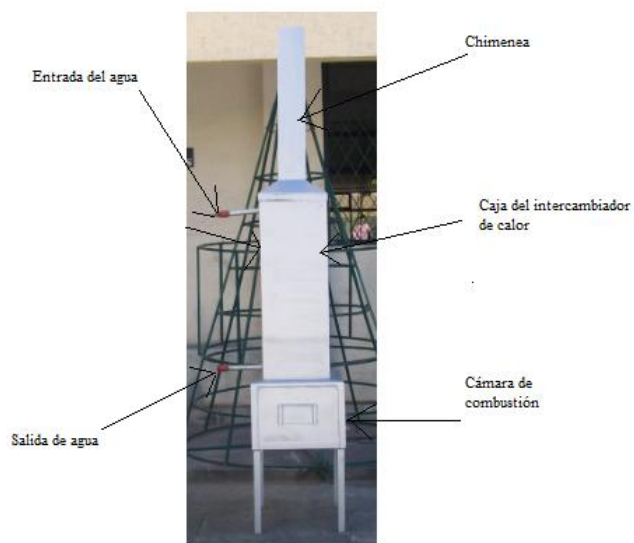


Figura 6.1. Caracterizador de biomasa residual.

- b** Realizar la respectiva conexión desde la red pública de agua potable a la entrada de agua que se muestra en la figura 6.1.
- c** Regular el caudal con la ayuda de la válvula de bola a la conveniencia de las pruebas a realizar, en el presente estudio se trabajó con un caudal de 25 ml/s, en la figura 6.2 se muestra el caudal de salida del intercambiador de calor:



Figura 6.2 Caudal a la salida del intercambiador.

- d Conectar en venterol a la cámara de combustión, como se muestra en la figura 6.3.



Figura 6.3 Venterol acoplado a la cámara de combustión.

- e Pesar con una balanza la cantidad necesaria de biomasa residual a ser caracterizada.
- f Iniciar la combustión utilizando leños de madera y guaipe remojado en diesel.



Figura 6.4 Combustión de leños.

- g Introducir la cantidad pesada de 200g de biomasa residual a ser caracterizada, 6 veces cada 5 minutos.
- h Usando el sensor láser de temperatura como se muestra en la figura 6.5 y el termómetro de mercurio como se muestra en la figura 6.6, medir:
 - Temperatura ambiente.
 - Temperatura a la entrada de agua.
 - Temperatura a la salida de agua.
 - Temperatura exterior de cámara de combustión.
 - Temperatura interior de la cámara de combustión.
 - Temperatura de pared exterior de la caja del intercambiador de calor.
 - Temperatura de pared exterior de chimenea.



Figura 6.5. Medición de temperaturas utilizando sensor láser.



Figura 6.6. Medición de temperaturas utilizando termómetro de mercurio.

- i Repetir el proceso detallado anteriormente, para otro tipo de biomasa residual a ser caracterizada.
- j Analizar y comparar datos, resultados obtenidos a partir de las temperaturas tabuladas.

4.74.9 Materiales.

- Agua.
- Biomasa residual. (Cascarilla de arroz, eucalipto, hierba).
- Guaipe.
- Leña.
- Diesel.

4.84.10 Equipo.

- Sensor láser de temperatura.
- Termómetro de mercurio.
- Balanza.
- Caracterizador de biomasa residual.
- Venterol de 63.5 mm de diámetro.
- Manguera.
- Guantes térmicos.

4.94.11 Adquisición de datos.

Los siguientes datos fueron obtenidos el 01 de agosto del 2008, a las 2:43 p.m. con una temperatura ambiente de 22 C.

Se obtuvo datos de temperaturas en base a la combustión de tres tipos de biomasa residual:

- Cascarilla de arroz.
- Eucalipto.
- Hierba.

Tabla 6.1. Tabulación de temperaturas para la cascarilla de arroz.

Cascarilla							
Ma sa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)
200	18	72	52,2	359,2	107,2	91,2	25
200	18	66	50,7	277,4	93,6	93,8	25
200	18	70	50,6	356,5	105	93,1	25
200	18	58	50,2	328,4	92,8	66,8	25
200	18	60	50,2	298,7	95,6	71,1	25
200	18	50	47	257,9	79,7	70,2	25

Tabla 6.2. Tabulación de temperaturas para la hierba.

Hierba							
Ma sa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)
200	18	54	47,7	247,5	82,1	58,9	25
200	18	42	42,8	235,4	72,5	64,3	25
200	18	46	40,6	281	75,5	72,5	25
200	18	64	42,3	294,5	87,1	64,1	25
200	18	50	43,7	246,5	76,8	59,5	25
200	18	52	41,4	270,3	81,9	57,3	25

Tabla 6.3. Tabulación de temperaturas para el eucalipto.

Eucalipto							
Ma sa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)
200	18	74	50	380,1	101,1	77,6	25
200	18	80	45,1	417,8	115,4	80,5	25
200	18	64	49,9	401,1	92,5	69,9	25
200	18	70	47	387,2	94,8	66,5	25
200	18	80	37	361,8	95,6	93,1	25
200	18	80	46,7	328,5	91,5	62,9	25

4.104.12 Determinación de eficiencias térmicas.

Para encontrar el poder calorífico de cada tipo de biomasa es necesario realizar un balance energético del sistema, donde el calor es generado por la combustión de biomasa residual y es aprovechado parcialmente en el intercambiador de calor, y el resto es perdido a través de las paredes y en los gases de escape, como se muestra a continuación:

$$\dot{m}^* P_c = Q_{pc} + Q_{pi} + Q_{pch} + Q_n + Q_{es} \quad \text{ec 6.1}$$

Donde:

- \dot{m} es flujo másico de biomasa residual.
- P_c es poder calorífico de biomasa residual.
- Q_{pc} es calor perdido a través de las paredes de cámara.
- Q_{pi} es calor perdido en las paredes del intercambiador de calor.
- Q_{pch} es calor perdido en las paredes de la chimenea.
- Q_n es calor utilizado para calentar el agua.
- Q_{es} es el calor desechado en los gases de escape.

4.10.14.12.1 Pérdida de calor por paredes de cámara.

Cámara de combustión:

Para determinar las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara de combustión es necesario considerar ciertas constantes y espesores relacionados con los aislamientos usados para la construcción de dicha cámara⁵³:

$$\text{kacero} := 37.0 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\text{kladrillo} := 1.0 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

⁵³ INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, , p 827 , 834

$$k_{lana} := 0.03 \frac{W}{m \cdot K}$$

También es necesario considerar las dimensiones superficiales de las paredes de la cámara para poder determinar áreas a través de las cuales se da la transferencia de calor hacia los alrededores.

Pared plana 1:

$$h := 343 \cdot 10^{-3} \quad m \quad \text{Altura de las paredes de la cámara de combustión.}$$

$$l_{cara1} := 517 \cdot 10^{-3} \quad m \quad \text{Longitud de la cara 1 de la cámara de combustión.}$$

$$A1 := h \cdot l_{cara1}$$

$$A1 = 0.177 \quad m^2 \quad \text{Área de la cara 1 de la cámara de combustión.}$$

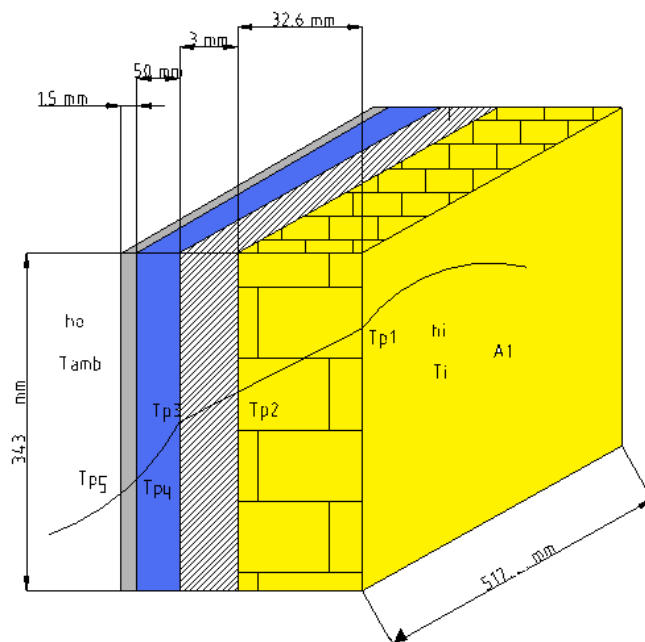


Figura 6.1 Flujo de calor en la cara 1 de la cámara de combustión.

Pared Plana 2:

$$l_{\text{cara2}} := 452 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Longitud de la cara 2 de la cámara de combustión.

$$A2 := h \cdot l_{\text{cara2}}$$

Área de la cara 2 de la cámara de combustión.

$$A2 = 0.155 \text{ m}^2$$

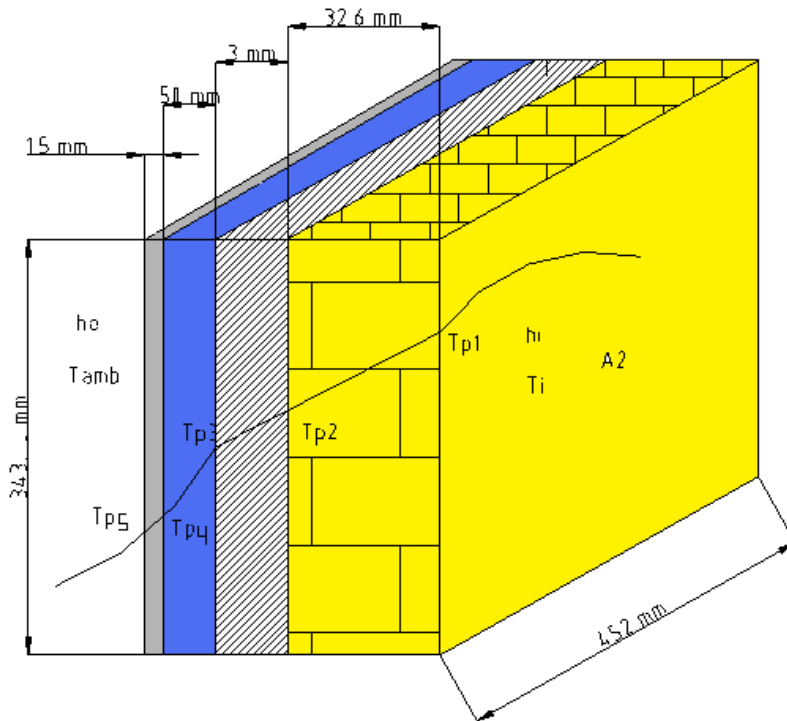


Figura 6.2. Flujo de calor en la cara 2 de la cámara de combustión.

