



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

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

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO HÍBRIDO
SECADOR DE MUESTRAS DE PENNISETUM
CLANDESTINUM CON CAPACIDAD DE 10 KG PARA EL
D.E.C.E.M.**

AUTORES:

**SÁNCHEZ GÓMEZ, GABRIELA LEONOR
MORALES MONTUFAR, EDGAR DANIEL**

DIRECTOR: ING. VÍCTOR ANDRADE, MSc.

SANGOLQUÍ, 2015

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El suscrito, Ing. VÍCTOR ANDRADE, MSc. de nacionalidad ecuatoriana, en calidad de Director del Proyecto de Investigación,

CERTIFICA

Que el presente proyecto de titulación que lleva como título, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO HÍBRIDO SECADOR DE MUESTRAS DE PENNISETUM CLANDESTINUM CON CAPACIDAD DE 10 KG PARA EL D.E.C.E.M.**”, realizado por los Señores Gabriela Leonor Sánchez Gómez y Edgar Daniel Morales Montufar, ambos de nacionalidad ecuatoriana, con cédula de identidad No.172270803-7 y No.172241197-0 respectivamente, se presenta como requisito previo para la obtención del título de Ingeniero Mecánico de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE. El mencionado proyecto, fue elaborado bajo mi dirección y asesoría técnica, científica. Por lo que, puedo manifestar que el documento cumple con los requerimientos académicos y de investigación requeridos en el programa de pregrado, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.



Ing. VICTOR ANDRADE, MSc.

DIRECTOR

Sangolquí, Agosto 2015

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **GABRIELA LEONOR SÁNCHEZ GÓMEZ Y,
EDGAR DANIEL MORALES MONTUFAR**

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de investigación de pregrado, que lleva como título: “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO HÍBRIDO SECADOR DE MUESTRAS DE PENNISETUM CLANDESTINUM CON CAPACIDAD DE 10 KG PARA EL D.E.C.E.M.**”, ha sido desarrollado con base a una investigación científica, técnica exhaustiva, respetando los derechos de autor que constan en los artículos, libros y fuentes de consulta utilizados. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría intelectual.

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



Gabriela Leonor Sánchez Gómez
CI: 172270803-7



Edgar Daniel Morales Montufar
CI: 172241197-0

Sangolquí, Agosto 2015

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **GABRIELA LEONOR SÁNCHEZ GÓMEZ Y,
EDGAR DANIEL MORALES MONTUFAR**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, la publicación en la biblioteca virtual de la Institución, del trabajo de investigación científica técnica, titulado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO HÍBRIDO SECADOR DE MUESTRAS DE PENNISETUM CLANDESTINUM CON CAPACIDAD DE 10 KG PARA EL D.E.C.E.M.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



Gabriela Leonor Sánchez Gómez
CI: 172270803-7



Edgar Daniel Morales Montufar
CI: 172241197-0

Sangolquí, Agosto 2015

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a mi Dios por regalarme la vida y cada maravilloso día por permitirme el haber llegado a este momento tan importante de mi formación profesional.

A mi madre, que me enseñó que vale la pena dar el corazón por aquello que amas, porque eso te hace noble y tus huellas permanecerán por siempre.

A mi padre, eres mi ejemplo de superación y éxito, sin tu amor y apoyo no lo hubiera logrado.

Muchas gracias por levantarme cuando caía, por enseñarme a ser mejor persona, mejor hija, mejor ser humano. Este triunfo es por ustedes, los amo tanto. Son el verdadero ejemplo de lo que el verdadero amor puede hacer y vencer.

Gabriela Sánchez

Quiero dedicar el presente proyecto de grado a Dios, por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio.

Mi madre Patricia Montufar y mi padre Geovanny Morales, por darme la vida, quererme mucho, creer en mí y porque siempre me apoyaron. Gracias por todo su sacrificio, todo esto se los debo a ustedes.

Mi hermana, Gabriela Morales, por estar conmigo y apoyarme siempre en los momentos buenos y malos, te quiero mucho.

Todos aquellos familiares y amigos que siempre estuvieron listos para brindarme toda su ayuda y me apoyaron con su espíritu alentador.

Daniel Morales

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a Dios por sus bendiciones y permitirme culminar esta tan añorada meta, por conservarme con vida, con salud, por darme inteligencia y por guiarme y cuidarme hasta el día de hoy; pero sobre todo por permitirme ser parte de mi hermosa familia.

A mi madre Gloria Gómez, gracias por ser mi madre y amiga; eres el ser más maravilloso que he conocido. No tengo palabras para agradecerle a Dios el que me haya permitido ser tu hija, gracias por darme la mano cuando la necesite, por enseñarme a escuchar, por todas esas noches que pasaste en vela rezando y velando por mi seguridad y bienestar, por tu inmenso apoyo y comprensión, por ayudarme a salir adelante en la adversidad y por guiarme por el sendero del bien

Eres un ejemplo de mujer, madre y amiga, siempre luchando por tus seis hijos no hubiésemos alcanzado todos nuestros sueños si no fuese por ti y como siempre nos decías nunca se suelten de la manos de Dios pues mamita es verdad y simplemente gracias, muchas gracias por todo.

A mi padre Rubén Sánchez te agradezco desde lo más profundo de mi corazón lo que has hecho de mí, por haber compartido conmigo en tantas ocasiones tu sabiduría; por haberme dado tu amor incondicional y haber sido siempre un ejemplo digno de imitar.

Si hoy puedo sentirme una mujer con valores y de sólidos principios, una mujer buena y con sentimientos de altruismo y entrega, es gracias a ustedes, a ti mamá y papá que me enseñaron a vivir.

A mis hermanos Ricardo, Nathalia, Yessenia, Rubén Jr. y Miguel gracias por ser parte importante de mi vida, por su cariño incondicional por estar ahí cuando más los necesitaba; hermanitos siempre fueron mi apoyo y mi fuerza de seguir adelante.

A las princesas de mi vida Anjolie y Anahí gracias por permitirme conocer el amor puro son angelitos enviados por Dios, gracias por su cariño, su amor y sus grandes manifestaciones de afecto, gracias por ser mi constante motivación.

A mi segunda madre Eugenia Gómez gracias por tu paciencia, tus ánimos y atenciones, eres una de las personas que más quiero en la vida. Eres una mujer maravillosa que con tu ejemplo me enseñas a ser mejor persona, nunca cambies.

Es una gran satisfacción personal terminar algo que costó mucho, en este tiempo en la universidad aprendí de mis errores, conocí cual es mi verdadero potencial y descubrí que la vida es más bonita cuando se trabaja por las cosas que uno quiere, junto a personas de buen corazón. Mi más profundo agradecimiento a todos mis maestros, compañeros y amigos, jamás los olvidare

Gabriela Sánchez

Antes que todo agradezco a Dios, a mi familia y amigos por enseñarme a luchar en esta vida llena de adversidades, a conquistar las metas que me proponga hasta agotar los recursos que sean necesarios, a estar conmigo cuando he caído y motivarme a seguir adelante, por brindarme su confianza y sus consejos que sirvieron de ayuda para comprender y entender mejor las cosas, por brindarme la fortaleza estímulo necesaria para la elaboración de este proyecto. En fin muchas gracias a todos por ayudarme a no desmayar en este duro camino para cumplir este sueño que hoy veo realizado.

Daniel Morales

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
NOMENCLATURA	xviii
RESUMEN	xxii
ABSTRACT	xxiii
CAPITULO I	
GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes.	1
1.2. Análisis y Definición del problema.....	2
1.3. Justificación del proyecto.	3
1.4. Objetivos.	4
1.4.1. Objetivo general.	4
1.4.2. Objetivos específicos.	4
1.5. Alcance del proyecto.....	5
CAPITULO II	
MARCO TEÓRICO	7
2.1. Pennisetum Clandestinum “Pasto Kikuyo”	7
2.2. Características del pennisetum clandestinum.....	7
2.3. Morfología y fisionomía del Pennisetum Clandestinum.....	8
2.3.1. Hábito y forma de vida	8
2.3.2. Tamaño	8
2.3.3. Tallo	8
2.3.4. Hojas	9
2.3.5. Inflorescencia	10
2.3.6. Raíz.....	10
2.4. Clasificación taxonomía del pennisetum clandestinum.....	10
2.5. Composición química del kikuyo en base seca.....	11
2.6. Poder calorífico.	11
2.6.1. Poder Calorífico Superior	11
2.6.2. Poder Calorífico Inferior	11
2.7. Poder calorífico del pennisetum clandestinum.....	12
2.8. Tecnología del secado.....	12

2.8.1.	Secado Solar.....	13
2.8.2.	Secado Artificial Convencional.....	14
2.8.3.	Secado Por Condensación- Deshumidificadores.....	17
2.8.4.	Métodos Químicos.....	18
2.8.5.	Secamiento en Líquidos Oleosos Calientes.....	19
2.8.6.	Secado al Vacío.....	20
2.8.7.	Secado con Vapores Orgánicos.....	22
2.8.8.	Secado por Resistencias Eléctricas.....	22
2.9.	Energía solar para secado.....	24
2.9.1.	Colector Solar Plano.....	26
2.9.2.	Radiación Solar Local.....	28

CAPITULO III

DISEÑO DEL HORNO HÍBRIDO..... 33

3.1.	Matriz de decisión.....	33
3.1.1.	Selección de la cámara de secado.....	35
3.1.2.	Selección del colector solar.....	39
3.1.3.	Descripción del horno seleccionado.....	43
3.2.	Parámetros de diseño.....	44
3.3.	Diseño térmico del horno.....	45
3.3.1.	Diseño de la cámara de secado.....	45
3.4.	Determinación de cargas térmicas.....	52
3.4.1.	Calor útil del secado.....	52
3.4.2.	Coeficiente global de transferencia de calor.....	54
3.4.3.	Velocidad del aire en sistemas de secado.....	55
3.4.4.	Calor perdido por paredes.....	60
3.4.5.	Calor perdido por cambios de aire.....	60
3.4.6.	Calor acumulado en las bandejas.....	61
3.4.7.	Calor acumulado en paredes.....	66
3.4.8.	Calor Neto.....	68
3.5.	Balance energético del horno híbrido.....	68
3.5.1.	Balance energético del colector solar.....	68
3.5.2.	Cálculos de coeficientes de radiación.....	70
3.6.	Modelación matemática y solución con series de Fourier.....	73
3.6.1.	Ecuación diferencial para el aislamiento térmico.....	73
3.6.2.	Solución para el estado estacionario.....	77
3.6.3.	Perfil de temperaturas.....	77
3.6.4.	Solución para el Estado Transitorio.....	80
3.6.5.	Condiciones De Frontera.....	83
3.6.6.	Teoría De Medio Intervalo En Senos.....	84
3.6.7.	Serie de Fourier para Medio Intervalo en Senos.....	85
3.7.	Diseño del colector solar plano.....	87

3.7.1.	Modelado Térmico del Colector Solar	88
3.7.2.	Cálculos del ducto	88
3.7.3.	Cálculo del coeficiente de convección interno y externo	91
3.8.	Selección de resistencias eléctricas.....	94
3.8.1.	Aporte de las Resistencias.....	96
3.8.2.	Diagrama de resistencias térmicas del colector solar plano.....	96
3.8.3.	Calculo del calor útil del colector.....	99
3.8.4.	Eficiencia del colector solar.....	101
3.9.	Especificaciones técnicas del secador híbrido.....	101

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL HORNO DE SECADO. 104

4.1.	Construcción del horno de secado.....	109
4.2.	Construcción de las bandejas.	116
4.3.	Construcción del colector solar plano.	117
4.4.	Fabricación de los soportes.	125
4.5.	Montaje de Componentes.	129
4.6.	Instalación de partes eléctricas.....	130
4.7.	Pruebas de validación del horno.....	130

CAPITULO V

ENSAYOS DE BRIQUETAS DEL PENNISETUM CLANDESTINUM. 133

5.1.	Protocolo de pruebas.....	133
5.1.1.	Tiempos de secado.....	137
5.1.2.	Muestras	138
5.1.3.	Resultados	139
5.2.	Análisis del poder calorífico.	155
5.3.	Evaluación de resultados del PCI.	161
5.4.	Grado de humedad final.....	164
5.5.	Poder calorífico final.....	166
5.6.	Validación de resultados	170

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO. 178

6.1.	Análisis económico.	178
6.1.1.	Costos directos.....	178
6.1.2.	Costos indirectos.....	182
6.2.	Costo total.....	184
6.3.	Análisis financiero.	184

CAPÍTULO VII	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	193
7.1. Conclusiones.....	193
7.2. Recomendaciones.	195
BIBLIOGRAFÍA	197

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación taxonómica del kikuyo	10
Tabla 2. Composición química del kikuyo en base seca	11
Tabla 3. Poder Calorífico del Pennisetum Clandestinum	12
Tabla 4. Temperatura de ebullición del agua en función de la presión.....	21
Tabla 5. Temperatura de estancamiento de los colectores solares.....	28
Tabla 6. Datos de entrada para cálculo de Radiación Máxima por mes según método de Angstron Page.....	30
Tabla 7. Radiación Máxima por mes según método de Angstron Page.	31
Tabla 8. Promedio de la Radiación Solar Local en HSP.	32
Tabla 9. Matriz de decisión para la cámara de secado	38
Tabla 10. Matriz de decisión para el colector solar.....	42
Tabla 11. Características técnicas del extractor.....	90
Tabla 12. Características de resistencia eléctrica de cuerpos cerámicos alta potencia.....	95
Tabla 13. Especificaciones técnicas del secador híbrido	102
Tabla 14. Tabla de actividades para el montaje	129
Tabla 15. Material eléctrico.	130
Tabla 16. Validación Cámara de Secado	130
Tabla 17. Validación Colector Solar Plano	131
Tabla 18. Parámetros y variables del secador solar, eléctrico.....	133
Tabla 19. Instrumentos utilizados.....	135
Tabla 20. Datos promedio obtenidos con aporte solar y eléctrico.	140
Tabla 21. Datos promedio obtenidos con aporte solar	141
Tabla 22. Datos para obtención de gráficas para la estimada.....	150
Tabla 23. Proceso de calentamiento solar estimada	152
Tabla 24. Ácido benzoico.	162
Tabla 25. Muestra de combustible: Kikuyo Seco.....	163
Tabla 26. Grado de humedad final horno eléctrico, solar.	164
Tabla 27. Grado de humedad final colector solar.	165
Tabla 28. Poder Calorífico para proceso de calentamiento mixto	166

Tabla 29. Poder Calorífico para proceso de calentamiento solar.	168
Tabla 30. Poder Calorífico de biomasa e hidrocarburos.....	169
Tabla 31. Comparativa de kikuyo, biomasas e hidrocarburos	171
Tabla 32. Honorarios Estudiantes	178
Tabla 33. Costo de materiales directos de la cámara de secado,bandejas colector solar.	178
Tabla 34. Costo de materiales directos del recubrimiento del horno, ducto estructuras soporte.	179
Tabla 35. Costo de materiales directos del sistema de control.	180
Tabla 36. Costo de mano de obra directa.	181
Tabla 37. Total de costos directos.....	181
Tabla 38. Honorarios Profesionales	182
Tabla 39. Costos de Materiales Indirectos	182
Tabla 40. Costo de Materiales Indirectos insumos de oficina.....	183
Tabla 41. Total de costos indirectos	184
Tabla 42. Costo Total	184
Tabla 43. Producción anual estimada	185
Tabla 44. Costo Mano de Obra por Carga	186
Tabla 45. Costo consumo energético	187
Tabla 46. Valor actual neto (i=20%)	190
Tabla 47. Valor actual neto (i=25%)	191
Tabla 48. Tasa interna de retorno ($i^* = 74.34\%$).....	192

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Estolones del pasto "kikuyo"	1
Figura 2. La corona de un pasto	9
Figura 3. Partes principales de un pasto	9
Figura 4. Lamina y vaina foliar de un pasto.	9
Figura 5. Secado al aire	13
Figura 6. Secado de madera aserrada, para carga lateral con montacargas.	14
Figura 7. Sistemas más comunes de presecado	15
Figura 8. Sistemas más comunes de presecado	16
Figura 9. Circulación de aire en un proceso de secado por deshumidificación(según BOLLMANN).....	17
Figura 10. Secado por condensación, esquema de una bomba de calor (según BOLLMANN)	18
Figura 11. Sistema de aspersion.....	19
Figura 12. Secado por sales	19
Figura 13. Sistema de secadero al vacío trabajando en intermitente a vacío y ventilación/ calefacción (según BOLLMANN)	20
Figura 14. Partes de una resistencia eléctrica.	22
Figura 15. Horno eléctrico con resistencias eléctricas	23
Figura 16. Secador solar indirecto.	24
Figura 17. Secador solar directo.	25
Figura 18. Secador solar mixto.	25
Figura 19. Captador solar plano de área unidad en equilibrio.....	26
Figura 20. Balance energético de un captador solar plano (las cifras representan potencia por el área en Wm^{-2}).	27
Figura 21. Datos de Latitud y Longitud de la ESPE.	29
Figura 22. Datos ingresados en la página de la NASA	29
Figura 23. Datos de radiación de la NASA para la ESPE	30
Figura 24. Valores de Irradiación por mes utilizando ISOCAD	31

Figura 25. Corte longitudinal de un secador de vacío que utiliza el principio de placas de calentamiento.	35
Figura 26. Secadero de vacío con calefacción por placas metálicas.	36
Figura 27. Cámara de secado poliédrica.	36
Figura 28. Sección transversal de un secador rectangular.	37
Figura 29. Corte de un colector solar de aire.	39
Figura 30. Colector con superficie absorbente de metal.	40
Figura 31. Colectores con superficie absorbente de plástico.	41
Figura 32. Colector con superficie absorbente de piedra.	41
Figura 33. Prototipo de la cámara de secado.	43
Figura 34. Prototipo del colector solar.	43
Figura 35. Acoplamiento de horno y colector solar.	44
Figura 36. Dimensiones externas del horno híbrido secador.	46
Figura 37. Triángulo del poliedro para encontrar apotema.	47
Figura 38. Vista lateral del horno.	49
Figura 39. Coeficiente de convección externa.	54
Figura 40. Coeficiente de radiación.	57
Figura 41. Pared del Horno.	58
Figura 42. Esquema bandeja 1.	62
Figura 43. Peso de bandeja 1.	62
Figura 44. Esquema bandeja 2 y 3.	63
Figura 45. Peso de bandeja 2 y 3.	63
Figura 46. Corte A-A` de las bandejas.	65
Figura 47. Detalle B de orificios en bandejas.	65
Figura 48. Detalle C, vista lateral de bandejas.	65
Figura 49. Balance energético de un colector solar plano.	68
Figura 50. Balance energético de convección y radiación.	70
Figura 51. Esquema del aislamiento de horno.	73
Figura 52. Perfil de temperaturas.	77
Figura 53. Pared del Aislamiento.	78
Figura 54. Perfil de temperatura de la pared del horno.	79
Figura 55. Esquema básico del Colector Solar Plano.	87

Figura 56. Corte Frontal de un Colector Solar Plano	88
Figura 57. Corte Lateral de un Colector Solar Plano.....	88
Figura 58. Esquema básico del colector, ducto y horno.....	89
Figura 59. Catalogo extractor HAE38-10C.....	91
Figura 60. Resistencia de cuerpos cerámicos de alta potencia.	94
Figura 61. Esquema eléctrico equivalente del colector.	96
Figura 62. Diagrama de procesos del horno de secado.....	109
Figura 63. Diagrama de procesos del horno de secado.....	110
Figura 64. Diagrama de procesos del horno de secado.....	111
Figura 65. Diagrama de procesos del horno de secado.....	112
Figura 66. Diagrama de procesos del horno de secado.....	113
Figura 67. Diagrama de procesos del horno de secado.....	114
Figura 68. Diagrama de procesos del horno de secado.....	115
Figura 69. Diagrama de procesos de las bandejas.	116
Figura 70. Diagrama de procesos del colector solar	117
Figura 71. Diagrama de procesos del colector solar.	118
Figura 72. Diagrama de procesos del colector solar.	119
Figura 73. Diagrama de procesos del colector solar	120
Figura 74. Diagrama de procesos del colector solar.	121
Figura 75. Diagrama de procesos del colector solar.	122
Figura 76. Diagrama de procesos del colector solar.	123
Figura 77. Diagrama de procesos del colector solar	124
Figura 78. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.....	125
Figura 79. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.....	126
Figura 80. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.	127
Figura 81. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.....	128
Figura 82. Diagrama de flujo del montaje.	129
Figura 83. Parámetros para pruebas de validación en el horno híbrido....	134

Figura 84. Pruebas de secado en el horno híbrido.	138
Figura 85. Kikuyo recolectado para el secado.	139
Figura 86. Kikuyo obtenido después del proceso de secado.	139
Figura 87. Promedio temperatura ambiente.....	141
Figura 88. Promedio velocidad del viento.	142
Figura 89. Promedio humedad relativa.	142
Figura 90. Promedio radiación solar.	143
Figura 91. Promedios temperaturas colector solar.....	143
Figura 92. Promedios temperatura del horno eléctrico, solar.....	144
Figura 93. Temperaturas de pared del horno.....	145
Figura 94. Temperatura del producto.....	145
Figura 95. Promedio temperatura ambiente.....	146
Figura 96. Promedio velocidad del viento.	146
Figura 97. Promedio humedad relativa.	147
Figura 98. Promedio radiación solar.	147
Figura 99. Promedio temperaturas colector solar.	148
Figura 100. Promedio temperaturas de horno con energía solar.....	148
Figura 101. Promedio temperaturas pared del horno con energía solar. ...	149
Figura 102. Promedio temperatura de producto.....	149
Figura 103. Irradiancia estimada vs. Temperatura de cubierta.	151
Figura 104. Eficiencia del colector solar.....	151
Figura 105. Irradiancia vs. Tiempo.....	152
Figura 106. Irradiancia estimada vs. Temperatura de cubierta.	153
Figura 107. Eficiencia del colector solar.....	154
Figura 108. Irradiancia vs. Tiempo.....	154
Figura 109. Bomba Calorimétrica Adiabática de Gallenkam.....	155
Figura 110. Ácido Benzoico.	156
Figura 111. Proceso de molienda del kikuyo.	157
Figura 112. Proceso de compactación del kikuyo.....	157
Figura 113. Cantidad de la muestra 1 gramo.....	158
Figura 114. Ensamblaje de la bomba colocación del cordel al fino.....	158
Figura 115. Llenado de oxígeno en la bomba.....	159

Figura 116. Introducción de la bomba en el agua.	159
Figura 117. Registro de mínima y máxima temperatura.	160
Figura 118. Kikuyo húmedo.	160
Figura 119. Kikuyo seco y molido.	160
Figura 120. Kikuyo más aglutinante natural.	161
Figura 121. Cascarilla de arroz.	161
Figura 122. Tusa de choclo.	161
Figura 123. Madera (Aserrín)	161
Figura 124. Peso inicial del kikuyo	164
Figura 125. Peso final del kikuyo	164
Figura 126. Poder Calorífico para proceso de calentamiento mixto.	168
Figura 127. Poder Calorífico para proceso de calentamiento solar.	169
Figura 128. Comparativa poder calorífico.	174
Figura 129. Comparativa kikuyo.	175
Figura 130. Comparativa Maderas y Carbón.	175
Figura 131. Comparativa Biomosas.	176
Figura 132. Comparativa Hidrocarburos.	176

NOMENCLATURA

SÍMBOLO	VARIABLE
a_{col}	Alto del colector
A_{col}	Área del colector
Amp	Amperaje
CC_{bom}	Capacidad Calorífica Total del aparato
CP_{kikuyo}	Calor específico del kikuyo
D_i	Diámetro interno del ducto
\mathcal{D}_H	Diámetro hidráulico
E_{ab}	Energía Liberada por el Ácido
e_{bas}	Espesor de la base
e_{agal}	Espesor del acero galvanizado
e_{ais}	Espesor del aislamiento térmico
$e_{ais-col}$	Espesor de la landa de vidrio entre placa absorbadora y base
e_{inox}	Espesor del acero inoxidable.
e_{lib}	Espacio libre de circulación de aire.
e_{pla}	Espesor de la placa.
e_{vid}	Espesor del vidrio.
FR	Factor de remoción.
g	Gravedad
H_{fg}	Calor latente de evaporación del agua
$h_{C,c-a}$	Coefficiente de convección entre cubierta y ambiente
$h_{C,p-c}$	Coefficiente de convección entre placa y cubierta
h_i	Coefficiente de convección interno
h_o	Coefficiente de convección externa
h_r	Coefficiente de radiación
$h_{R,c-a}$	Coefficiente de radiación entre cubierta y ambiente
$h_{R,s-c}$	Coefficiente de radiación entre cielo y cubierta
$h_{R,p-c}$	Coefficiente de radiación entre placa y cubierta

$h_{R,c-p}$	Coeficiente de radiación entre cubierta y placa
I	Irradiancia estimada
I_{ensayo}	Irradiancia de ensayo
k_f	Conductividad térmica del aire.
k_{agal}	Conductividad térmica del acero galvanizado
k_{ais}	Conductividad térmica del aislante térmico
k_{inox}	Conductividad térmica del acero inoxidable
k_{ss}	Factor de sombra y suciedad
L_{p-c}	Espesor de la placa-cubierta
MH	Masa húmeda del kikuyo
MS	Masa seca del kikuyo
m_p	Masa del producto
m_v	Masa de vapor de agua
N_u	Número de Nusselt
PC_{ab}	Valor Calorífico del Ácido Benzoico
P_H	Perímetro hidráulico
Pr	Número de Prandtl
Q_{ap}	Calor acumulado en paredes.
$Q_{C,p-c}$	Calor de convección entre placa y cubierta
$Q_{C,c-a}$	Calor de convección entre cubierta y ambiente
Q_d	Calor transferido por aislante térmico
Q_{entra}	Calores de entrada
Q_N	Calor neto.
Q_{pca}	Calor perdido por cambios de aire
Q_{pp}	Calor perdido en paredes
Q_{pb}	Calor almacenado en las bandejas
$Q_{R,s-c}$	Calor de radiación entre el cielo y cubierta
$Q_{R,p-c}$	Calor de radiación entre placa y cubierta
$Q_{R,c-p}$	Calor de radiación entre cubierta y placa
$Q_{R,c-p}$	Calor de radiación entre cubierta y placa

Q_{sale}	Calores de salida
Q_u	Calor útil
R_a	Número de Rayleigh
Res	Resistencia
Rey_{DH}	Reynolds en función del diámetro hidráulico
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_{cub}	Temperatura de cubierta
T_i	Temperatura interior para el secado
$T_{m,b-a}$	Temperatura media base ambiente
$T_{m,c-a}$	Temperatura media cubierta ambiente
$T_{m,p-c}$	Temperatura media placa cubierta
T_{pla}	Temperatura de placa
T_p	Temperatura de placa.
T_{sec}	Temperatura de secado
t_{sec}	Tiempo de secado
T_{sky}	Temperatura de cielo
U_L	Coefficiente de transferencia de calor.
U_o	Coefficiente global de transferencia de calor.
V_b	Volumen de bandeja
V_c	Volumen de cámara
v_D	Velocidad del aire caliente en el
v_{ducto}	Velocidad del ducto.
$Volt$	Voltaje
V_p	Volumen de producto
ν_{Tb}	Viscosidad cinemática
v_{viento}	Velocidad del viento
W_{ab}	Peso del Ácido Benzoico quemado
X_{wf}	Porcentaje de humedad final
X_{wi}	Porcentaje de humedad inicial
α_{pin}	Absortancia de la pintura negra mate
β_{aire}	Coefficiente de expansión volumétrica interior.