Una vez que se tiene las dimensiones de ambas paredes se puede calcular el área total:

$$A_{Total} := 2A1 + 2A2$$

$$A_{Total} = 0.665 \quad m^2$$

A continuación de detallan datos de temperaturas y espesores y reemplazamos en la formula del calor como se muestra.

Espesores:

$$t_{ladrillo} := 32.610^{-3} \quad m \quad \text{Espesor del ladrillo refractario.}$$

$$t_{acero} := 3 \cdot 10^{-3} \quad m \quad \text{Espesor de la primera plancha de tol A-36.}$$

$$t_{lana} := 50 \cdot 10^{-3} \quad m \quad \text{Espesor de la lana de vidrio.}$$

$$t_{acero2} := 1.15 \cdot 10^{-3} \quad m \quad \text{Espesor de la segunda plancha de tol.}$$

$$T_{p1} := 359.2 + 27 \quad K \quad \text{Temperatura de interior de pared, dato experimental.}$$

$$T_{p1} = 632.2 \quad K$$

$$T_{pext} := 52.2 + 27 \quad K \quad \text{Temperatura exterior de pared, dato experimental.}$$

$$T_{pext} = 325.2 \quad K$$

$$Q_{pc} := \frac{T_{p1} - T_{pext}}{\frac{t_{ladrillo}}{k_{ladrillo} \cdot A_{Total}} + \frac{t_{acero}}{k_{acero} \cdot A_{Total}} + \frac{t_{lana}}{k_{lana} \cdot A_{Total}} + \frac{t_{acero2}}{k_{acero} \cdot A_{Total}}}$$

$$Q_{pc} = 151.474 \quad W$$

En el caso del intercambiador de calor se realiza el análisis obteniendo valores de calor perdido desde la pared exterior de la caja del intercambiador al medio ambiente con un coeficiente de convección $h_o = 5,2 \text{ W/m}^2 \cdot K$ que se utilizo para

el diseño de la cámara en base a una temperatura ambiente $T^\infty=22^\circ\text{C}$. La geometría también se toma en cuenta ya que el calor va a ser emitido desde la superficie exterior de la caja.

Intercambiador de calor:

$$T_{amb} := 22 + 273$$

Temperatura ambiente

$$T_{amb} = 295 \quad \text{K}$$

$$h_o := 5.2 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coefficiente de convención exterior

Geometría:

$$\text{alturaIC} := 112610^{-3} \quad \text{m}$$

Altura de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{largoIC} := 48010^{-3} \quad \text{m}$$

Largo de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{anchoIC} := 409.4510^{-3} \quad \text{m}$$

Ancho de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{AIC1} := \text{alturaIC} \cdot \text{largoIC}$$

Área de la pared 1 de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{AIC1} = 0.54 \quad \text{m}^2$$

$$\text{AIC2} := \text{alturaIC} \cdot \text{anchoIC}$$

Área de la pared 2 de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{AIC2} = 0.461 \quad \text{m}^2$$

$$\text{AcajaIC} := 2 \cdot \text{AIC1} + 2 \cdot \text{AIC2}$$

Área total de la caja del intercambiador de calor.

$$\text{AcajaIC} = 2.003 \quad \text{m}^2$$

$$T_{pextIC} := 107.2 + 273 \quad \text{K}$$

Temperatura de pared exterior del intercambiador de calor.

$$T_{pextIC} = 380.2$$

$$Q_{pi} := h_o \cdot \text{AcajaIC} \cdot (T_{pextIC} - T_{amb})$$

Calor perdido desde la caja del intercambiador

$$Q_{pi} = 887.427$$

De igual forma que en el intercambiador, en el caso de la chimenea el análisis es muy parecido ya que se utiliza el mismo coeficiente de convección exterior h_o .

Chimenea

Geometría:

$$\text{Largochim} := 980 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchochim1} := 230 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchochim2} := 172 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Achim} := \text{Largochim} \cdot \text{Anchochim1} + \text{Largochim} \cdot \text{Anchochim2}$$

$$\text{Achim} = 0.394 \quad \text{m}^2 \quad \text{Área chimenea.}$$

$$\text{Tectch} := 91.2 + 273 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura exterior de la chimenea}$$

$$\text{Tectch} = 364.2 \quad \text{K}$$

$$\text{Qchim} := h_o \cdot \text{Achim} \cdot (\text{Tectch} - \text{Tamb}) \quad \text{Calor perdido desde la pared de la chimenea}$$

$$\text{Qchim} = 141.763 \quad \text{W}$$

Finalmente las pérdidas a considerarse son las de los gases de escape en las cuales intervienen otras variables como las velocidades de los gases que circulan dentro de la cámara.

Gases de Escape

$$\text{TsalIC} := 383 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura a la salida del intercambiador de calor.}$$

$$\text{TsalCH} := 363 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura a la salida de la chimenea}$$

Como ya se mencionó anteriormente por recomendaciones la velocidad de los gases que circulan por el intercambiador de calor es:

$$V_g := 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Donde la velocidad de gases a la salida de la chimenea tiene un valor de:

$$V_{\text{gases}} := 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obteniendo la temperatura media volumétrica, ingresamos a las propiedades de termofísicas de gases⁵⁴:

$$T_{\text{bCH}} := \frac{T_{\text{salIC}} + T_{\text{salCH}}}{2} \quad \text{Temperatura media volumétrica en la chimenea.}$$

$$T_{\text{bCH}} = 373 \quad \text{K}$$

Obtenemos las propiedades del aire a esta temperatura. (T_{bCH}):

Poder Calorífico, Cp:

$$T_{\text{sup}} := 400 \quad \text{K} \quad c_{\text{psup}} := 1.01110^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$T_{\text{inf}} := 350 \quad \text{K} \quad c_{\text{pinf}} := 1.00910^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$c_{\text{pCH}} := \frac{c_{\text{pinf}} \cdot T_{\text{bCH}} - c_{\text{pinf}} \cdot T_{\text{sup}} + c_{\text{psup}} \cdot T_{\text{inf}} - c_{\text{psup}} \cdot T_{\text{bCH}}}{T_{\text{inf}} - T_{\text{sup}}}$$

$$c_{\text{pCH}} = 1.01 \times 10^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Densidad:

$$T_{\text{sup}} := 400 \quad \text{K} \quad \rho_{\text{sup}} := 0.823 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$T_{\text{inf}} := 350 \quad \text{K} \quad \rho_{\text{inf}} := 0.995 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

⁵⁴ INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor , p 839.

$$\rho_{CH} := \frac{\rho_{inf} \cdot T_{bCH} - \rho_{inf} \cdot T_{sup} + \rho_{sup} \cdot T_{inf} - \rho_{sup} \cdot T_{bCH}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$\rho_{CH} = 0.916 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

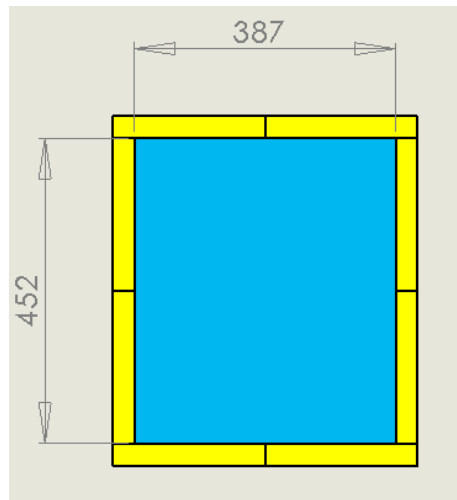


Figura 6.3. Esquema del área interior de la cámara de combustión

Ya que la sección es constante se toman las dimensiones de la cámara de combustión, las mismas que se emplean en el cálculo del área:

$$\text{Largoint} := 452 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchoint} := 387 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

De aquí el valor del área de la cámara de combustión es:

$$\text{Aint} := \text{Largoint} \cdot \text{Anchoint}$$

$$\text{Aint} = 0.175 \quad \text{m}^2$$

El perímetro de la cámara de combustión es igual:

$$\text{Pint} := 2 \cdot \text{Largoint} + 2 \cdot \text{Anchoint}$$

$$\text{Pint} = 1.678 \quad \text{m}$$

El aire sale del intercambiador de calor con un caudal de:

$$\text{caudal} := A_{\text{int}} \cdot V_g$$

$$\text{caudal} = 0.07 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

En consecuencia el calor perdido por la chimenea es semejante a:

$$Q_{\text{CH}} := \rho_{\text{CH}} \text{caudal} \cdot c_{p\text{CH}} (T_{\text{salIC}} - T_{\text{salCH}})$$

$$Q_{\text{CH}} = 1.295 \times 10^3 \quad \text{W}$$

Una vez calculadas las pérdidas se debe obtener el calor aprovechado por el intercambiador para elevar la temperatura del agua.

3.1

3.2 6.5.2 Calor neto y poder calorífico

Calor aprovechado

De los datos obtenidos experimentalmente se enlistan las siguientes temperaturas:

Temperatura de ingreso de agua: $T_{\text{ing}} := 18 + 273 \quad \text{K}$

Temperatura de salida de agua: $T_{\text{sal}} := 72 + 273 \quad \text{K}$

Debido a los materiales e instrumentos de medición disponibles se trabajó con un flujo másico de agua con un valor de:

$$\dot{m} := 0.02 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Con un valor del calor específico del agua calculamos el calor sensible presente, de la siguiente forma:

$$C_{p\text{H}_2\text{O}} := 4.18 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$Q_n := \dot{m} C_{p\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{sal}} - T_{\text{ing}})$$

$$Q_n = 5.651 \quad \text{KW}$$

Con el balance de masa del sistema, despejamos de la ecuación el poder calorífico y reemplazamos los valores de los calores calculados, y el flujo másico de biomasa.

Poder calorífico para cascarilla:

Este tratamiento de la información se realiza con el flujo másico de cascarilla empleado al momento de las pruebas, el cual fue de:

$$m_{\text{biomasa}} := 0.66 \frac{\text{g}}{\text{s}} \quad \text{Flujo másico 200g cada cinco minutos}$$

Por lo tanto el valor práctico del poder calorífico de la cascarilla de arroz en el banco de pruebas es de:

$$PC := \frac{[Q_{pc} + Q_{pi} + Q_{chim} + Q_{CH} + (Q_n \cdot 10^3)]}{m_{\text{biomasa}}}$$

$$PC = 1.161 \times 10^4 \quad \frac{\text{J}}{\text{g}}$$

El mismo análisis tiene que ser realizado para todo los datos obtenidos en las pruebas, con los diferentes tipos de biomasa residual estudiados en este proyecto, los propios que son: cascarilla de arroz, hierba y eucalipto.

En la tabla 6.4 se detallan los diferentes parámetros implicados en la caracterización de biomasa residual, estos valores además se los debe tomar como constantes en el banco de pruebas diseñado, por lo que pasan a ser constates en los indistintos cálculos a plasmar:

Tabla 6.4 Datos y constantes

Datos y constantes	
<i>k acero</i> (W/m°K)	37,7
<i>k lana</i> (W/m°K)	0,038
<i>k ladrillo</i> (W/m°K)	1,04
<i>Areatotalcamara</i> (m ²)	0,665
<i>Tladrillo</i> (m)	0,0326
<i>tacero1</i> (m)	0,003
<i>tlana</i> (m)	0,05
<i>tacero2</i> (m)	0,00115
<i>Tamb</i> (°C)	22
<i>Areatotalintercam</i> (m ²)	2,003
<i>Ho</i> (W/m ² *K)	5,2
<i>Areatotalchim</i> (m ²)	0,394
<i>V.gases int</i> (m/s)	0,4
<i>V.gases sal</i> (m/s)	6
<i>Densidadgaseschim</i> (Kg/m ³)	0,913
<i>Cpgaseschim</i> (J/Kg°K)	1010
<i>Caudal aire salida</i> (m ³ /s)	0,07
<i>Flujo agua</i> (Kg/s)	0,025
<i>Cp agua</i> (KJ/Kg°K)	4,186
<i>Masa de biomasa</i> (Kg/s)	0,00067

A continuación se detallan los resultados obtenidos de los poderes caloríficos de la cascarilla de arroz, hierba y eucalipto, en base a los datos elaborados en las pruebas del caracterizador:

Tabla 6.5 Poder calorífico cascarilla

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
151,54	887,41	141,78	903,69	5651,1	11597,46
111,89	857,20	140,75	748,77	5023,2	10317,58
150,99	864,49	137,88	884,32	5441,8	11213,63
137,39	737,42	91,78	1549,18	4186	10047,53
122,66	766,59	100,59	1452,35	4395,3	10251,12
104,10	600,98	98,75	484,12	3348,8	6951,65
				Pcprom	10063,16

Tabla 6.5 Poder calorífico hierba húmeda

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
98,62	625,98	75,60	1368,44	3767,4	8899,61
95,07	525,99	86,66	400,20	2511,6	5426,57
118,66	557,23	103,46	64,55	2930,2	5658,34
124,49	678,06	86,25	1355,53	4813,9	10582,05
100,10	570,77	76,83	987,60	3348,8	7622,35
112,98	623,89	72,32	1458,81	3558,1	8734,80
Pcprom					7820,62

Tabla 6.6 Poder calorífico eucalipto

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
162,94	823,87	113,91	1387,81	5860,4	12517,14
183,96	972,82	119,85	2123,67	6488,3	14825,49
173,35	734,29	98,14	1329,71	4813,9	10718,74
167,92	758,26	91,17	1697,64	5441,8	12229,07
160,32	766,59	145,67	32,27	6488,3	11384,04
139,09	723,88	83,79	1717,00	6488,3	13721,26
Pcprom(J/gr)					12565,96

Tabla 6.7 Eficiencia del intercambiador

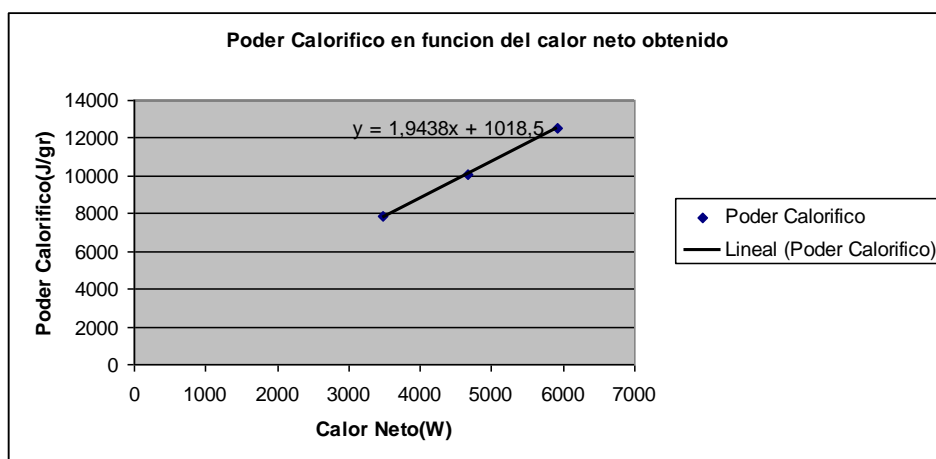
	Qnprom(W)	Pcprom(J/gr)	Qcombustion(W)	Eficiencia
Cascarilla	4674,37	10063,16	6742,32	69,33
Hierba	3488,33	7820,62	5239,82	66,57
Eucalipto	5930,17	12565,96	8419,19	70,44
	Eficiencia Promedio			68,78

4.114.13 Estudio comparativo.

Una vez que se obtuvieron los poderes caloríficos de los diferentes tipos de biomasa, se puede comparar dichos valores en gráficos como se muestra en la Figura 6.4. Una vez graficados los puntos en un plano cartesiano se obtuvo una línea de tendencia con su respectiva ecuación que nos permite predecir el

poder calorífico de otro tipo de residuos vegetales en base a la diferencia de temperaturas de entrada y salida de agua.

Figura 6.4 Línea característica del equipo



4.124.14 Análisis de datos.

En anexos se puede observar los valores reales de poderes caloríficos de los combustibles investigados, a continuación se muestra una tabla comparativa entre los valores reales y experimentales

Tabla 6.8 Valores de poder calorífico.

	Pcprom(J/gr)experimental	Pcprom(J/gr)teorico	E%
Cascarilla seca	10063,16471	9249,32	8,798968032
Hierba humeda	7820,62	7879	0,740956974
Eucalipto humedo	12565,957	11139,78	12,80255984

Como se puede observar los valores son muy cercanos. El porcentaje de humedad es determinante ya que los residuos vegetales que poseen altos porcentajes de humedad tienen menores poderes caloríficos que los que han sido secados, y tienen un porcentaje de humedad bajo.

El porcentaje de humedad se puede determinar pesando la biomasa antes y después del proceso de secado. En nuestros ensayos no se determinó el porcentaje de humedad en la hierba húmeda, ni en el eucalipto seco por lo que los errores sobrepasan el 12% como es el caso del eucalipto. En el caso de la hierba el valor es muy cercano, esto quiere decir que las muestras utilizadas poseían el mismo porcentaje de humedad. De todas formas el poder calorífico que se determinó experimentalmente es totalmente válido ya que se realizó ensayos en la bomba calorimétrica para residuos secos y húmedos y los valores obtenidos en el caracterizador están dentro del rango de poderes caloríficos obtenidos en la bomba calorimétrica para cada tipo de residuo respectivamente.

PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA.	cliii
6.1 Procedimiento.	cliii
6.2 Materiales.	clviii
6.3 Equipo.	clviii
6.4 Adquisición de datos.	clviii
6.5 Determinación de eficiencias térmicas.	ii
6.5.1 Pérdida de calor por paredes de cámara.	ii
6.5.2 Calor neto y poder calorífico	x
6.6 Estudio comparativo.	xiii
6.7 Análisis de datos.	xiv

CAPITULO 7

4 ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

4.13.15 Análisis económico.

Para realizar el análisis económico es necesario establecer los costos directos e indirectos que implicaron la construcción del proyecto. A continuación se detallan estos costos.

4.13.14.15.1 Determinación de costos.

4.1.1.1 Para la determinación de los costos vamos a tomar en consideración los más relevantes que intervienen en un análisis económico.

7.1.1.1 Costos Directos

- a) **Materia Prima Directa.** Son todos aquellos ítems que se encuentran presentes en el producto final que es el conjunto del caracterizador de biomasa. En la tabla siguiente se detallan los costos de materia prima directa. Ver Anexo A, Tabla A.1.

- b) **Mano de obra directa.** Costos directos respecto a la fabricación de el caracterizador de biomasa. Ver Anexo A, Tabla A.2.

7.1.1.2 Costos Indirectos

- a) **Materiales indirectos.** Estos costos no forman parte del conjunto pero son ítems que intervienen indirectamente. Ver Tabla 7.1.
- b) **Mano de obra indirecta.** Son costos que intervienen indirectamente en la fabricación del conjunto. Ver Tabla 7.2.
- c) **Imprevistos.** En el presente proyecto se considera imprevistos como el 10% de la mano de obra indirecta. Ver Tabla 7.3.

Tabla 7.1. Materiales indirectos.

Cantidad	Detalle	Observación	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
3	Disco de corte de concreto	Para ladrillos	U	3	9
6	Disco de corte de acero	Para angulos y planchas	U	3	18
1	Disco de pulido de acero	Para angulos y planchas	U	5	5
1	Broca para concreto	Para orificio en ladrillo	U	0,6	0,6
1	Broca HSS 3/16"	Para remaches	U	1,5	1,5
2	Lija de hierro N 60 Norton	Conjunto	U	0,75	1,5
1	Pistola para silicon	Para accesorios de entrada y salida de agua	U	3,38	3,38
62	Energia electrica	Utilizada en las horas de trabajo	Kwh	0,04	2,48
1	Remachador a Stanley	Para recolector y chimenea	U	6	6
Subtotal					47,46
IVA					5,69
Total					53,16

Tabla 7.2. Mano de obra indirecta

Cantidad	Detalle	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
30	Director	horas	15	450
30	Codirector	horas	15	450
4	Transporte	horas	8	32
Subtotal				932
IVA				111,84
Total				1043,84

Tabla 7.3. Imprevistos

Detalle	Observación	Valor MOI	Valor Total
Imprevistos	10% Mano de obra indirecta	1043,84	104,38

4.13.24.15.2 Costos de producción.

4.1.1.2 Son todos aquellos rubros que intervienen en el proceso de implementación del bien o servicio, que en nuestro caso se lo presenta en la siguiente Tabla 7.4.

Tabla 7.4. Costos de producción

<i>Detalle</i>	<i>Año 0</i>
Costo de materia prima directa	<i>628,13</i>
Costo de mano de obra directa	<i>441,50</i>
Costo de materiales indirectos	<i>53,16</i>
Costo de mano de obra indirecta	<i>1043,84</i>
Imprevistos	<i>104,384</i>
Costo Total	<i>2271,01</i>

4.13.34.15.3 Depreciación.

4.1.1.3 Para el cálculo de la depreciación de la cámara se realiza las siguientes consideraciones:

4.1.1.4

- Se establece la depreciación por tasa constante debido a que éste es un método sumamente aproximado para maquinaria industrial como es el caso de las calderas.
- Número de años de vida útil del equipo: 10 años
- Número de años máximo a depreciarse: $n = 5$ años.
- Valor inicial del equipo: $V_o = 2500$ USD
- Valor final del equipo: $V_r = 500$ USD

4.1.1.5 Dicho esto se calcula la tasa de depreciación:

$$\phi = 1 - \sqrt[n]{\frac{V_f}{V_o}}$$

$$\phi = 0,27522034$$

La depreciación del periodo a_i es:

$$a_i = \phi * V_i$$

Donde V_i es el valor final del periodo.