β	Ángulo de inclinación del colector solar plano
ε_{acero}	Emisividad del acero
ε_{agalv}	Emisividad del acero galvanizado
ε_{inox}	Emisividad del acero inoxidable.
ε_{sky}	Emisividad de cielo
ε_{vidrio}	Emisividad del vidrio
η_{col}	Eficiencia del colector
ϑ	Constante de Stefan Boltzmann
ρ_{kikuyo}	Densidad específica del kikuyo
τ_{vid}	Transitividad del vidrio
Δ_w	La cantidad de agua a remover del kikuyo

RESUMEN

El presente proyecto de investigación consiste en el secado del pennisetum clandestinum kikuyo desde una humedad del 70% hasta el 13.76% cuando se utiliza el secador híbrido solar eléctrico y 17.20% cuando se realiza únicamente el secado solar, para realizar los ensayos térmicos de reducción del contenido de humedad se utiliza un horno con diseño de cámara poliédrica que consume energía eléctrica y solar con una potencia en sus resistencias eléctricas de 602 W_t y abastecimiento energético de 217.31 W_t que le suministra el colector solar plano.

El tiempo de secado es de 8 horas y la tasa de remoción de humedad es del 7% / hora, después del secado de esta biomasa se realiza un proceso de molienda y compactación para el análisis del poder calorífico inferior del kikuyo en estado natural tal como viene del corte, así como también cuando se realiza el secado y su densificación.

En estado natural es decir el producto húmedo tiene un poder calorífico de 1748.01kcal/kg y el densificado 5346.36 kcal/kg, logrando un incremento en el valor del poder calorífico en relación 3:1, obteniendo un combustible alternativo renovable. Mediante el uso de los criterios técnicos inherentes a esta investigación se pueden desarrollar proyectos de mayor alcance para aplicaciones industriales, esto, debido a que el Ecuador posee un importante recurso de la biomasa que no es utilizado.

PALABRAS CLAVES:

- **HÍBRIDO**
- **POLIEDRO**
- **COLECTOR SOLAR PLANO**
- **PODER CALORÍFICO**
- **CONTENIDO HUMEDAD**

ABSTRACT

The aforementioned research involves the desiccating process of Pennisetum Clandestinum Kikuyo starting at a humidity point of 70% and up to 13.76% when the solar hybrid electric dryer is implemented, and limited to only a 17.20% when using solar dry matter. In order to achieve reduction thermic trials for humidity content, a specialized oven with a polyhedral chamber designed to consume electric and solar energy, with a resistant electrical power of 602 W_t and energetic supply of 217.31 W_t , that provides the flat solar collector.

The drying period takes up to 8 hours, and the humidity removal measure is a 7%/hour. After the dry matter of this biomass, a milling and compacting process initiates, for heat power analysis, inferior to kikuyo in its natural state, just as it originates from its original cut, and furthermore the dry matter and expansion process.

In its natural state, in other words, the humid product has a heat value off 1748.01kcal/kg, and a condensed value of 5346.36 kcal/kg, achieving an increase in the heat value in comparison to a 3:1, achieving an alternative renewable fuel.

Throughout the means of technical criteria inherent to this research, projects of major reach can be developed for industrial applications, this, in part that Ecuador holds an important resource of the biomass that is not utilized.

KEYWORDS:

- HYBRID
- POLIEDRO
- FLAT SOLAR COLLECTOR
- CALORIFIC
- HUMID CONTENT

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes.

El Ecuador presenta rasgos ecológicos propios de un universo pequeño, su diversidad cultural, étnica, flora y fauna, topografía, suelos, varios climas, maravillosos paisajes naturales, hacen de este país, un sistema ecológico dinámico de considerables variaciones.

Para entender de mejor manera la importancia que tiene para el planeta y particularmente para el Ecuador, ser el propietario y a la vez administrador de estos enormes recursos, se realiza esta investigación, enfocados en el aprovechamiento energético del *pennisetum clandestinum* “pasto kikuyo”

El kikuyo (*Pennisetum clandestinum*), es originario de África y se encuentra en todos los países de América, principalmente en climas fríos en alturas que bordean entre los 1200 y 3200 m.s.n.m.; es una gramínea vivaz que se extiende superficialmente a través de sus estolones ver figura 1, es muy resistente a la sequía adecuándose a cualquier tipo de suelo y al alto tráfico.



Figura 1. Estolones del pasto "kikuyo"
Fuente: (Vere, 2008)

Es una planta de gran rusticidad, hábito de crecimiento rastrero y estolonífero, con tendencia a formar césped denso que controla la erosión, puede alcanzar hasta 100 cm de longitud. Se propaga vegetativamente por medio de estolones. Las hojas alcanzan de 10 a 20 cm de largo, y de 8 a 15 mm de ancho. Algunos tallos crecen erectos (50 a 60 cm).

Dentro de las limitaciones serias de este pasto figuran su acolchonamiento y la susceptibilidad de las heladas; sin embargo todo el problema del kikuyo radica en que con él no se aplican prácticas de manejo como escarificación, rotación de potreros, riego y fertilización.

1.2. Análisis y Definición del problema

El Ecuador, por su ubicación geográfica es un país agrícola en el que se producen flores, frutas, fibras vegetales y varios productos más.

Por tal motivo el *pennisetum clandestinum* “pasto kikuyo”, se ha convertido en un factor muy influyente dentro de la agricultura ecuatoriana, puesto que forma de manera acelerada una masa excesiva de material vegetativo, sus hojas son toscas al contacto directo con la piel sin el uso de protección adecuada y se enervan fuertemente, se expande a los alrededores de otras especies de gramíneas, impidiendo que estas se desarrollen libremente; por lo que esto se convierte en una molestia para los agricultores ya que deben cortarla periódicamente y buscar un lugar extenso para poder depositarla.

El pasto kikuyo es imposible de eliminar permanentemente en los diferentes campos de la región interandina ecuatoriana, aun después del uso de herbicidas y de medidas radicales de recolección, debido a que sus semillas sobreviven por un periodo extenso en el suelo.

Si el pasto kikuyo se lo seca y se lo quema naturalmente genera mucho humo el mismo que afecta al medio ambiente debido a su alta cantidad de humedad, además al momento de extraerlo y recolectarlo ocupa un espacio físico considerable ya que no se le ha encontrado un uso adecuado.

Si el pasto kikuyo se lo quema directamente, al estar disperso no tiene una adecuada densidad de energía por lo tanto, el poder calorífico del mismo es muy bajo.

Esto nos indica la existencia de una gran fuente de energía que puede ser aprovechada como combustible y que actualmente está considerada como desecho o basura en muchas poblaciones en la zona andina del Ecuador.

Por los aspectos analizados el problema consiste en desarrollar una forma de procesar el pasto kikuyo para poder ser quemado con máxima eficiencia y mínima contaminación.

1.3. Justificación del proyecto.

Este proyecto se plantea con el fin de instruir e involucrar a la gente en el aprovechamiento de energías alternativas y renovables, explotando de manera adecuada los recursos energéticos de la biomasa como el *pennisetum clandestinum* “pasto kikuyo”, el cual está considerado como desecho o basura en muchas poblaciones agrícolas especialmente en las zonas interandinas.

El aprovechamiento de esta energía se la puede lograr creando un sistema eficiente, mediante un horno híbrido secador de muestras de *pennisetum clandestinum* “pasto kikuyo”. El proceso de secado, molienda y compactación nos permitirá obtener briquetas de este combustible amigable

con el medio ambiente, el cual incrementara su poder calorífico en aproximadamente tres veces en comparación con el secado natural.

Esto se desarrollará realizando investigaciones de campo, pruebas y toma de datos con los instrumentos adecuados utilizados en la actualidad, aportando con conocimientos del incremento de poder calorífico del pasto kikuyo.

1.4. Objetivos.

1.4.1. Objetivo general.

Diseñar y construir un horno híbrido secador de muestras de pennisetum clandestinum con capacidad de 10 kg para el D.E.C.E.M.

1.4.2. Objetivos específicos.

- Analizar las propiedades del pennisetum clandestinum “pasto kikuyo” antes del secado para determinar su poder calorífico en función de la humedad.
- Definir técnicamente los parámetros de diseño de un horno secador de muestras de pennisetum clandestinum para su respectiva construcción.
- Validar el funcionamiento del horno secador implementado para obtener muestras de pennisetum clandestinum aptas para su combustión.
- Elaborar briquetas para determinar el poder calorífico del pennisetum clandestinum ya procesado con respecto a su humedad.
- Efectuar un estudio comparativo de los resultados obtenidos para cada muestra analizada.

1.5. Alcance del proyecto.

El presente proyecto tiene como alcance el diseño y construcción de un horno híbrido secador con capacidad instalada de 10 kg de biomasa. El horno secador cuenta con dos fuentes de energía una eléctrica y otra solar, la fuente solar funcionará aprovechando al máximo la energía emitida por el sol mediante vidrio templado que calentará el aire que circulará por el horno mediante un extractor. La fuente eléctrica funcionará mediante resistencias eléctricas que generarán calor, en los momentos que existan días nublados o por las noches. El proceso que continua después del secado es la molienda y compactación, de esta manera se obtendrán briquetas a las cuales se les realizara el análisis de poder calorífico.

El pasto kikuyo presenta un grado de humedad relativamente alto al momento de ser recién cortado, por este motivo su poder calorífico es bajo. Para incrementar este poder calorífico es necesario reducir el grado de humedad mediante el proceso de secado en el horno híbrido (eléctrico solar). De esta manera, también se consigue una estabilización del producto que evita su deterioro así como una reducción de peso por unidad de volumen, lo que facilita su manipulación para el proceso de briqueteado.

Lo que se busca con el presente proyecto es saber en cuanto se incrementa el poder calorífico del pasto kikuyo después de haber pasado por el proceso de secado, para esto se obtendrá una tabla de datos con diferentes grados de humedad, para posteriormente realizar un cuadro comparativo de resultados que permite conocer el comportamiento energético del kikuyo. Para determinar el poder calorífico se hace uso de una bomba calorimétrica adiabática. Una vez que ya se hayan elaborado las briquetas, con las cuales se consigue un nuevo combustible natural y ecológico proveniente del pennisetum clandestinum, para alcanzar este propósito, se hará uso de una tecnología confiable, aplicable y garantizada, que permita llegar al secado final del producto con el menor impacto ambiental posible.

Consecuentemente el proyecto incluirá varios trabajos tales como la determinación de las propiedades del producto seco, cálculo de los parámetros de diseño y dimensionamiento del secador de acuerdo a la capacidad requerida y necesidades existentes en el medio, planos del secador.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. *Pennisetum Clandestinum* “Pasto Kikuyo”.

Benítez en sus estudios de Pastos y Forrajes en el Ecuador observa que “El kikuyo (*Pennisetum clandestinum*), es una de las especies introducidas en la región interandina, proveniente del área de la tribu africana “kikuyu”. Pertenece a la subfamilia de las Panicóideas, a la tribu de las Paniceas y al género *Pennisetum*, especie *Clandestinum* Hochst. Ha sido el forraje de más amplio uso en la sierra ecuatoriana, luego de su introducción en 1927, la gran mayoría de fincas ganaderas se han manejado con pastoreo extensivo tradicional en potreros con este pasto” (Benitez, 1980, pág. 98)

Por otro lado, el kikuyo en estas últimas décadas ha demostrado ser una de las plantas más invasoras que ha llegado al continente, donde se ha propagado por casi todos los potreros y campos fértiles, desplazando a la mayor parte de las hierbas que crecen en estos lugares. En las ciudades del Ecuador es un elemento casi indispensable en el ornato público de parques, plazas y parterres. En la ciudad de Quito, la Alcaldía da un mantenimiento periódico, generando así grandes cantidades de residuos de césped cada mes. El kikuyo genera abundantes cantidades de residuos que no se les da ningún uso.

2.2. Características del *pennisetum clandestinum*.

Franco apunta que el pasto kikuyo “Es una gramínea de origen africano que crece en forma subespontánea, cubriendo vastas extensiones en las zonas de las praderas interandinas, seca y baja interandina y declives externos de las cordilleras oriental y occidental, constituyendo praderas naturales, de mayor presencia, de las más comunes y mejor adaptadas en

las zonas de clima frío, a una altitud entre 1200 y 3200 m.s.m.n. La adaptación de esta especie está determinada por la precipitación, la fertilidad del suelo y el uso del pasto.” (Franco V. Hector, 2008, pág. 78)

Se utiliza para pastoreo, ensilaje, heno, prados y campos de deporte. Cuando se hace un mal manejo de este pasto, por ejemplo un sobrepastoreo, existe el riesgo de invasión de la maleza conocida como lengua de vaca.

2.3. Morfología y fisionomía del Pennisetum Clandestinum.

2.3.1. Hábito y forma de vida

Es una planta perenne, rastrera, que forma matas. Puede trepar y apoyándose en arbustos.

2.3.2. Tamaño

El kikuyo puede alcanzar una altura de 15 a 20 cm y sus rizomas hasta 1 m de longitud.

2.3.3. Tallo

El tallo del pasto incluye la corona, los vástagos, los rizomas, los estolones y tallos de semilla. La corona es un tallo con los nudos apilados uno encima de otro como se muestra en la figura 2. Toda la raíz, hoja y otros crecimientos del haz se originan de esta área.

Los rizomas y estolones son tallos horizontales un rizoma es subterráneo progresivo, mientras que un estolón es aéreo como se muestra en la figura 3.

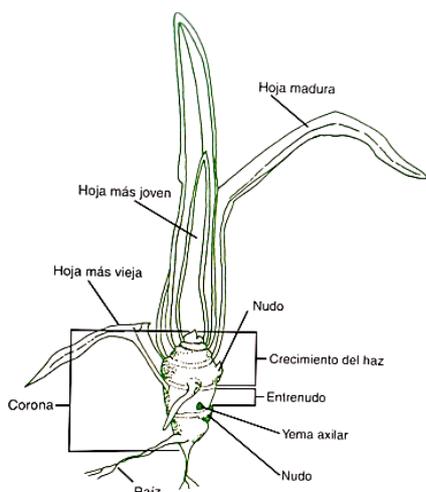


Figura 2. La corona de un pasto
Fuente: (Vere, 2008)

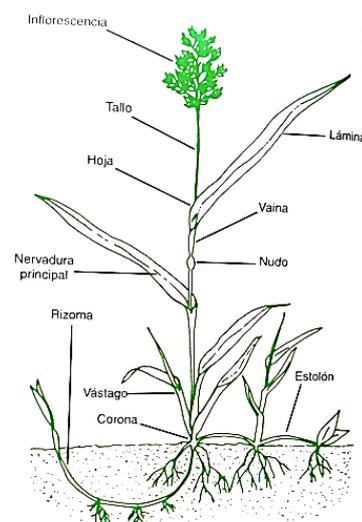


Figura 3. Partes principales de un pasto
Fuente: (Vere, 2008)

2.3.4. Hojas

Sus hojas consisten de la vaina y de la lámina como se muestra en la figura 4. La vaina es la porción más baja de la hoja y puede doblarse o enrollarse en el sistema de haces. La vaina es la porción superior de la hoja. En la unión de la vaina y la lámina están el cuello y la lígula. La lígula está localizada en la parte interna de la hoja y es una estructura membranosa o peluda. El cuello se encuentra en la parte externa de la hoja y es un área verde claro o de rayas blancas.

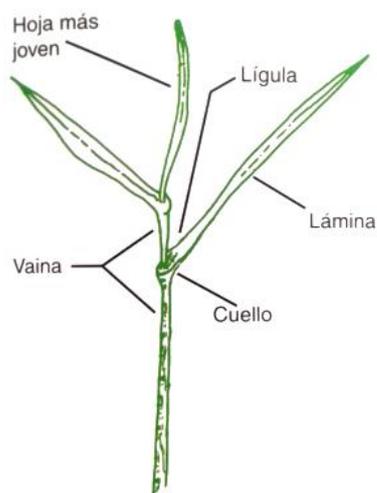


Figura 4. Lámina y vaina foliar de un pasto.
Fuente: (Vere, 2008)

2.3.5. Inflorescencia

El pennisetum clandestinum posee una inflorescencia escondida entre las vainas, compuesta, con espigas cortas axilares. Sólo se pueden ver los estambres por fuera cuando florece, no tiene colores vivos.

2.3.6. Raíz

Las raíces del pennisetum clandestinum pueden alcanzar los 2 m de longitud lo que le permite extraer agua del suelo con facilidad. Prefiere los suelos de textura liviana, buen drenaje, y alta fertilidad.

2.4. Clasificación taxonomía del pennisetum clandestinum.

El kikuyo está clasificado de la siguiente manera:

Tabla 1

Clasificación taxonómica del kikuyo

REINO	VEGETAL
Clase	Angiosperma
Subclase	Monocotiledónea
Familia	Gramínea
Genero	Pennisetum
Especie	Clandestinum

Fuente: (Osorio, 2006)

2.5. Composición química del kikuyo en base seca.

Tabla 2

Composición química del kikuyo en base seca

Mezcla	Estado De Crecimiento	Materia Seca %	Proteína %	Fibra %	Grasa %	Elementos No Nitrogenados %	Ca %	P %
Kikuyo(20 cm)	Estado vegetativo	19.1	17.5	4.9	1.5	46.5	0.25	0.3
Kikuyo	3 ^{ra} semana	-----	19.9	0.1	2.9	33.4	-----	----
Kikuyo mas trébol rojo	3 ^{ra} semana	-----	-----	1.1	18.1	3.6	29.0	----

Fuente: (Osorio, 2006)

2.6. Poder calorífico.

El poder calorífico permite determinar la cantidad de calor que se puede utilizar en un proceso térmico y es la cantidad de calorías que produce un combustible durante la combustión, se mide en: (kcal/kg), (kcal/m³), (BTU/lb), (BTU/pe³).

2.6.1. Poder Calorífico Superior

Es todo el calor producido, incluyendo el requerido para vaporizar la humedad de sí mismo.

2.6.2. Poder Calorífico Inferior

No considera las calorías consumidas para evaporizar la humedad que contiene el combustible, sino que provee la cantidad de calorías que se aprovechan en el proceso térmico.

2.7. Poder calorífico del pennisetum clandestinum.

Tabla 3

Poder Calorífico del Pennisetum Clandestinum

MATERIA PRIMA	HIERBA (RGS)	PASTO KIKUYO (MEDIO)
Poder Calorífico MJ/kg	17.6	17
Contenido de humedad, %	10 - 35	10 - 25
Densidad aparente, m ³ /kg	90 - 140	80 - 150
Contenido de cenizas, %	5 - 6	4.5 – 6.9
Temperatura de fusión de cenizas, °C	1125	1175 – 1400
Coste de la materia prima, €/t	30 - 50	0 - 30
Cantidad en la zona, t/a	14000	8000

Fuente: (García, 2001)

2.8. Tecnología del secado.

Considerables productos agrícolas y no agrícolas requieren un secado para su adecuada conservación hasta que llegan a los centros de consumo, el secado ofrece una alternativa al agricultor cuando existen problemas de transporte o se producen bajas de precio por sobreproducción.

El secado al aire libre, donde los productos se exponen directamente al sol secándolos sobre el suelo, es uno de los usos más antiguos de la energía solar y es aun el proceso agrícola más utilizado en los países de iberoamericanos. Este procedimiento es el de más bajo costo pero produce fuertes pérdidas ocasionadas por cambios meteorológicos y el ataque de insectos y animales.

En las regiones industrializadas, el bajo costo del combustible y el incremento de los salarios permitieron hace varias décadas el desarrollo de

procesos de secado artificial en gran escala basados en el uso de combustibles.

En los últimos años, la escasez y precios más elevados de los combustibles ha despertado un nuevo interés en el secado basado en el uso de la energía solar, tratando de desarrollar técnicas que permitan solucionar los problemas en relación con el secado de aire.

Aunque aún no se ha logrado una aplicación masiva del secado solar, se han desarrollado en diversos lugares una amplia gama de secadores solares cuya utilización en la región tiene características promisorias. Estos sistemas no requieren alta tecnología para su uso y se pueden adaptar a los distintos niveles de desarrollo del país.

2.8.1. Secado Solar.

El secado al aire es la forma tradicional de aprovechar la radiación solar para secar productos agrícolas y es aun la forma más común de secado solar.

El producto es expuesto al sol en una superficie abierta, suelo, techo, bandeja o mesa. En algunos casos el producto se deja en la misma planta. La radiación suministra energía para la evaporación y el movimiento natural del aire arrastra el vapor de agua producido.

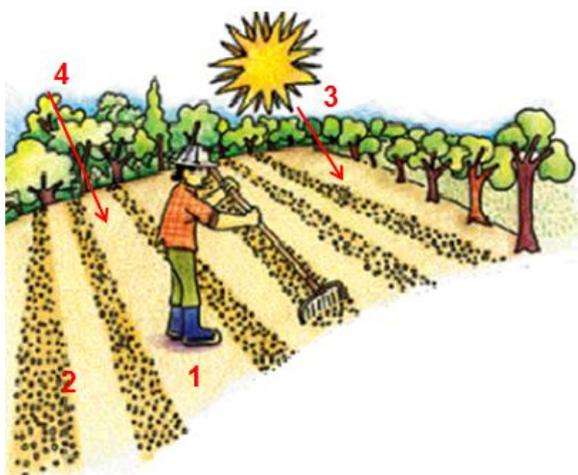


Figura 5. Secado al aire

Nota: 1. Cancha de secado, 2. Producto, 3. Radiación incidente, 4. Viento.
Fuente: (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992)

El secado de aire tiene dos problemas:

- Pérdidas grandes de cosecha por acción de la lluvia, animales, etc.
- Contaminación por depósito de polvo, contacto con animales, etc.

En algunos casos se mejora el problema de pérdidas colocando superficies deslizantes para tapan el producto, o usando bandejas que se pueden guardar.

2.8.2. Secado Artificial Convencional

El secado convencional se desarrolla en ámbitos cerrados en los cuales se establecen climas artificiales progresivamente más cálidos y secos.

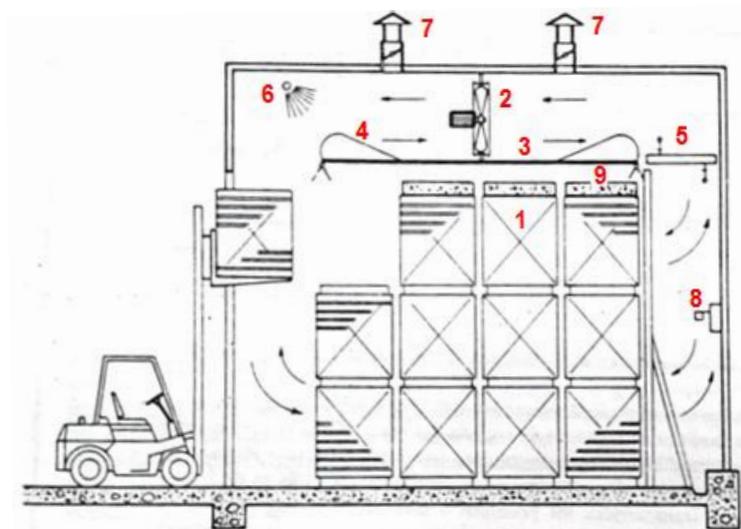


Figura 6. Secado de madera aserrada, para carga lateral con montacargas.

Nota: 1. Pila de madera formada por paquetes, 2. Ventilador, 3. Cielo raso, 4. Deflector de aire, 5. Radiadores bimetálico, 6. Humidificación, 7. Entrada de aire fresco y salida de aire húmedo, 8. Equipo de control, 9. Peso de concreto (500 a 1000 kg/m²)

Fuente (Hoheisel H. , 1989)

Los ámbitos en los cuales se lleva a cabo el secado convencional se conocen como hornos o cámaras de secado, los que además de ventiladores u otros sistemas de inyección de aire o ventilación poseen elementos de calefacción, humidificación, control de riesgos de las condiciones

ambientales, tales como la humedad relativa del aire, la temperatura y el contenido de humedad. Estos equipos varían en los diferentes tipos de cámaras e inciden directamente en la eficiencia y calidad del proceso.