Elaboramos una tabla para el número de años de vida útil del sistema de combustión. Ver Tabla 7.5.

Tabla 7.5. Depreciación por tasa constante

Años	Ai	vi
0	X	2500
1	688,05085	1811,95
2	498,6852611	1313,26
3	361,436934	951,83
4	261,9621381	689,86
5	189,8648294	499,99

Graficando la tabla anterior se obtiene el siguiente gráfico:

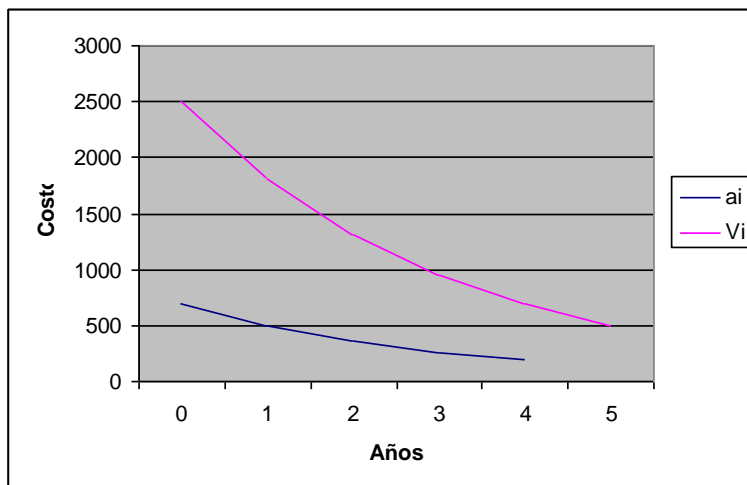


Figura 7.1. Depreciación del equipo

4.144.16 Análisis financiero.

4.14.14.16.1 Ingresos

En el caso del presente proyecto se considera como ingresos a la inversión inicial y se considera ingresos también al costo de los kilovatios generados por el dispositivo, en función del calor generado por la cámara de combustión.

El valor de servicio se lo obtiene de forma anual, en función de la potencia del caracterizador, de las horas de uso y del costo anual del kilovatio hora. Ver Tabla 7.6.

La inversión inicial es igual al costo total de producción, en este caso dicho valor aproximado es de 2270 USD como se muestra en la Tabla 7.7.

Tabla 7.6. Valor del servicio anual

Periodo	Potencia(KW)	Horas Anuales de uso	Costo energia(USD/KWh)	Servicio(USD)
0	6,5	0	0,08	0
1	6,5	480	0,10	324,48
2	6,5	480	0,13	421,82
3	6,5	480	0,17	548,37
4	6,5	480	0,23	712,88
5	6,5	480	0,30	926,75
6	6,5	480	0,39	1204,77
7	6,5	480	0,50	1566,20
8	6,5	480	0,65	2036,06
9	6,5	480	0,85	2646,88
10	6,5	480	1,10	3440,95

Tabla 7.7. Ingresos

Ingresos			
Período	Inversión (USD)	Servicio (USD)	Total (USD)
0	2270	0	2270,00
1	0	199,68	324,48
2	0	259,58	421,82
3	0	337,46	548,37
4	0	438,70	712,88
5	0	570,31	926,75
6	0	741,40	1204,77
7	0	963,82	1566,20
8	0	1252,96	2036,06
9	0	1628,85	2646,88
10	0	2117,51	3440,95
			13829,17

4.14.24.16.2 Egresos.

Se toma en cuenta una cuota anual para recuperar la inversión, y otros costos de mantenimiento, insumos y repuestos. Ver Anexo A, Tabla A.3.

4.14.34.16.3 Flujo de caja neto.

Haciendo una evaluación de ingresos y egresos se obtiene el FCN que es un indicador financiero importante que permite determinar la rentabilidad de este proyecto, como se ve en la Tabla 7.8.

Tabla 7.8. Flujo de caja neto

FCN			
Período	Ingresos (USD)	Egresos (USD)	FCN (USD)
0	-2270,00	0	-2270
1	324,48	95	229,48
2	421,82	95,35	326,47
3	548,37	95,72	452,65
4	712,88	96,10	616,78
5	926,75	96,51	830,24
6	1204,77	96,93	1107,84
7	1566,20	97,38	1468,82
8	2036,06	97,85	1938,21
9	2646,88	98,34	2548,54
10	3440,95	98,86	3342,09

4.14.44.16.4 Tasa interna de retorno (TIR) y valor actual neto (VAN).

Ambos son indicadores económicos de la rentabilidad del proyecto. El valor de dichos indicadores se obtuvo a partir de funciones utilizadas en EXCEL. Estos valores se muestran a continuación.

TIR
29,29%

VAN
\$ 4.137,92

Un valor del TIR del 29,29% significa una recuperación de la inversión en un período menor al de su vida útil que es de 10 años como se mencionó anteriormente. El valor del VAN de igual forma es prometedor ya que es positivo y significa una pronta recuperación del capital inicial. Cabe mencionar que el proyecto no se realizó con fines económicos, mas bien con fines de investigación, de todas formas se realizó el análisis financiero en función de la energía liberada por la combustión de biomasa y que fue aprovechada por el intercambiador de calor.

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO.....	xvi
7.1 Análisis económico.....	xvi

7.1.1	Determinación de costos.	xvi
7.1.2	Costos de producción.	ii
7.1.3	Depreciación.	iii
7.2	Análisis financiero.	iv
7.2.1	Ingreso.	iv
7.2.2	Egresos.	vi
7.2.3	Flujo de caja neto.	vi
7.2.4	Tasa interna de retorno (TIR) y valor actual neto (VAN).	vi

CAPÍTULO 8

5

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1 Conclusiones.

- Se diseño y construyo un sistema de combustión para la caracterización de biomasa residual para el laboratorio de energías renovables del DECEM.
- Se empleo el caracterizador como banco de pruebas para el estudio y comprensión de la combustión de la cascarilla de arroz, eucalipto y hierba.
- Se determinó experimentalmente el poder calorífico de varias muestras de biomasa residual seca y húmeda como la cascarilla de arroz, eucalipto

y hierba, con los resultados obtenidos se elaboró una curva característica del funcionamiento del equipo.

- Se comparó los resultados obtenidos en el caracterizador de biomasa con los valores arrojados del ensayo de la bomba calorimétrica adiabática, y se demostró que el equipo es fiable en la obtención de poderes caloríficos de cualquier residuo vegetal, pudiendo ser usados estos en cualquier estudio.
- Se obtuvo una eficiencia térmica de 68,78% para el intercambiador de calor.
- La combustión es eficiente dentro de la cámara, al tratar de alcanzar un proceso adiabático, mediante el uso de aislamiento térmico alrededor de la cámara.
- La capacidad máxima de combustión de la cámara es de 9,93 kW, este valor fue registrado usando eucalipto.

8.2 Recomendaciones.

- Utilizar la guía propuesta de práctica de laboratorio para un correcto manejo del caracterizador de biomasa residual.
- Utilizar residuos agrícolas secos para mejorar su combustión, ya que el porcentaje de humedad disminuye el poder calorífico de las muestras.
- Es necesario utilizar el respectivo equipo de seguridad industrial, para evitar posibles daños físicos.
- Concienciar a las personas acerca del uso de responsable de desechos secundarios de la agricultura o forestación con fines energéticos.
- El sensor de temperatura láser es muy delicado y se debe tener precaución de no medir directamente temperaturas de flama, gases y líquidos.
- En caso de futuros proyectos se recomienda recirculación de los gases de combustión evacuados por la chimenea para aprovechamiento energético.
- Finalmente se recomienda diseñar un aislamiento para la caja del intercambiador y chimenea, disminuyendo considerablemente las pérdidas de calor, a su vez mejorando la eficiencia térmica del sistema.

6.1

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	viii
8.1 Conclusiones.	viii
8.2 Recomendaciones.	ix

Lignocelulósica

Pedregosidad

Esporulan

Los secaderos rotatorios de tipo Trommel

DENSIFICACIÓN:

"procesos termoquímicos" y los "procesos bioquímicos".

]}vortice

Tabla A.1 Materia prima directa

Cantidad	Detalle	Observación	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Plancha de tol 3mm 4x8x3	Caja interior de camara e intercambiador	u	110	110
1	Plancha de tol 2mm	Caja exterior de intercambiador y transicion a chimenea	u	60	60
1	Plancha de tol 1mm	Caja exterior de camara, chimenea, recolector	u	30	30
12	Angulo	Estructura conjunto	m	3	36
18	Varilla de construccion 8mm	Parrilla	m	0,62	11,25
1	Malla de aluminio	Parrilla	u	2,93	2,93
24	Ladrillo Refractario 9x4-1/2x1-1/4	Camara	u	2,77	66,48
1	Arcilla Refractaria	Camara	u	20	20
2	Electrodo 6011	Conjunto	Kg	3	6
2	Electrodo 6013	Conjunto	Kg	4	8
1	Fondo Uniprimer	Conjunto	Gl	25,75	25,75
3	Spray Alta Temperatura	Conjunto	u	3,77	11,30
1	Diluyente Tecni Thinner Laca	Conjunto	Lt	4,02	4,02
	Masilla	Conjunto	u		0
50	Remaches 3/16" x 3/4"	Chimenea y recolector	u	0,05	2,68
18	Tubo Galvanizado 1"	Intercambiador	m	5	90
4	Codos 90° 1"	Intercambiador	m	0,77	3,08
4	Tee 1"	Intercambiador	u	1	4
8	Neplos 1" x 5cm	Intercambiador	u	0,91	7,28
2	Cruz 1"	Intercambiador	u	1,7	3,4
2	Adaptador Plastigama 1/2"	Alimentacion y despacho de agua	u	0,19	0,37
4	Bushing 1" a 1/2"	Alimentacion y despacho de agua	u	0,68	2,71
4	Union 1"	Alimentacion y despacho de agua	u	0,89	3,57
1	Valvula Esfera	Despacho de agua	u	2,67	2,67
1	Teflon normal	Alimentacion y despacho de agua	u	0,45	0,45
2	Teflon termico	Intercambiador	rollo	0,55	1,10
1	Silicon normal	Alimentacion y despacho de agua	u	1,78	1,78
1	Silicon rojo	Intercambiador	u	6	6
8	Lana de vidrio	Camara	m ²	5	40
				Subtotal	560,83
				IVA	67,30
				Total	628,13

Tabla A.2. Mano de Obra Directa

Cantidad	Detalle	Observación	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
60	Corte de plancha de tol	Cortes de planchas de 3, 2 y 1 en conjunto	u	0,4	24
20	Corte de angulos	Cortes de angulos para estructura de conjunto	u	0,3	6
26	Corte de varillas	Cortes de varilla para parrilla	u	0,2	5,2
22	Doblado de planchas	Dobleses de planchas de tol	u	0,2	4,4
5	Esmerilado de aristas	Esmerilado en general	horas	1	5
65	Soldadura	Soldadura en general	cordón	0,4	26
5	Corte de ladrillos	Corte de orificios y divisiones	cortes	0,2	1
5	Masillado	Masillado del conjunto	horas	1	5
5	Pintura	Pintura de fondo y superficie	horas	2	10
40	Taladrado de orificios para remaches	Orificios taladrados en planchas de recolector y chimenea	perforada	0,02	0,8
40	Remachado	En Chimenea y recolector	remachada	0,02	0,8
3	Enlucida	Ladrillos con arcilla refractaria	horas	1	3
2	Lijado	Conjunto	horas	1	2
35	Doblado de tubos	Tubos del intercambiador	dobles	2	70
14	Roscado	Roscado de tubos	rosca	2	28

2	Ensamblaje de intercambiador	Siliconado, teflonado y ajuste de tubos	horas	1	2
1	Limpieza de equipo	Limpieza del conjunto	horas	1	1
50	Honorario estudiante 1	Patricio Gallardo	horas	2	100
50	Honorario estudiante 2	Erick Paredes	horas	2	100
				Subtotal	394,2
				IVA	47,30
				Total	441,50

Tabla A.3. Egresos

Egresos					
Período	Recuperación de Inversión (USD)	Mantenimiento (USD)	Repuestos (USD)	Insumos (USD)	Total (USD)
0	0	0	0	0	0,00
1	227,00	10,00	20,00	10,00	267,00
2	227,00	10,50	0,00	10,00	247,50
3	227,00	11,03	20,00	10,00	268,03
4	227,00	11,58	0,00	10,00	248,58
5	227,00	12,16	20,00	10,00	269,16
6	227,00	12,76	0,00	10,00	249,76
7	227,00	13,40	20,00	10,00	270,40
8	227,00	14,07	0,00	10,00	251,07
9	227,00	14,77	20,00	10,00	271,77
10	227,00	15,51	40,00	10,00	292,51
					2635,78

Anexo A

**TABLAS USADAS EN EL ANÁLISIS ECONÓMICO Y
FINANCIERO**

ANEXO B.

CRONOGRAMA VALORADO DE PROGRAMACIÓN

ANEXO C.

PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN EL SERPENTÍN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

En la siguiente figura se muestra un esquema de uno de los serpentines del intercambiador de calor:

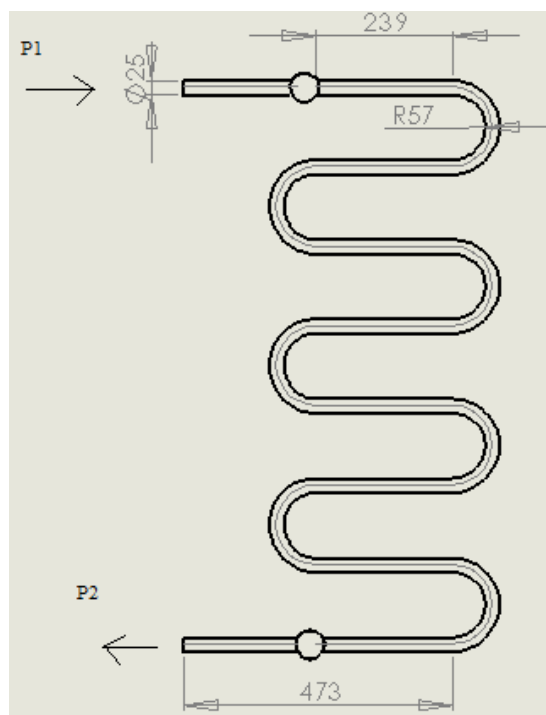


Figura C.1 Serpentín del intercambiador de calor.

Con lo que se procede realizar el estudio de perdidas de presiones en el sistema.

Factor de fricción f , para tuberías de 1 plg⁵⁵.

$$f := 0.023$$

Diámetro de la tubería:

$$D := 0.083 \text{ ft}$$

Longitud del tramo recto del serpentín:

$$L1 := 7.83 \text{ ft}$$

Gravedad:

$$g := 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

Velocidad de flujo:

$$V := 3.3 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

La pérdida de energía total en el serpentín es, la sumatoria de pérdidas en la línea recta más la sumatoria de pérdidas en los codos, por lo tanto:

Pérdida de energía en la línea recta:

$$hL1 := f \cdot \frac{L1}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$hL1 = 0.367 \text{ ft}$$

⁵⁵ L. Mott Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Tabla 10.5 Factor de fricción en la zona de turbulencia completa para conductos de acero comercial nuevo y limpio, p 284

Ya que existen 8 pasos de la línea recta, la pérdida de energía total es:

$$hL_{total1} := 8 \cdot hL1$$

$$hL_{total1} = 2.935 \quad \text{ft}$$

Para analizar las uniones en U es importante conocer todas sus dimensiones:

Radio a la línea del centro del conducto:

$$r := 0.19 \quad \text{ft}$$

Para poder encontrar la relación Le/D es necesario entrar en la gráfica de resistencia a los codos de tubería, de donde se obtiene el valor de⁵⁶:

$$\text{relación} := \frac{r}{D}$$

$$\text{relación} = 2.289$$

Por lo que el valor de Le/D es:

$$\text{valor} := 12$$

La pérdida de energía en el canal en U es:

$$hL2 := f \cdot \text{valor} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$hL2 = 0.047 \quad \text{ft}$$

Ya que existen 7 canales en U la pérdida de energía total en este accesorio es:

$$hL_{total2} := 7 \cdot hL2$$

$$hL_{total2} = 0.327 \quad \text{ft}$$

⁵⁶ L. Mott Robert, Mecánica de fluidos aplicad, Figura 10.23, p 286

Por lo que la pérdida de presión es la diferencia de presiones = P1 - P2, de donde:

Peso específico del agua:

$$\gamma := 64 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\text{Diferencia} := \gamma \cdot (\text{hLtotal1} + \text{hLtotal2})$$

$$\text{Diferencia} = 208.764 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$$

$$\mathbf{P1 - P2 = 1.45 \text{ psi}}$$

Por lo que en toda la batería del intercambiador de calor las pérdidas serán de **7.25 psi**, que es aceptable para el tipo de aplicación del banco de pruebas.

ANEXO D

GUÍA E INFORME DE PRÁCTICA DEL LABORATORIO DE ENERGÍAS RENOVABLES

GUÍA DE PRÁCTICA DE LABORATORIO

Tema: Caracterización térmica de biomasa residual

Objetivos

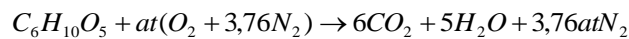
Objetivo General.

- Determinar el poder calorífico de varias muestras de biomasa residual.

Objetivos Específicos.

- Determinar la eficiencia térmica del intercambiador de calor multitubos.

- Obtener una línea característica para obtener el poder calorífico de cualquier muestra de biomasa residual en función del calor neto (calor sensible del agua que ingresa y sale del intercambiador).
- Determinar la relación aire combustible basándose en la ecuación química de combustión de la celulosa, y determinar la cantidad de aire necesario para un flujo másico de biomasa de 200g cada 5 minutos.



Materiales y equipo.

Materiales.

- Agua.
- Biomasa residual. (Cascarilla de arroz, eucalipto, hierba).
- Guaípe.
- Leña.
- Diesel.

6.2 Equipo.

- Sensor láser de temperatura.
- Termómetro de mercurio.
- Balanza.
- Caracterizador de biomasa residual.
- Venterol de 63.5 mm de diámetro.
- Manguera.
- Guantes térmicos.

Procedimiento.

A continuación se detalla la secuencia seguida para realizar las pruebas del sistema.

- k** Ensamblar el equipo caracterizador de biomasa residual.
 - Colocar la cámara de combustión con la caja del intercambiador de calor.
 - Ubicar la chimenea sobre la caja del intercambiador de calor, en la figura 1 se muestra el sistema armado hasta es punto:

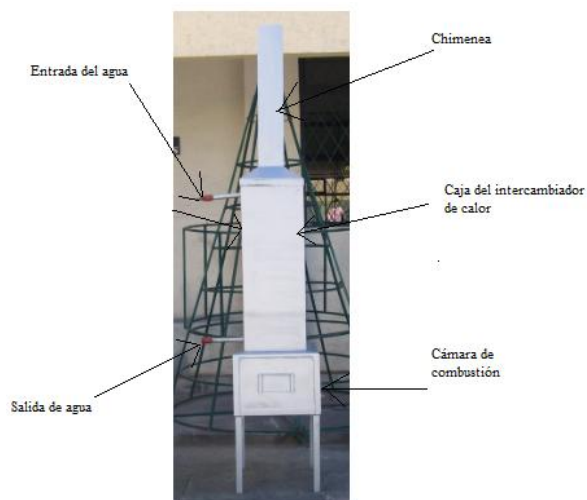


Figura 1. Caracterizador de biomasa residual.

- I Realizar la respectiva conexión desde la red pública de agua potable a la entrada de agua que se muestra en la figura 1.
- m Regular el caudal con la ayuda de la válvula de bola a la conveniencia de las pruebas a realizar, en el presente estudio se trabajó con un caudal de 25 ml/s, en la figura 2 se muestra el caudal de salida del intercambiador de calor:



Figura 2 Caudal a la salida del intercambiador.

- n Conectar el venterol a la cámara de combustión, como se muestra en la figura 3.



Figura 3 Venterol acoplado a la cámara de combustión.

- o Pesar con una balanza la cantidad necesaria de biomasa residual a ser caracterizada (200g).
- p Iniciar la combustión utilizando leños de madera y guaipe remojado en diesel.



Figura 4 Combustión de leños.

- q Introducir la cantidad pesada de 200g de biomasa residual a ser caracterizada, 6 veces cada 5 minutos.
- r Usando el sensor láser de temperatura como se muestra en la figura 5 y el termómetro de mercurio como se muestra en la figura 6, medir:

- Temperatura ambiente.
- Temperatura a la entrada de agua.
- Temperatura a la salida de agua.
- Temperatura exterior de cámara de combustión.
- Temperatura interior de la cámara de combustión.
- Temperatura de pared exterior de la caja del intercambiador de calor.
- Temperatura de pared exterior de chimenea.



Figura 5. Medición de temperaturas utilizando sensor láser.