El secado convencional es el sistema de secado más generalizado a nivel mundial y se distingue varias formas, según la intensidad de la temperatura aplicada y las características de las instalaciones.

- ***Secado a bajas temperaturas o presecado***

El secado a bajas temperaturas o presecado se lo realiza con temperaturas inferiores a 45 grados centígrados. La energía proveniente del medio ambiente, de los rayos solares o de fuente artificial. Sea cual fuere el origen térmico el aire cálido es obligado a pasar horizontalmente a través del producto a secar.

Los sistemas más comunes de presecado se realizan bajo cubiertas temporales, dentro del mismo patio de secado natural y con ayuda de ventiladores. Otro secador con aire es el llamado “bajo cubierta” que es similar al anterior pero cuya cubierta es permanente y sus ventiladores estacionarios.

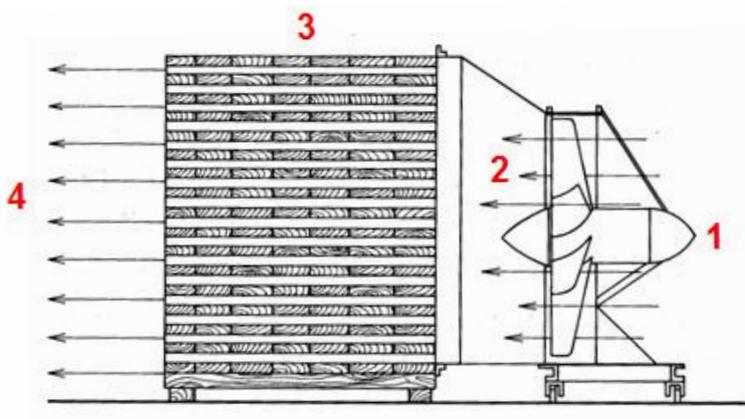


Figura 7. Sistemas más comunes de presecado
 Nota: 1. Ventilador, 2. Ingreso del aire, 3. Biomasa, 4. Salida del aire.
 Fuente: (Hoheisel H. , 1989)

- **Secado a Temperaturas Normales.**

El secado convencional o artificial propiamente dicho se realiza a temperaturas que varían entre 45 y 90 grados centígrados y se lleva dentro de los cuartos llamados cámaras u hornos, en los cuales se puede controlar la temperatura, la humedad relativa y la velocidad del aire.

Para secar estas cámaras se utiliza diversas fuentes térmicas, siendo las más comunes el vapor de agua, el agua caliente y los calentadores o quemadores a base de combustibles derivados del petróleo y la energía eléctrica.

- **Secado a Altas Temperaturas.**

En el secado a altas temperaturas se debe llevar un proceso en estas condiciones, se precalienta la biomasa con una temperatura de bulbo húmedo tan cercana como sea posible a los 100 grados centígrados.

Una vez que toda la biomasa se nivela a tal condición, la temperatura del bulbo seco se incrementa rápidamente. La temperatura máxima aplicada para el bulbo seco depende fundamentalmente del tipo de biomasa.

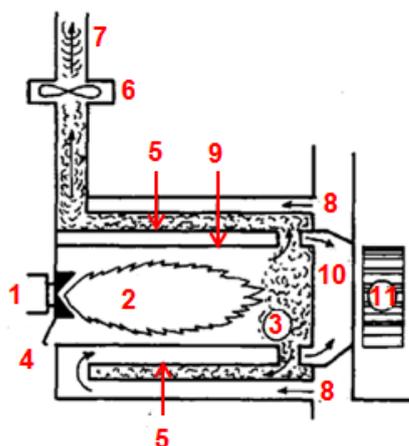


Figura 8. Sistemas más comunes de presecado

Nota: 1. quemador, 2. llama, 3. Cámara de combustión, 4. Corredera, 5. Circuito de gases de combustión, 6. Ventilador extractor, 7. chimenea de evacuación, 8. entrada de aire ambiente, 9. circuito de aire, 10. Salida de aire caliente, 11. Ventilador.

Fuente: (Hoheisel H. , 1989)

2.8.3. Secado Por Condensación - Deshumidificadores.

El principio de operación en el cual está basado el deshumidificador consiste en una máquina de refrigeración que forma parte esencial de la unidad de secamiento.

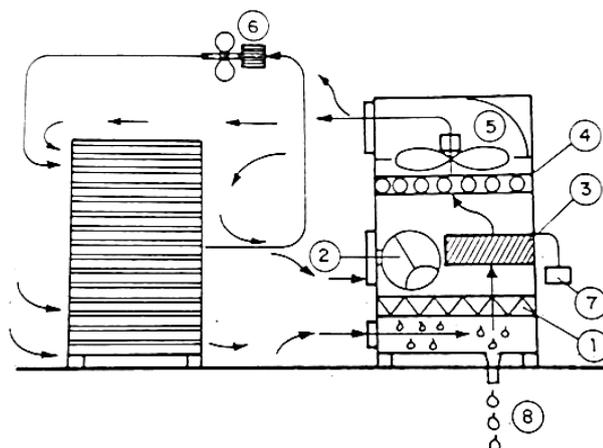


Figura 9. Circulación de aire en un proceso de secado por deshumidificación (según BOLLMANN)

Nota: 1. Condensador, 2. compresor, 3. Calentamiento de aire, 4. Calefacción adicional, 5. Ventilador, 6. Ventilador complementario, 7. Unidad de control, 8. Agua condensada.

Fuente: (Hoheisel H. , 1989)

La máquina de refrigeración trabaja como un sistema de calentamiento del aire (compresor), como deshumidificador (unidad de secamiento por condensación) y como secador con intercambio parcial de aire (como un secador convencional). En la práctica el ciclo de deshumidificación completa tres fases distintas que también pueden operar al mismo tiempo. Estas son:

- Calentamiento de la biomasa por medio del aire seco y caliente, que absorbe su calor enfriando el compresor de la máquina de refrigeración.
- Secamiento con intercambio parcial de aire entre el interior de la cámara y el ambiente externo.
- Secamiento por condensación, el aire húmedo es condensado en el condensador de la máquina de refrigeración y drenado al exterior de la cámara.

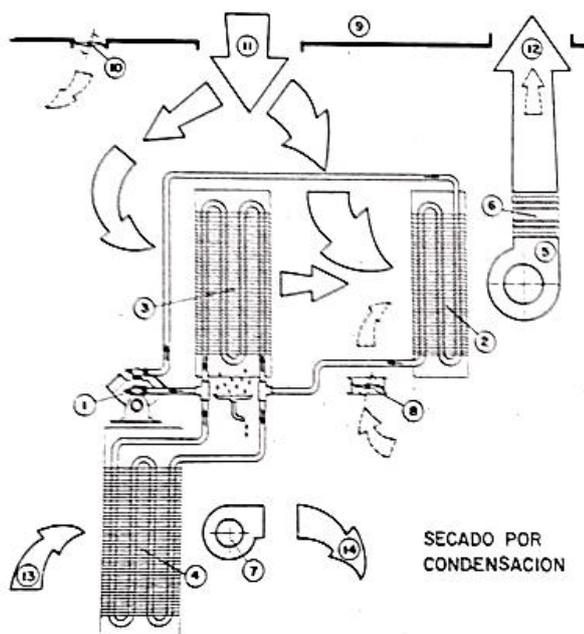


Figura 10. Secado por condensación, esquema de una bomba de calor (según BOLLMANN)

Nota: 1. compresor, 2. condensador, 3. Evaporador extracción de humedad, 4. Evaporador bomba de calor, 5. Ventilador principal, 6. Calefactor auxiliar, 7. Ventilador de bomba de calor, 8. Ventilador aspiración aire exterior, 9. Celda de secado, 10. Ventana de expulsión aire húmedo, 11. Aspiración aire exterior, 12. Salida de celda, 13. Aspiración aire exterior, 14. Expulsión aire frío.

Fuente: (Hoheisel H. , 1989)

2.8.4. Métodos Químicos.

Ciertos disolventes orgánicos tienen la capacidad de extraer el agua contenida en la biomasa; otras sustancias como algunas sales higroscópicas, propician el movimiento de la humedad del interior hacia la superficie de la biomasa.

- *Secamiento Mediante Solventes*

Este secado consiste en someter a la biomasa a la acción de un líquido que tiene una alta afinidad con el agua y es miscible en ella. El solvente más utilizado es la acetona, que puede aplicarse mediante aspersion. También se puede efectuar el proceso de inmersión de la biomasa dentro del solvente.



Figura 11. Sistema de aspersión
Fuente: www.spray.com

- ***Secado por Sales.***

Este secado se refiere a la utilización de sustancias higroscópicas que actúan, no como agentes desecadores, sino como reguladores de la tasa de evaporación de la humedad y, consecuentemente, alivia los esfuerzos de tensión generados durante el secamiento al aire libre o en cámaras de secado. No es en sí un proceso de secado; sino más bien es un tratamiento que mejora las condiciones de secamiento de la biomasa.



Figura 12. Secado por sales
Fuente: www.seasonsjabones.blogspot.com

2.8.5. Secamiento en Líquidos Oleosos Calientes.

Es un método rápido de secamiento de la biomasa consiste en sumergirla dentro de un líquido repelente de la humedad, que tenga un punto de

ebullición mucho más alto que el del agua y que se encuentre a una temperatura tal que produzca la evaporación de la humedad contenida en la biomasa.

El proceso de secado consiste en estas tres etapas:

- Periodo de calentamiento, a una temperatura mayor a 100 °C
- Periodo de evaporación del agua libre, a una temperatura máxima de 100 °C.
- Periodo de evaporación del agua fija.

2.8.6. Secado al Vacío.

El secado al vacío es una disminución de la temperatura de ebullición del agua, con lo que se logra una intensificación de la evaporación en la superficie. Como consecuencia de ello, se aumenta el gradiente de temperatura en la biomasa ya que la superficie se enfría más rápido que el centro a causa de la intensa evaporación trayendo como efecto un aumento de la velocidad de secado.

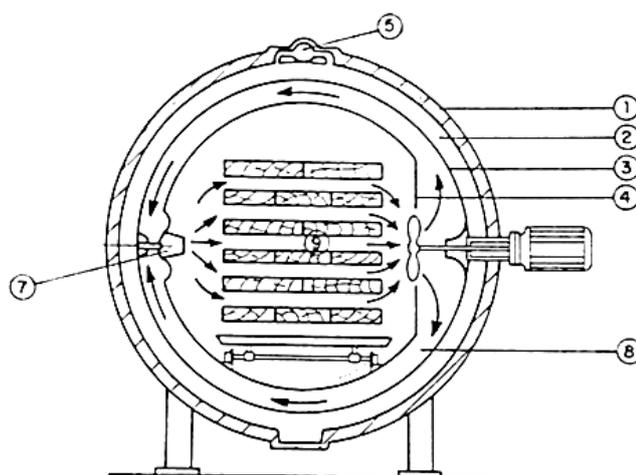


Figura 13. Sistema de secadero al vacío trabajando en forma intermitente a vacío y ventilación/ calefacción (según BOLLMANN)

Nota: 1. Pared exterior de autoclave, 2. Circulación de agua caliente, 3. Pared intermedia, 4. Pared interior, 5. Circulación de agua caliente, 6. Unidad de ventilación, 7. Tobera para la distribución de aire caliente, 8. Circulación del aire entre la pared intermedia (caliente) y la pared interior, 9. Pila de madera convencional con separadores.

Fuente: (Hoheisel H. , 1989)

Tabla 4

Temperatura de ebullición del agua en función de la presión.

PRESIÓN DEL AIRE EN MM DE HG.	TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN DEL AGUA.
760	100
480	88
305	76
240	70
153	60
120	55
76	45
62	42
38	32
8	7

Fuente: (Hoheisel H. , 1989).

Las principales ventajas del secado al vacío son las siguientes:

- La acción sobre la temperatura y la presión del ambiente dentro del cilindro (autoclave), acelera la circulación del agua del interior a la superficie de la biomasa.
- Por disminución del punto de ebullición del agua, se incrementa la tasa de evaporación del agua de la superficie de la biomasa, al aumentar la capacidad del aire para absorber mayor cantidad de vapor.
- Se reduce considerablemente el tiempo de secado, siendo comparable, con el secado a altas temperaturas, pero sin inconvenientes y riesgos de este.
- Se reportan bajas diferencias en el contenido de humedad final entre el centro de las piezas y la superficie, así como una reducción en las tensiones internas.

El auge adquirido recientemente por las secadoras al vacío se explica por la notable disminución en los tiempos de secado y por el desarrollo de sistemas de fabricación de las cámaras que permiten una disminución en el costo del equipo.

2.8.7. Secado con Vapores Orgánicos.

Este tipo de secado consiste en exponer la biomasa dentro de un autoclave a la acción de vapores producidos por líquidos orgánicos como el xilol y el percloroetileno, cuyo punto de ebullición es mucho más alto que el del agua libre. La tasa de secado se incrementa a medida que la biomasa se calienta y se forma un gradiente de humedad de afuera hacia adentro, debido a que el agua se evapora en las superficies. Dentro de un autoclave similar a los utilizados para la inmunización, la biomasa alcanza temperaturas hasta de 150 °C.

En este sistema el secado es producido en una atmosfera de humedad relativa del aire prácticamente igual a 0% y temperaturas mayores que 100°C. Mientras la tasa de transferencia de calor sea óptima, al final del proceso la biomasa solo presentara pequeñas grietas superficiales.

2.8.8. Secado por Resistencias Eléctricas.

Este proceso se basa en el principio del calor generado por la resistencia que opone la biomasa al paso de una corriente eléctrica y el rápido incremento de la resistencia con la disminución del contenido húmedo.



Figura 14. Partes de una resistencia eléctrica.

Nota: 1. Vaina esmaltada de la resistencia, 2. Resistencia cerámica, 3. Ánodo.
Fuente: www.construmatica.com

VOIG, KRISCHER y SHAUS (1940), investigaron este principio y encontraron que el contenido de humedad más bajo conseguido era 60% y que no se podía evitar una distribución muy irregular de la humedad dentro de la biomasa tratada.

Cuando se usó corriente alterna, con una frecuencia de 50 ciclos por segundo, se presentó repetidamente el efecto de arco voltaico y después del secamiento las superficies de la pieza tenían cercas del 100% de contenido de humedad, mientras que en el interior de la pieza esta era de alrededor de 40%.

Cuando se aplica corriente eléctrica continua se presenta el fenómeno electrolítico y mientras que en la cara o contacto en el cátodo, el contenido de humedad baja a la zona de saturación de las fibras, en la cara opuesta se contactó con el ánodo, se concentrara la humedad y alcanza un contenido superior al 100%.

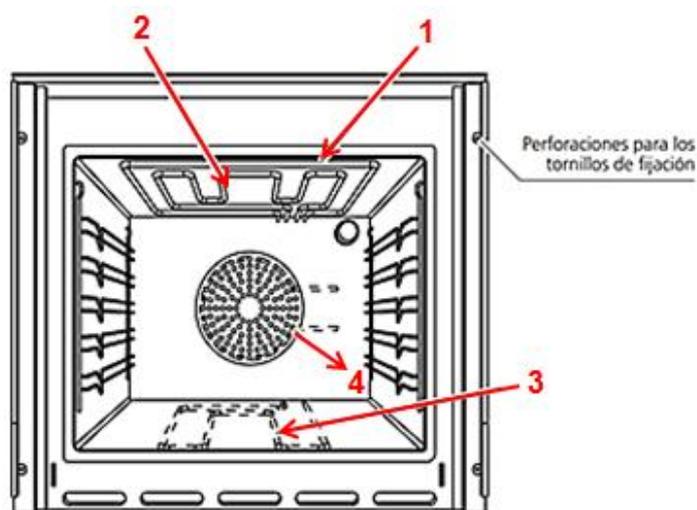


Figura 15. Horno eléctrico con resistencias eléctricas
Nota: 1. Perimetral en el techo, 2. Central en el techo, 3. Resistencias eléctricas, 4. Central en la pared trasera.

Fuente: www.antonioprevedello.com

2.9. Energía solar para secado.

Existen diversos tipos de secadores, los que ofrecen una amplia gama de oportunidades para lograr un tratamiento adecuado del producto. Es muy importante que en la etapa inicial se seleccione con cuidado el equipo a usar para obtener un funcionamiento satisfactorio.

Los dos elementos básicos de un secador solar son la cámara de secado donde el producto es deshidratado por el aire que pasa y el colector donde la radiación calienta el aire. Estos elementos pueden diseñarse para que se integren al equipo en varias formas:

- **Secador Solar Indirecto**

Los dos elementos están separados. El aire es calentado en el colector y la radiación no incidirá sobre el producto colocado en la cámara de secado. La cámara de secado es opaca. Este secador es esencialmente un secador conectivo convencional en que el sol (captado a través de un banco de colectores) actúa de fuente energética.

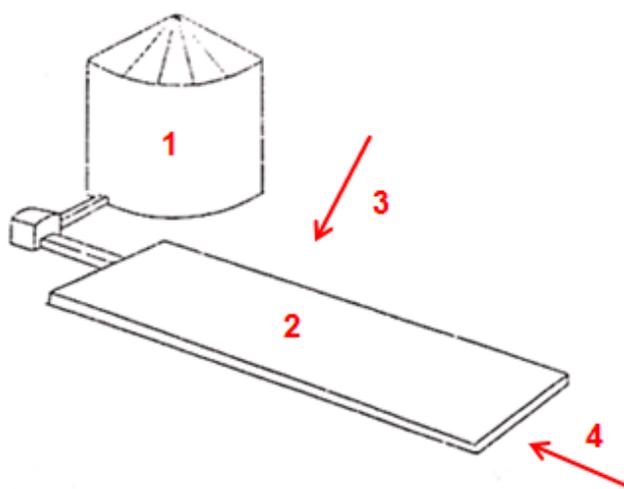


Figura 16. Secador solar indirecto.

Nota: 1. Silo o cama, 2. Colector solar, 3. Radiación solar, 4. Circulación de aire.

Fuente: (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992)

- **Secador Solar Directo**

Los dos elementos pueden juntarse, en cuyo caso la cámara que contiene el producto también cumple la función de colector recibido la radiación solar.

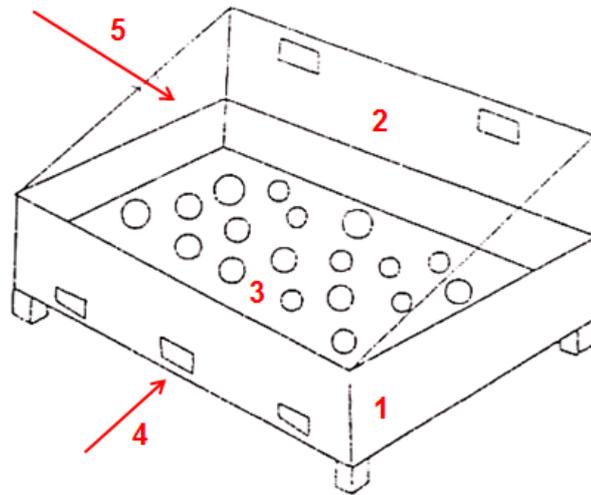


Figura 17. Secador solar directo.

Nota: 1. Gabinete, 2. Cubierta transparente, 3. Producto, 4. Circulación de aire, 5. Radiación solar.

Fuente: (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992)

- **Secador Solar Mixto**

Finalmente puede darse el caso en que la colección de radiación se realice tanto en un colector solar previo a la cámara como en la misma cámara

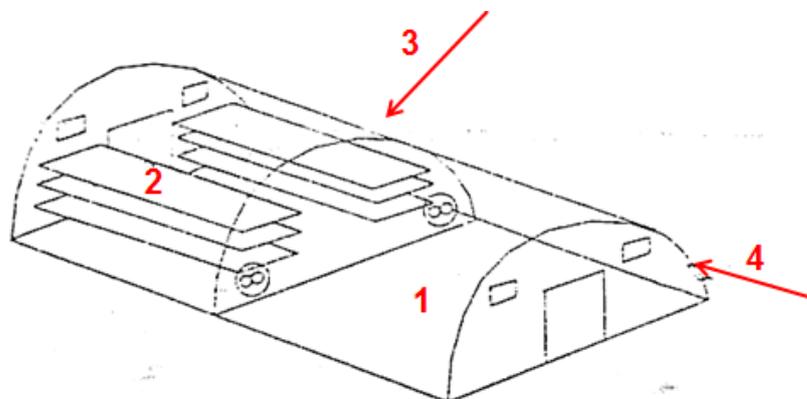


Figura 18. Secador solar mixto.

Nota: 1. Colector, 2. Cámara de secado, 3. Radiación solar, 4. Circulación de aire.

Fuente: (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992)

2.9.1. Colector Solar Plano

El colector solar plano es el más fácil de analizar así como los más simples de construir. Está formado por una placa absorbente ennegrecida orientada al sur y aislada de sus alrededores excepto por la cara superior.

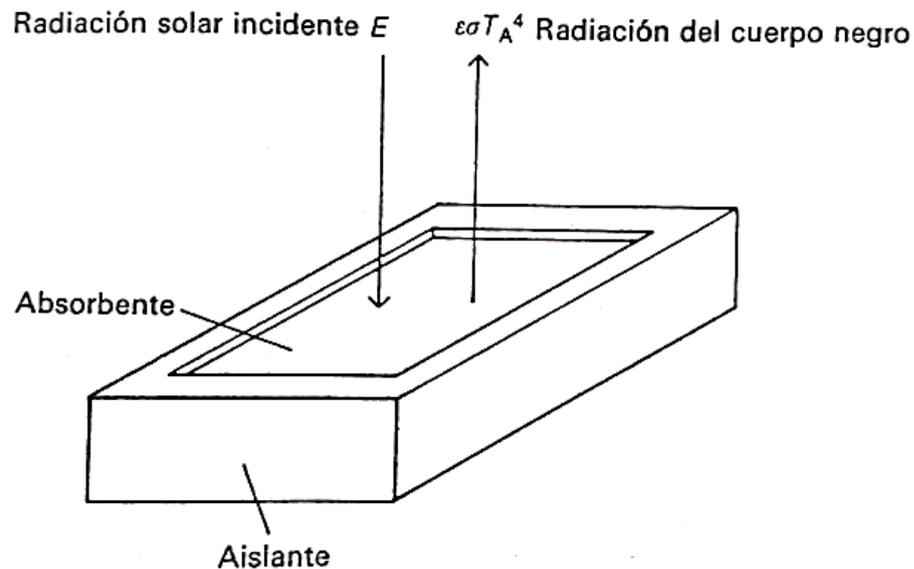


Figura 19. Captador solar plano de área unidad en equilibrio.
Fuente: (Wilson, Energía Solar, 1982)

Si la energía solar incidente integrada es E , la placa absorberá αE y se calentará hasta una temperatura T_A . Simultáneamente, irradiará a la atmósfera. Si no existieran pérdidas o ganancias energéticas adicionales, por unidad de área, se cumpliría el equilibrio. El tiempo de vida del colector interviene en estas consideraciones, pues es la obtención de energía total del aparato la que debe ser al menos equilibrada con la energía utilizada para su uso.

Considerando, la adición de una cubierta transparente. Una lámina grande de cristal es cara y frágil pero este transmitirá por lo menos el 85% de la energía solar visible para ángulos de incidencia próximos a la normal. La adición de una buena capa antirreflejo da lugar a una transmitancia del 90% con una pérdida de absorción del 5%.

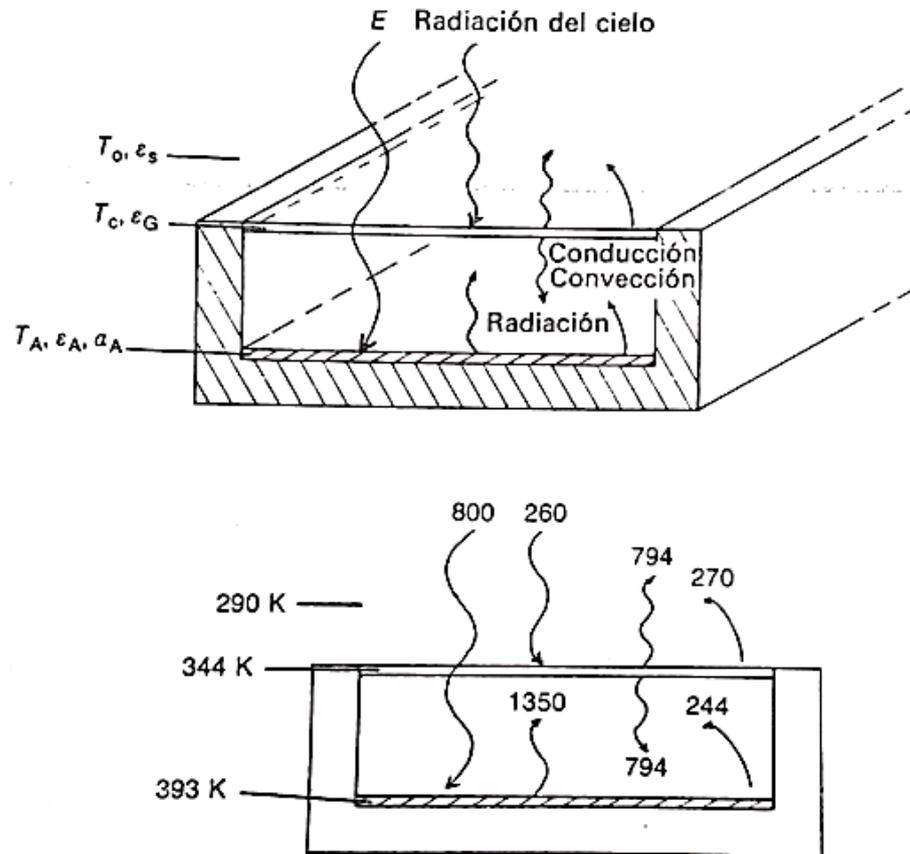


Figura 20. Balance energético de un captador solar plano (las cifras representan potencia por el área en Wm^{-2}). Fuente: (Wilson, Energía Solar, 1982)

La temperatura de absorbente y de la cubierta para las tres estructuras del colector. Obsérvese que la temperatura de la cubierta es ligeramente inferior cuando se utiliza una capa selectiva. En la práctica existen colectores planos con placas absorbentes de aluminio, cargadas con el óxido de cromo selectivo; han sido utilizados para elevar la temperatura de una mezcla de agua y anticongelante hasta $383 \text{ }^\circ\text{K}$ con fines de calefacción de viviendas.