Figura 6. Medición de temperaturas utilizando termómetro de mercurio.

- s** Determinar los valores geométricos necesarios para el análisis de las pérdidas de calor
- t** Repetir el proceso detallado anteriormente, para otro tipo de biomasa residual a ser caracterizada.
- u** Analizar y comparar datos, resultados obtenidos a partir de las temperaturas tabuladas.

INFORME DE PRÁCTICA

Tema: Caracterización térmica de biomasa residual

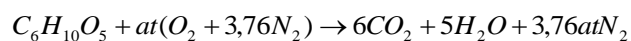
1. Objetivos

Objetivo General.

- Determinar el poder calorífico de varias muestras de biomasa residual.

Objetivos Específicos.

- Determinar la eficiencia térmica del intercambiador de calor multitubos.
- Obtener una línea característica para obtener el poder calorífico de cualquier muestra de biomasa residual en función del calor neto (calor sensible del agua que ingresa y sale del intercambiador).
- Determinar la relación aire combustible basándose en la ecuación química de combustión de la celulosa.



2. Materiales y equipo.

Materiales.

- Agua.
- Biomasa residual. (Cascarilla de arroz, eucalipto, hierba).
- Guaípe.
- Leña.
- Diesel.

6.3 Equipo.

- Sensor láser de temperatura.
- Termómetro de mercurio.
- Balanza.
- Caracterizador de biomasa residual.
- Venterol de 63.5 mm de diámetro.
- Manguera.
- Guantes térmicos.

3. Procedimiento.

A continuación se detalla la secuencia seguida para realizar las pruebas del sistema.

- v Ensamblar el equipo caracterizador de biomasa residual.
 - Colocar la cámara de combustión con la caja del intercambiador de calor.
 - Ubicar la chimenea sobre la caja del intercambiador de calor, en la figura 1 se muestra el sistema armado hasta es punto:

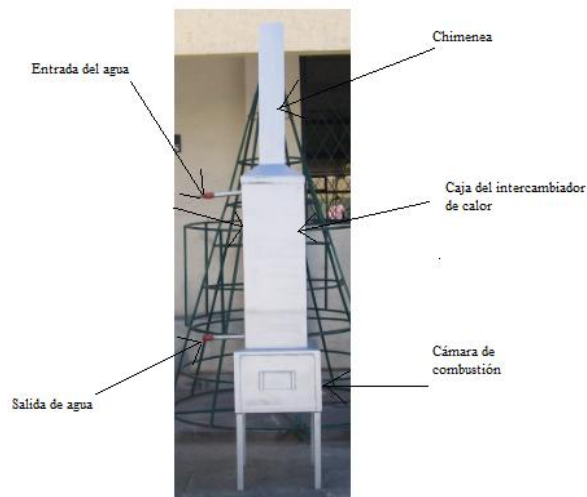


Figura 1. Caracterizador de biomasa residual.

- w Realizar la respectiva conexión desde la red pública de agua potable a la entrada de agua que se muestra en la figura 1.
- x Regular el caudal con la ayuda de la válvula de bola a la conveniencia de las pruebas a realizar, en el presente estudio se trabajó con un caudal de 25 ml/s, en la figura 2 se muestra el caudal de salida del intercambiador de calor:



Figura 2 Caudal a la salida del intercambiador.

- y Conectar el venterol a la cámara de combustión, como se muestra en la figura 3.



Figura 3 Venterol acoplado a la cámara de combustión.

- z Pesar con una balanza la cantidad necesaria de biomasa residual a ser caracterizada (200g).
- aa Iniciar la combustión utilizando leños de madera y guaipe remojado en diesel.



Figura 4 Combustión de leños.

- bb** Introducir la cantidad pesada de 200g de biomasa residual a ser caracterizada, 6 veces cada 5 minutos.
- cc** Usando el sensor láser de temperatura como se muestra en la figura 5 y el termómetro de mercurio como se muestra en la figura 6, medir:
- Temperatura ambiente.
 - Temperatura a la entrada de agua.
 - Temperatura a la salida de agua.
 - Temperatura exterior de cámara de combustión.
 - Temperatura interior de la cámara de combustión.
 - Temperatura de pared exterior de la caja del intercambiador de calor.
 - Temperatura de pared exterior de chimenea.



Figura 5. Medición de temperaturas utilizando sensor láser.



Figura 6. Medición de temperaturas utilizando termómetro de mercurio.

- dd Determinar los valores geométricos necesarios para el análisis de las pérdidas de calor
- ee Repetir el proceso detallado anteriormente, para otro tipo de biomasa residual a ser caracterizada.
- ff Analizar y comparar datos, resultados obtenidos a partir de las temperaturas tabuladas.

4. Tabulación de datos

Tipo de Combustible:		<i>Cascarilla</i>							
Tiempo (min)	Masa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)	
5	200	18	72	52,2	359,2	107,2	91,2	25	
10	200	18	66	50,7	277,4	93,6	93,8	25	
15	200	18	70	50,6	356,5	105	93,1	25	
20	200	18	58	50,2	328,4	92,8	66,8	25	
25	200	18	60	50,2	298,7	95,6	71,1	25	
30	200	18	50	47	257,9	79,7	70,2	25	

Tipo de Combustible:		<i>Hierba</i>							
Tiempo (min)	Masa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)	
5	200	18	54	47,7	247,5	82,1	58,9	25	
10	200	18	42	42,8	235,4	72,5	64,3	25	
15	200	18	46	40,6	281	75,5	72,5	25	
20	200	18	64	42,3	294,5	87,1	64,1	25	
25	200	18	50	43,7	246,5	76,8	59,5	25	
30	200	18	52	41,4	270,3	81,9	57,3	25	

Tipo de Combustible: <i>Eucalipto</i>								
Tiempo (min)	Masa (g)	Temp. H2O entrada (C)	Temp. H2O salida (C)	Temp. Cámara exterior (C)	Temp. Cámara interior	Temp. Intercambiador	Temp. Salida de gases (C)	Caudal de H2O (ml/seg)
5	200	18	74	50	380,1	101,1	77,6	25
10	200	18	80	45,1	417,8	115,4	80,5	25
15	200	18	64	49,9	401,1	92,5	69,9	25
20	200	18	70	47	387,2	94,8	66,5	25
25	200	18	80	37	361,8	95,6	93,1	25
30	200	18	80	46,7	328,5	91,5	62,9	25

5. Análisis de datos

Ejemplo de cálculo

Para encontrar el poder calorífico de cada tipo de biomasa es necesario realizar un balance energético del sistema, donde el calor es generado por la combustión de biomasa residual y es aprovechado parcialmente en el intercambiador de calor, y el resto es perdido a través de las paredes y en los gases de escape, como se muestra a continuación:

$$\dot{m} * P_c = Q_{pc} + Q_{pi} + Q_{pch} + Q_n + Q_{es}$$

Donde:

- \dot{m} es flujo másico de biomasa residual.
- P_c es poder calorífico de biomasa residual.
- Q_{pc} es calor perdido a través de las paredes de cámara.
- Q_{pi} es calor perdido en las paredes del intercambiador de calor.
- Q_{pch} es calor perdido en las paredes de la chimenea.
- Q_n es calor utilizado para calentar el agua.
- Q_{es} es el calor desechado en los gases de escape.

6.4

6.5 Pérdida de calor por paredes de cámara.

Cámara de combustión:

Para determinar las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara de combustión es necesario considerar ciertas constantes y espesores relacionados con los aislamientos usados para la construcción de dicha cámara

$$k_{\text{acero}} := 37.7 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Tabla A.1. Propiedades Termofísicas de sólidos metálicos seleccionados. INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, p 827

$$k_{\text{ladrillo}} := 1.0 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Constante de conducción de calor del Ladrillo Refractario, cocido a 2426 F, Tabla C.2 Conductividad térmica de no metales.

$$k_{\text{lana}} := 0.03 \quad \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Tabla A.3. Propiedades Termofísicas de materiales comunes. INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, p 834

También es necesario considerar las dimensiones superficiales de las paredes de la cámara para poder determinar áreas a través de las cuales se da la transferencia de calor hacia los alrededores.

También es necesario considerar las dimensiones superficiales de las paredes de la cámara para poder determinar áreas a través de las cuales se da la transferencia de calor hacia los alrededores.

Pared plana 1:

$$h := 343 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Altura de la Paredes de la Cámara de Combustión.

$$l_{\text{cara1}} := 517 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

Longitud de la Cara 1 de la Cámara de Combustión.

$$A1 := h \cdot l_{\text{cara1}}$$

$$A1 = 0.177 \quad \text{m}^2$$

Área de la Cara 1 de la Cámara de Combustión.

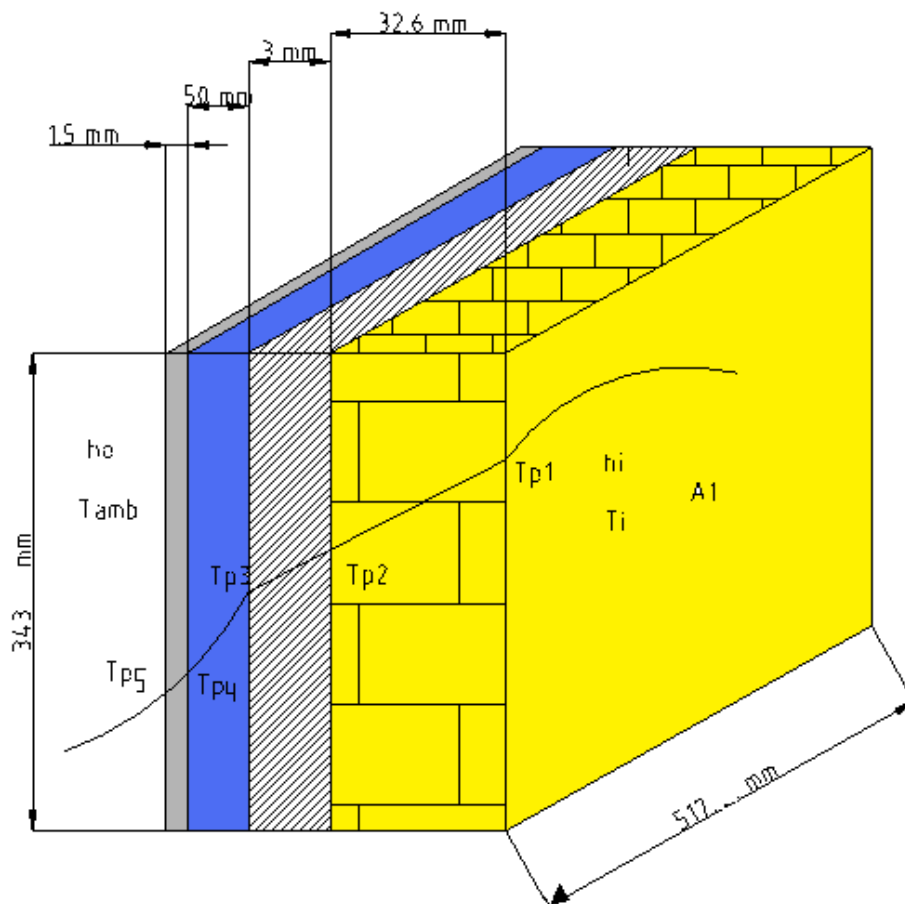


Figura 7 Flujo de calor en la cara 1 de la cámara de combustión.