Tabla 5

Temperatura de estancamiento de los colectores solares

ESTRUCTURA DEL COLECTOR	ABSORBENTE CUERPO NEGRO		ABSORBENTE SELECTIVO	
	T _A	T _C	T _A	T _C
Absorbente <<desnudo>> (teoría simple)	345	—	59	—
Cubierta transparente simple (espacio lleno de aire)	393	34	53	33
Cubierta transparente simple (espacio vacío)	409	34	71	33
Cubierta transparente simple (espacio vacío) + RC=2	478	39	82	38
Cubierta transparente simple (espacio vacío)	714	58	12	56
+ RC=10	128	8	12	0
+ RC=10 ²	8	10	21	10
+ RC=10 ³	230	77	80	24
	2	19	39	18
		33	87	83

Fuente: (Wilson, Energía Solar, 1982)

2.9.2. Radiación Solar Local.

El conocimiento y análisis de la radiación solar disponible es indispensable para el diseño y un buen control del funcionamiento de los secadores solares e invernaderos.

Los diferentes métodos para obtener los resultados de la radiación solar local que normalmente exigen medios sofisticados de cálculo son los siguientes:

- **Datos de Radiación Solar de la NASA.**

Ubicación: Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE".

Latitud (Φ): - 0.31

Longitud (L): -78°

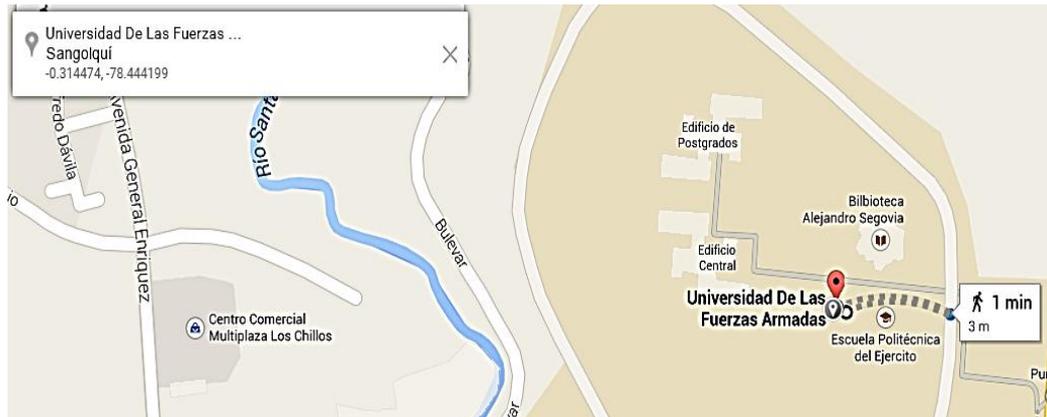


Figura 21. Datos de Latitud y Longitud de la ESPE.
Fuente: www.google.earth.com.ec



NASA Surface meteorology and Solar Energy



To access data for RETScreen:

Enter BOTH latitude and longitude either in decimal degrees or degrees and minutes separated by a space.

<p>Example:</p> <p>Latitude? <input style="width: 80%;" type="text" value="-0.31"/></p> <p>Longitude? <input style="width: 80%;" type="text" value="-78"/></p>	<p>Latitude 33.5 Longitude -80.75</p> <p>OR</p> <p>South: -90 to 0 West: -180 to 0</p>	<p>Latitude 33 30 Longitude -80 45</p> <p>North: 0 to 90 East: 0 to 180</p>
---	--	---

This form is "Reset" if the input is out of range.

Figura 22. Datos ingresados en la página de la NASA
Fuente: www.eosweb.larc.nasa.gov

ATMOSPHERIC SCIENCE DATA CENTER		NASA Surface meteorology and Solar Energy: RETScreen Data		NASA				
Latitude -0.31/Longitude -78 was chosen.								
	Unit	Climate data location						
Latitude	°N	-0.31						
Longitude	°E	-78						
Elevation	m	1180						
Heating design temperature	°C	14.70						
Cooling design temperature	°C	26.52						
Earth temperature amplitude	°C	9.97						
Frost days at site	day	0						
Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature	Heating degree-days	Cooling degree-days
	°C	%	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C	°C-d	°C-d
January	20.4	74.6%	3.86	88.3	1.4	21.4	0	327
February	20.2	76.7%	3.66	88.3	1.3	21.2	0	292
March	20.6	74.1%	3.64	88.3	1.4	21.6	0	332
April	20.3	73.3%	3.71	88.3	1.4	21.3	0	311
May	20.3	67.0%	3.75	88.4	1.6	21.2	0	322
June	19.8	63.2%	3.76	88.5	2.0	20.5	2	295
July	19.8	54.6%	3.82	88.5	2.1	20.6	2	306
August	20.7	48.6%	4.04	88.5	2.1	21.7	0	332
September	21.8	48.3%	4.11	88.4	1.9	23.1	0	354
October	22.4	52.3%	4.11	88.3	1.6	23.9	0	385
November	21.6	63.3%	4.15	88.2	1.6	23.1	0	350
December	20.6	73.6%	3.95	88.2	1.6	21.7	0	333
Annual	20.7	64.2%	3.88	88.4	1.7	21.8	4	3939
Measured at (m)					10.0	0.0		

Figura 23. Datos de radiación de la NASA para la ESPE

Fuente: www.eosweb.larc.nasa.gov

El mes con el valor de Radiación Máxima menor sería el mes de marzo con 3.64 kW-h/m². Esto corresponde a 3.64 HSP, con una media mundial de 1000W/m².

- Radiación Solar por el Método de Page.

Utilizando el método de Page y basándose en el software Excel, se obtendrá la radiación máxima y varios datos por mes de los cuales se tomara el valor más bajo es decir el peor mes del año:

Tabla 6

Datos de entrada para cálculo de Radiación Máxima por mes según método de Angstron Page.

DATOS DE ENTRADA			
	GRADOS	MINUTOS	SEGUNDOS
Latitud	0	-19	0
Latitud	0.31666667		
INCLINACIÓN	13.1		
Angstron Page	37		
a	0.25	Factor climático	
b	0.45		
Factor de albedo	0.4		

Tabla 7

Radiación Máxima por mes según método de Angstron Page.

MES	RADIACIÓN MÁXIMA/1000 (kW-h/m ²)
Enero	4.62
Febrero	4.62
Marzo	4.58
Abril	4.34
Mayo	3.96
Junio	3.64
Julio	3.80
Agosto	4.17
Septiembre	4.46
Octubre	4.58
Noviembre	4.58
Diciembre	4.57

El mes con el valor de radiación máxima menor sería el mes de Junio con 3.64 kW-h/m². Esto corresponde a 3.64 HSP, con una media mundial de 1000W/m².

- Radiación Solar mediante el Software ISOCAD.

Introduciendo los datos en el software para obtener los valores de irradiación por mes, los cuales son:

ISOCAD - Radiación - [Radiación - Selección de lugar]

Archivo Calculo Base de datos Ayuda

SELECCIÓN DE LUGAR

Los datos de temperatura se suponen constantes e iguales a 20° C

Localidad

PAÍS: ECUADOR

CIUDAD: QUITO-NAQUITO

LATITUD: -0,1

Datos de radiación

RADIACIÓN DIARIA MEDIA MENSUAL SOBRE SUPERFICIE HORIZONTAL

ENERO	4,94
FEBRERO	4,64
MARZO	4,78
ABRIL	4,53
MAYO	4,83
JUNIO	4,69
JULIO	5,53
AGOSTO	5,47
SEPTIEMBRE	4,89
OCTUBRE	5,25
NOVIEMBRE	5,14
DICIEMBRE	5,14

Datos de temperatura: [Modificar](#)

Los datos de temperaturas máxima y mínima se suponen 5 °C y 40 °C respectivamente

Unidades de radiación: kWh/m2 Langleys MJ/m2

Aceptar Cancelar

Figura 24. Valores de Irradiación por mes utilizando ISOCAD
Fuente: (ISOCAD, 2015)

El mes con el valor de radiación máxima menor sería el mes de abril con 4.53 kW-h/m². Esto corresponde a 4.53 HSP, con una media mundial de 1000W/m².

Con los datos anteriormente indicados se establece que el promedio de la radiación solar local, en horas de sol pico (HSP) es la siguiente:

Tabla 8

Promedio de la Radiación Solar Local en HSP.

MÉTODO	RADIACIÓN (W-h/m ²)
NASA	3.64
Angstrom Page	4.64
ISOCAD	3.75
Promedio (HSP)	4.01

CAPITULO III

DISEÑO DEL HORNO HÍBRIDO

3.1. Matriz de decisión.

Este proyecto tiene como objetivo el secado de muestras de pennisetum clandestinum, mediante el uso de un secador híbrido (solar eléctrico), que se pueda utilizar en cualquier región del Ecuador. Para realizar los ensayos se necesita alcanzar una temperatura de secado de 70°C (temperatura adecuada para el secado de este producto), la cual se alcanzara con la temperatura de precalentamiento generada por el colector solar y la temperatura de calentamiento aportada por las resistencias eléctricas.

De esta manera se reducirá el contenido de humedad inicial del 70 % a un 12% aproximadamente, el cual es un porcentaje adecuado para realizar las briquetas de dichas muestras y medir el poder calorífico final de las mismas.

Por lo tanto el equipo de secado debe presentar las siguientes características:

- Facilidad de manejo y operación.
- Capacidad de secado 10 kg.
- Tiempo de secado de 8 horas.
- Temperatura de secado 70°C.
- Seguridad de operación.

Tomando en cuenta dichas características se plantean las siguientes alternativas:

- Cámara de secado.
- Colector solar.

Para comparar las alternativas y seleccionar la más adecuada se las medirá en base a los siguientes parámetros:

Aspectos técnicos.

- Disponibilidad de materiales en el mercado.
- Facilidad de fabricación.
- Facilidad de montaje.
- Facilidad de mantenimiento.
- Adaptabilidad al medio.

Aspectos económicos.

- Costo de fabricación.
- Costo de operación.
- Costo de montaje.
- Costo de mantenimiento.
- Costo de movilidad.

Aspectos complementarios.

- Seguridad.
- Disponibilidad de espacio.
- Ergonomía.

Para la selección de alternativas se propone utilizar una matriz de decisión, que comprenda los aspectos anteriormente indicados sean estos técnicos, económicos y complementarios, tomando en cuenta una escala de

porcentaje de 0-100%. El mayor puntaje técnico total alcanzado corresponderá a la alternativa seleccionada.

3.1.1. Selección de la cámara de secado

Para la selección de la cámara de secado se tienen tres alternativas, las cuales serán comparadas en la tabla 9.

Cámara de secado circular al vacío.

Esta cámara consiste en un cilindro metálico tipo autoclave colocado horizontalmente, provisto de un fondo y de una puerta hemisférica; la forma cilíndrica le permite resistir la presión atmosférica exterior cuando se hace al vacío. El recipiente para secado al vacío debe tener un espesor mínimo de 3mm para pequeñas aplicaciones, las uniones se lo realiza mediante soldadura utilizando el proceso TIG o MIG. Este tipo de construcción limita la dimensión de la cámara de secado al vacío de capacidad útil, debido a la elevada inversión que presenta la construcción de autoclaves más voluminosos.

Para reducir el monto de la inversión para un secado al vacío se puede instalar un sistema tipo tándem, es decir dos autoclaves se combinan con una sola bomba de vacío y una caldera.

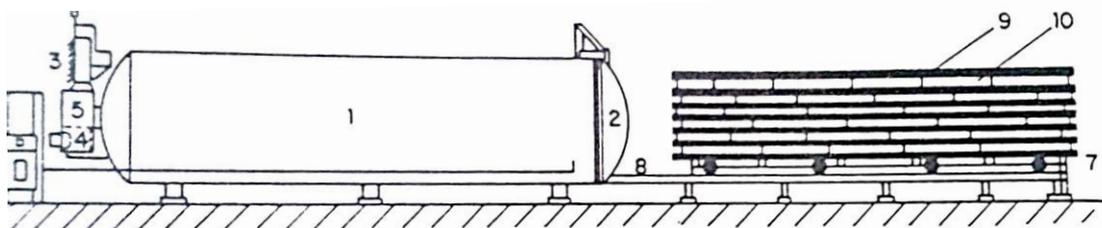


Figura 25. Corte longitudinal de un secador de vacío que utiliza el principio de placas de calentamiento.