Pared Plana 2:

$l_{cara2} := 452 \cdot 10^{-3}$ m Longitud de la Cara 2 de la Cámara de Combustión.

$A2 := h \cdot l_{cara2}$

$A2 = 0.155$ m² Área de la Cara 2 de la Cámara de Combustión.

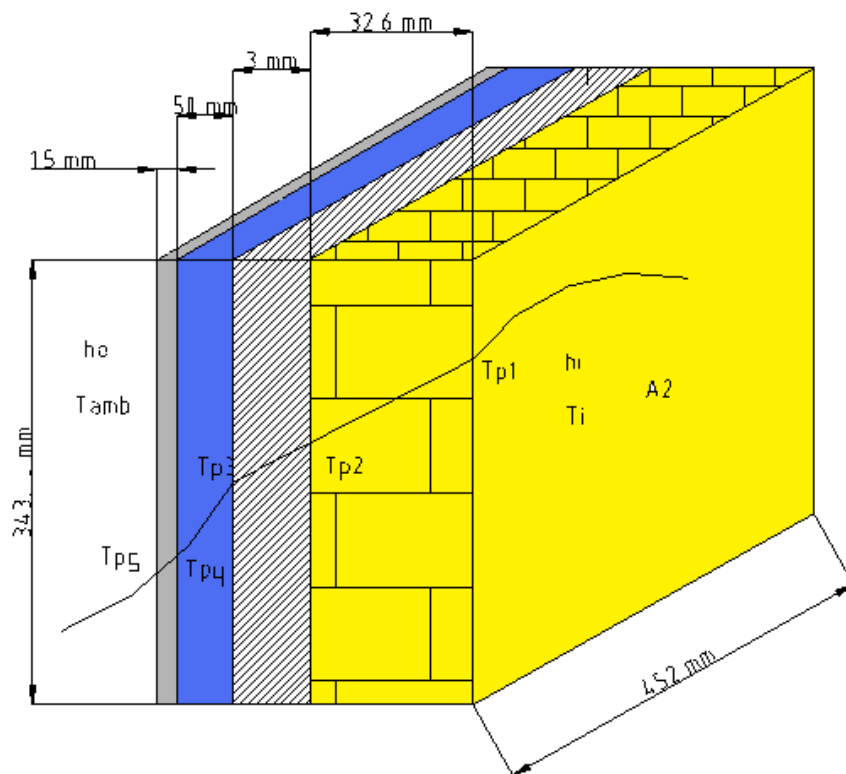


Figura 8 Flujo de calor en la cara 2 de la cámara de combustión.

Una vez que se tiene las dimensiones de ambas paredes se puede calcular el área total

$$A_{Total} := 2A1 + 2A2$$

$$A_{Total} = 0.665 \text{ m}^2$$

A continuación se detallan los datos de temperaturas y espesores y se reemplazan en la fórmula del calor como se muestra.

Espesores:

$$t_{ladrillo} := 32.6 \cdot 10^{-3}$$

π Espesor del Ladrillo Refractario.

$$t_{acero} := 3 \cdot 10^{-3}$$

π Espesor de la primera plancha de tol A-36.

$$t_{lana} := 50 \cdot 10^{-3}$$

π Espesor de la lana de vidrio.

$$t_{acero2} := 1.15 \cdot 10^{-3}$$

$T_{p1} := 359.2 + 27$ K Temperatura de interior de pared, dato experimental.
 Espesor de la segunda
 plancha de tol.

m

$T_{p1} = 632.2$ K

$T_{pext} := 52.2 + 27$ K Temperatura exterior de pared, dato experimental.

$T_{pext} = 325.2$ K

$$Q_{pc} := \frac{T_{p1} - T_{pext}}{\frac{t_{ladrillo}}{k_{ladrillo} \cdot A_{total}} + \frac{t_{cero}}{k_{cero} \cdot A_{total}} + \frac{t_{lana}}{k_{lana} \cdot A_{total}} + \frac{t_{cero2}}{k_{cero} \cdot A_{total}}}$$

$Q_{pc} = 151.474$ W

En el caso del intercambiador de calor se realiza el análisis obteniendo valores de calor perdido desde la pared exterior de la caja del intercambiador al medio ambiente con un coeficiente de convección $h_o = 5,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ que se utilizó para el diseño de la cámara en base a una temperatura ambiente $T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$. La geometría también se toma en cuenta ya que el calor va a ser emitido desde la superficie exterior de la caja.

Intercambiador de calor:

$T_{amb} := 22 + 27^{\circ}$

Temperatura ambiente

$T_{amb} = 295 \quad K$

$h_o := 5.2 \quad \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Coefficiente de convección exterior

Geometría:

$alturaIC := 1126 \cdot 10^{-3} \quad m$

Altura de la caja del intercambiador de calor.

$largoIC := 480 \cdot 10^{-3} \quad m$

Largo de la caja del intercambiador de calor.

$anchoIC := 409.4510^{-3} \quad m$

Ancho de la caja del intercambiador de calor.

$AIC1 := alturaIC \cdot largoIC$

Área de la pared 1 de la caja del intercambiador de calor.

$AIC1 = 0.54 \quad m^2$

$AIC2 := alturaIC \cdot anchoIC$

Área de la pared 2 de la caja del intercambiador de calor.

$AIC2 = 0.461 \quad m^2$

$AcajaIC := 2 \cdot AIC1 + 2 \cdot AIC2$

Área total de la caja del intercambiador de calor.

$AcajaIC = 2.003 \quad m^2$

$T_{pextIC} := 107.2 + 27^{\circ} \quad K$

Temperatura de pared exterior del intercambiador de calor.

$T_{pextIC} = 380.2$

xxiv

$Q_{pi} := h_o \cdot AcajaIC \cdot (T_{pextIC} - T_{amb})$
 $Q_{pi} = 887.427 \quad W$

Calor perdido desde la caja del intercambiador

De igual forma que en el intercambiador, en el caso de la chimenea el análisis es muy parecido ya que se utiliza el mismo coeficiente de convección exterior h_o .

Chimenea:

Geometría:

$$\text{Largochim} := 980 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchochim1} := 230 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchochim2} := 172 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Achim} := \text{Largochim} \cdot \text{Anchochim1} + \text{Largochim} \cdot \text{Anchochim2}$$

$$\text{Achim} = 0.394 \quad \text{m}^2 \quad \text{Área chimenea.}$$

$$\text{Tectch} := 91.2 + 27 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura exterior de la chimenea}$$

$$\text{Tectch} = 364.2$$

$$\text{Qchim} := h_o \cdot \text{Achim} \cdot (\text{Tectch} - \text{Tamb}) \quad \text{Calor perdido desde la pared de la chimenea}$$

$$\text{Qchim} = 141.763 \quad \text{W}$$

Finalmente las pérdidas a considerarse son las de los gases de escape en las cuales intervienen otras variables como las velocidades de los gases que circulan dentro de la cámara.

Gases de Escape:

$T_{salIC} := 383$ K Temperatura a la salida del intercambiador de calor.

$T_{salCH} := 363$ K

$T_{salCH} = 363$ K

$V_g := 0.4$ $\frac{m}{s}$ Velocidad de gases que circulan por el intercambiador de calor, según Secadores con Aire Caliente y Chimeneas, p 8.2

$V_{gases} := 6$ $\frac{m}{s}$ Velocidad de gases a la salida de la chimenea, según Secadores con Aire Caliente y Chimeneas, p 8.2

$T_{bCH} := \frac{T_{salIC} + T_{salCH}}{2}$ Temperatura media volumétrica en la chimenea.

$T_{bCH} = 373$ K

Obtenemos las propiedades del aire a esta temperatura. (T_{bCH}):

Poder Calorífico, Cp:

$T_{sup} := 400$ K $c_{psup} := 1.011 \cdot 10^3$ $\frac{J}{kg \cdot K}$
 $T_{inf} := 350$ K $c_{pinf} := 1.009 \cdot 10^3$ $\frac{J}{kg \cdot K}$

Tabla A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica, aire. INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, p 839.

$$c_{pCH} := \frac{c_{pinf} \cdot T_{bCH} - c_{pinf} \cdot T_{sup} + c_{psup} \cdot T_{inf} - c_{psup} \cdot T_{bCH}}{T_{inf} - T_{sup}}$$

$$c_{pCH} = 1.01 \times 10^3 \quad \frac{J}{kg \cdot K}$$

Densidad:

$$T_{sup} := 400 \quad K \quad \rho_{sup} := 0.823 \quad \frac{kg}{m^3}$$

$$T_{inf} := 350 \quad K \quad \rho_{inf} := 0.995 \quad \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{CH} := \frac{\rho_{inf} \cdot T_{bCH} - \rho_{inf} \cdot T_{sup} + \rho_{sup} \cdot T_{inf} - \rho_{sup} \cdot T_{bCH}}{T_{inf} - T_{sup}} \quad \frac{kg}{m^3}$$

Tabla A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica, aire. INCROPERA Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, p 839.

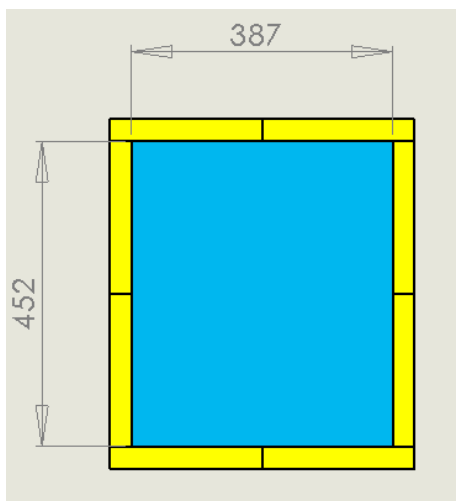


Figura 9 Esquema del área interior de la cámara de combustión

Geometría:

$$\text{Largoint} := 452 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Anchoint} := 387 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\text{Aint} := \text{Largoint} \cdot \text{Anchoint} \quad \text{Área interior del la cámara de combustión.}$$

$$\text{Aint} = 0.175 \quad \text{m}^2$$

$$\text{Pint} := 2 \cdot \text{Largoint} + 2 \cdot \text{Anchoint} \quad \text{Perímetro interior del la cámara de combustión.}$$

$$\text{Pint} = 1.678 \quad \text{m}$$

$$\text{caudal} := \text{Aint} \cdot V_g \quad \text{Flujo de aire en el intercambiador.}$$

$$\text{caudal} = 0.07 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{QCH} := \rho_{\text{CH}} \text{caudal} \cdot c_{p\text{CH}} (\text{TsalIC} - \text{TsalCH})$$

$$\text{QCH} = 1.295 \times 10^3 \quad \text{W} \quad \text{Calor perdido por la chimenea.}$$

Una vez calculadas las pérdidas se debe obtener el calor aprovechado por el intercambiador para elevar la temperatura del agua.

Calor neto y poder calorífico

Calor aprovechado:

$$T_{ing} := 18 + 273 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura de ingreso de agua}$$

$$T_{sal} := 72 + 273 \quad \text{K} \quad \text{Temperatura de salida de agua}$$

$$C_{pH_2O} := 4.18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \quad \text{Calor específico del agua}$$

$$\dot{m} := 0.02 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad \text{Caudal}$$

$$Q_n := \dot{m} C_{pH_2O} (T_{sal} - T_{ing})$$

$$Q_n = 5.651 \quad \text{KW} \quad \text{Calor sensible}$$

Con el balance de masa del sistema, despejamos de la ecuación el poder calorífico y reemplazamos los valores de los calores calculados, y el flujo másico de biomasa.

Poder Calorífico para Cascarilla:

$$m_{biomasa} := 0.66 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Caudal másico 200g cada cinco minutos}$$

$$PC := \frac{[Q_{pc} + Q_{pi} + Q_{chim} + Q_{CH} + (Q_n \cdot 10^3)]}{m_{biomasa}}$$

$$PC = 1.161 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{g}}$$

6. Resultados

El mismo análisis anterior se debe realizar para todos los casos es decir, cascarilla, eucalipto, y hierba.

A continuación se detallan los valores de poder calorífico obtenidos en las pruebas del caracterizador.

Datos y constantes

Datos y constantes	
k acero(W/m°K)	37,7
k lana(W/m°K)	0,038
k ladrillo(W/m°K)	1,04
Areatotalcamara(m^2)	0,665
Tladrillo(m)	0,0326
Tacero1(m)	0,003
tlana(m)	0,05
Tacero2(m)	0,00115
Tamb(°C)	22
Areatotalintercam(m^2)	2,003
Ho(W/m^2*K)	5,2
Areatotalchim(m^2)	0,394
V.gases int(m/s)	0,4
V.gases sal(m/s)	6
Densidadgaseschim(Kg/m^3)	0,913
Cpgaseschim(J/Kg°K)	1010
Caudal aire salida(m^3/s)	0,07
Flujo agua(Kg/s)	0,025
Cp agua(KJ/Kg°K)	4,186
Masa de biomasa(Kg/s)	0,00067

Poder Calorífico Cascarilla

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
151,5350904	887,40912	141,77696	903,6874	5651,1	11597,46412
111,8990391	857,20388	140,75256	748,76956	5023,2	10317,57877
150,9921308	864,4948	137,88424	884,32267	5441,8	11213,63394
137,3194207	737,42448	91,78624	1549,1784	4186	10047,53904
122,6595113	766,58816	100,59608	1452,35475	4395,3	10251,12219
104,1001647	600,98012	98,75216	484,11825	3348,8	6951,650217
				Pcprom	10063,16471

Poder Calorífico Hierba Húmeda

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
98,62120866	625,97756	75,60072	1368,44092	3767,4	8899,610808
95,06729123	525,9878	86,66424	400,20442	2511,6	5426,572341
118,6613542	557,2346	103,4644	64,5491	2930,2	5658,335014

124,48583	678,05556	86,25448	1355,5311	4813,9	10582,04943
100,1020076	570,77488	76,83	987,60123	3348,8	7622,351001
112,9849583	623,89444	72,32264	1458,80966	3558,1	8734,800147
				Pcprom	7820,61979

Poder Calorífico Eucalipto

Qpc(W)	Qpi(W)	Qpch(W)	Qes(W)	Qn(W)	Pc(J/gr)
162,9372421	823,87396	113,91328	1387,80565	5860,4	12517,13663
183,9645869	972,81704	119,8548	2123,66539	6488,3	14825,48998
173,3521946	734,2998	98,13752	1329,71146	4813,9	10718,74209
167,9225985	758,25568	91,1716	1697,64133	5441,8	12229,07228
160,321164	766,58816	145,66968	32,27455	6488,3	11384,03831
139,0963794	723,8842	83,79592	1717,00606	6488,3	13721,26321
				Pcprom(J/gr)	12565,95708

Eficiencia del intercambiador

	Qnprom(W)	Pcprom(J/gr)	Qcombustion(W)	Eficiencia
Cascarilla	4674,37	10063,16471	6742,320356	69,32880304
Hierba	3488,33	7820,62	5239,8154	66,57352853
Eucalipto	5930,166667	12565,957	8419,19119	70,43629884
Eficiencia Promedio				68,77954347

Estudio comparativo

Una vez que se obtuvieron los poderes caloríficos de los diferentes tipos de biomasa, se puede comparar dichos valores en gráficos como se muestra en la Figura 6.4. Una vez graficados los puntos en un plano cartesiano se obtuvo una línea de tendencia con su respectiva ecuación que nos permite predecir el poder calorífico de otro tipo de residuos vegetales en base a la diferencia de temperaturas de entrada y salida de agua.

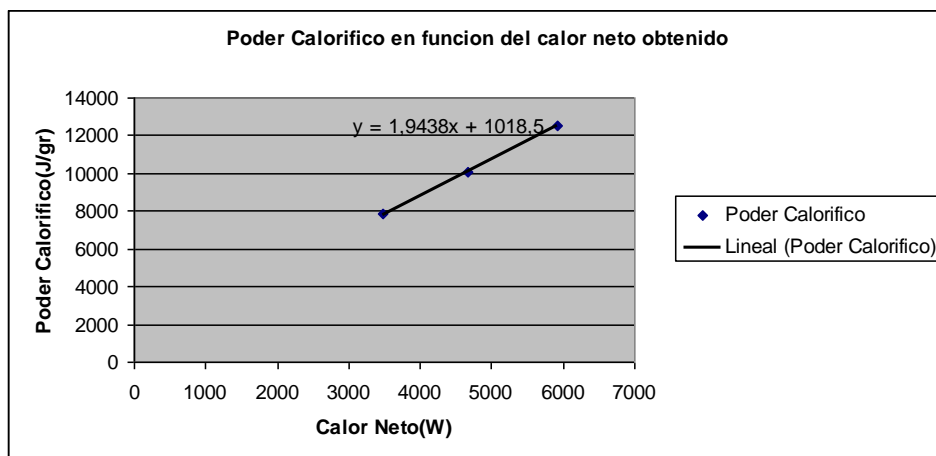


Figura 10 Línea característica del equipo

7. Análisis de resultados

A continuación se muestra una tabla comparativa entre los valores reales y experimentales

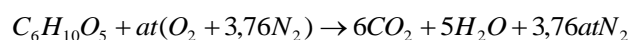
Tabla 6.8 Valores de poder calorífico.

	Pcprom(J/gr)experimental	Pcprom(J/gr)teorico	E%
Cascarilla seca	10063,16471	9249,32	8,798968032
Hierba húmeda	7820,62	7879	0,740956974
Eucalipto húmedo	12565,957	11139,78	12,80255984

Como se puede observar los valores son muy cercanos. El porcentaje de humedad es determinante ya que los residuos vegetales que poseen altos porcentajes de humedad tienen menores poderes caloríficos que los que han sido secados, y tienen un porcentaje de humedad bajo. El porcentaje de humedad se puede determinar pesando la biomasa antes y después del proceso de secado. En nuestros ensayos no se determinó el porcentaje de humedad en la hierba húmeda, ni en el eucalipto seco por lo que los errores sobrepasan el 12% como es el caso del eucalipto. En el caso de la hierba el valor es muy cercano, esto quiere decir que las muestras utilizadas poseían el mismo porcentaje de humedad. De todas formas el poder calorífico que se determinó experimentalmente es totalmente válido ya que se realizó ensayos en la bomba calorimétrica para residuos secos y húmedos y los valores obtenidos en el caracterizador están dentro del rango de poderes caloríficos obtenidos en la bomba calorimétrica para cada tipo de residuo respectivamente.

Relación Aire – Combustible

Para determinar la relación AC es necesario balancear la siguiente ecuación y encontrar el número de moles de aire teórico at.



Para encontrar el coeficiente at es necesario hacer un balance parcial con el oxígeno,

$$5+2at = 12+5$$

$$at = 6$$

se reemplaza el valor de at en la siguiente relación,

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(6 * 4,76 kmol)(29 Kg / kmol)_{aire}}{(6 kmol)(12 Kg / kmol)_C + (10 kmol)(1 Kg / kmol) + (5 kmol)(16 Kg / kmol)_O}$$

$$AC = 5,11 \frac{Kg_{aire}}{Kg_{celulosa}}$$

8. Conclusiones

- Se determinó experimentalmente valores de poderes caloríficos para tres tipos de biomasa con diferentes porcentajes de humedad relativa. Se midió el poder calorífico del eucalipto húmedo, cascarilla seca y hierba húmeda. El poder calorífico mas alto registrado es del eucalipto (12565,957 J/gr), y esto se refleja físicamente en el incremento de temperatura mas alto registrado.
- Se determinó una eficiencia térmica promedio de 68,78%, esto se debe a la falta de aislamiento en la caja del intercambiador y en la chimenea, de todas formas se trata de una eficiencia alta lo que se busca es una combustión eficiente, es por eso que se trata de aproximar a que el proceso sea casi adiabático con los aislamientos alrededor de la cámara.
- Se realizó una regresión con los valores de los poderes caloríficos y calores netos, de forma que se pueden predecir valores de poderes caloríficos en base a la expresión :

$$PC=1,9438(s/gr)Q_n+1018,5(J/gr)$$

- En base a la ecuación química de combustión de celulosa, se determino una relación AC de 5, 11 Kg_{aire}/Kg_{celulosa}.

9. Recomendaciones

- Es necesario utilizar el respectivo equipo de seguridad industrial, es decir se recomienda el uso de overol y guantes para evitar posibles quemaduras.

- El sensor de temperatura láser es muy delicado y se debe tener precaución de no medir flamas, gases y líquidos.
- En caso de futuros proyectos se recomienda tomar en cuenta un acoplamiento a la chimenea para regeneración del calor evacuado por los gases de escape hacia la atmósfera.
- Finalmente se recomienda si es posible diseñar un aislamiento para la caja del intercambiador y para la chimenea.