Nota: 1. Cilindro de autoclave, 2. Puerta para la entrada de carga de madera, 3. Unidad de enfriamiento, 4. Bomba de vacío, 5. Dispositivo de regulación, 6. caldera para generar agua caliente para las placas de calentamiento, 7. Vagoneta para carga de las pilas, 8. Riel transportador, 9. Placas de calentamiento, 10. Madera para secar, colocada entre las placas de calentamiento.

Fuente: (Chevalier, 1980)

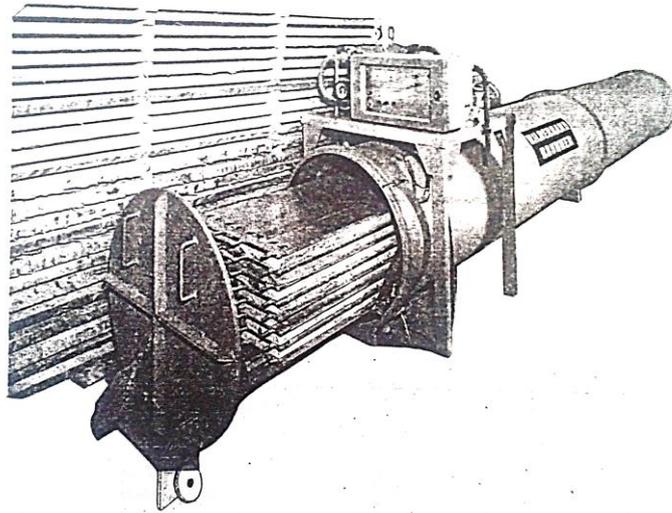


Figura 26. Secadero de vacío con calefacción por placas metálicas.
Fuente: (Chevalier, 1980)

Cámara de secado poliédrica.

La geometría de esta cámara es de tipo poliédrico, con esto se consigue aumentar el área de transferencia de calor, de tal manera que la radiación incida sobre el producto desde diferentes direcciones. En cuanto a la parte energética el proceso de secado en este tipo de cámaras es más uniforme.

Debido a su forma esta cámara requiere mayor cantidad de materiales para su construcción a comparación de una cámara rectangular, pero es más eficiente que la misma.

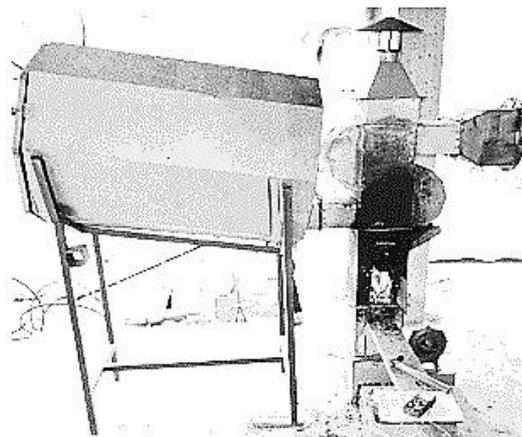


Figura 27. Cámara de secado poliédrica.
Fuente: (Guasumba, 2003)

Cámara de secado rectangular.

Los materiales para este tipo de secador son diferentes a aquellos empleados en cámaras convencionales; en los sitios expuestos a mayor corrosión se deben utilizar metales anticorrosivos como aleaciones de aluminio AA110 (Norma ALCAN), el acero al carbono (ASTM A36) solo se permite en los lugares menos expuestos a la corrosión y requieren un mantenimiento adecuado a intervalos más o menos cortos. Estas instalaciones, requieren aislamientos térmicos en sus paredes para reducir las pérdidas de calor. Este proceso es más eficiente que un secado convencional, exige menor cantidad de planchas para su construcción a comparación de la cámara de secado circular.

Debido a la geometría de este secador la eficiencia es menor a comparación de una cámara poliédrica, puesto que la radiación incide en el producto solo desde las cuatro caras que componen el secador.

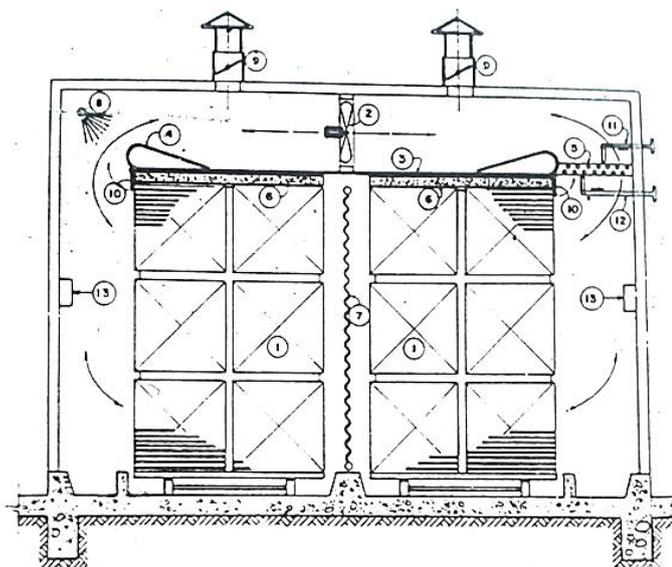


Figura 28. Sección transversal de un secador rectangular.

Nota: 1. Carro con 6 paquetes de madera, 2. Unidad de ventilación, 3. Cielo raso, 4. Deflector de aire, 5. Radiadores bimetálicos (interior de acero, exterior de aluminio con aletas), 6. contrapeso de concreto, 7. Radiadores intermedio, 8. Humidificación y vaporización, 9. Entrada de aire fresco y salida de aire húmedo con cierre de mariposa, 10. Pantalla giratoria, 11. Tubería conductora de vapor, 12. Tubería de condensado, 13. Equipo de control.

Fuente: (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992)

Tabla 9

Matriz de decisión para la cámara de secado

CÁMARA DE SECADO				
PARÁMETROS	%	ALTERNATIVAS		
		1 ^a	2 ^a	3 ^a
ASPECTOS TÉCNICOS	50			
Disponibilidad de materiales en el mercado.	20	10	18	18
Facilidad de fabricación.	10	7	8	6
Facilidad de montaje.	5	3	4	3
Facilidad de operación.	5	4	4	3
Facilidad de mantenimiento.	5	4	3	4
Adaptabilidad al medio.	5	3	3	3
ASPECTOS ECONÓMICOS	40			
Costo de fabricación.	20	18	16	10
Costo de montaje.	5	4	4	4
Costo de mantenimiento.	10	7	7	8
Costo de movilidad.	5	4	4	5
ASPECTOS VARIOS	10			
Seguridad.	4	4	3	3
Disponibilidad de espacio.	4	4	4	4
Ergonomía.	2	2	1	2
TOTAL	100	74	79	73

Alternativas:

1^a Cámara de secado circular al vacío.

2^a Cámara de secado poliédrica.

3^a Cámara de secado rectangular.

La matriz de decisión de la tabla 9, muestra que la alternativa más óptima es la 2^a, con un puntaje de 79 % puesto que a pesar de la complejidad de su fabricación será la más eficiente y brindara mayores beneficios que las otras

dos alternativas. Por lo cual se continuara con el cálculo de cada uno de los componentes de la misma.

3.1.2. Selección del colector solar.

Para la selección del colector solar se tienen tres alternativas, las cuales serán comparadas en la tabla 10.

Colector con superficie absorbente metálica.

Para asegurar un mejor contacto térmico con el aire la misma suele ser ondulada o doblada en V. La superficie transparente puede ser vidrio o plástico. El aire puede pasar por debajo del metal en un ducto aislado, o también lo puede hacer simultáneamente por encima o por abajo.

Los colectores metálicos suelen tener un costo mayor las alternativas 2ª y 3ª, pero trabajan con mejor eficiencia térmica. Suelen usarse en aquellos casos en que existe oportunidad para colocarlos como parte de una estructura, como ser el techo de un galpón.

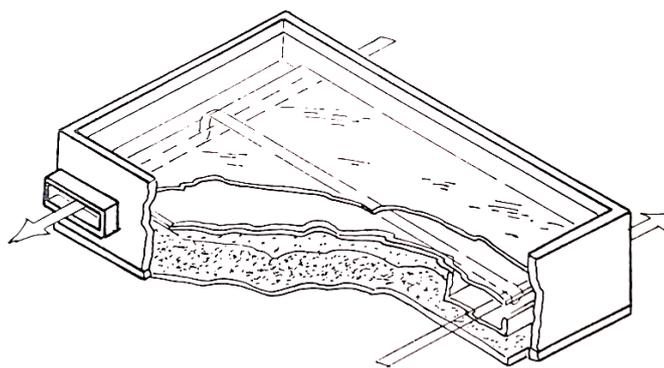


Figura 29. Corte de un colector solar de aire.
Fuente: (Rodríguez, 2000)

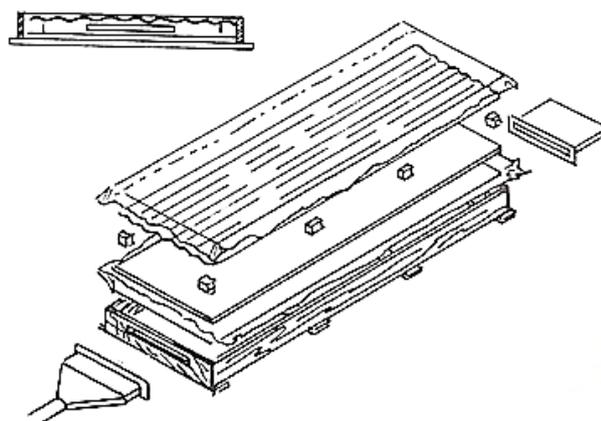


Figura 30. Colector con superficie absorbente de metal.
Fuente: (Rodríguez, 2000)

Colector con superficie absorbente de plástico.

En estos colectores la superficie absorbente está fabricada con plástico negro. La figura 31 muestra el ejemplo de este tipo de colector.

En el primer ejemplo el absorbente está construido con una manga de color negro que se infla con el paso del aire. Una segunda manga plástica transparente y mayor radio hace las veces de cubierta. La misma debe ser inflada a través de uno o más orificios que la conectan con el interior de la primera manga. No se usa aislante térmico.

En el segundo ejemplo el plástico negro se coloca sobre el suelo, con alguna aislación entre el suelo y el plástico. El mismo está sujeto en los bordes, junto con la capa de plástico transparente que hace las veces de cubierta. El aire se puede inyectar a presión entre los dos plásticos, en cuyo caso la superficie transparente no necesita soporte. Se puede colocar arcos, generalmente metálicos, para sujetar el plástico, en cuyo caso el aire puede estar en depresión.

Estos colectores son de muy bajo costo si se los construye en polietileno. Debe cuidarse especialmente una circulación adecuada de aire para evitar que el plástico negro aumente mucho su temperatura, en cuyo caso puede fundirse o quemarse.

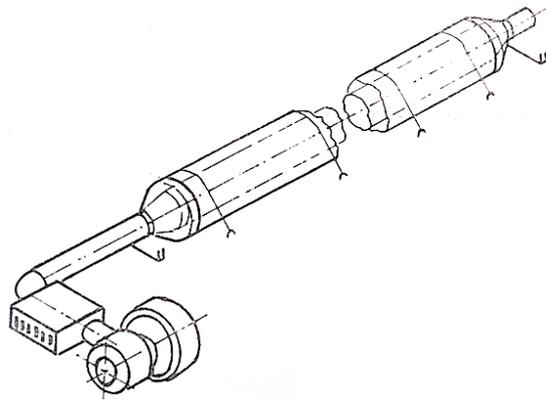


Figura 31. Colectores con superficie absorbente de plástico.
Fuente: (Rodríguez, 2000)

Colector con superficie absorbente de piedra.

Este colector es semejante al colector con superficie absorbente de plástico, con la diferencia que la superficie absorbente de plástico es reemplazada por una capa de piedras de color oscuro. Las figura 32, muestra un esquema de este colector.

Estos colectores tienen la ventaja de que la capa de piedras soporta mejor la temperatura, no existiendo peligro de quemaduras. Las piedras pueden pintarse de negro y en algunas regiones tienen un costo muy bajo. Si la capa de piedra tiene cierto espesor se produce un efecto de acumulación, por lo que el colector puede funcionar durante un tiempo corto después de la puesta del sol.

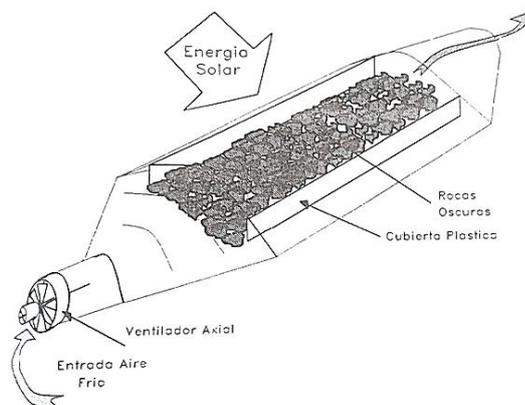


Figura 32. Colector con superficie absorbente de piedra.
Fuente: (Rodríguez, 2000)

Tabla 10

Matriz de decisión para el colector solar

COLECTOR SOLAR				
PARÁMETROS	%	ALTERNATIVAS		
		1 ^a	2 ^a	3 ^a
ASPECTOS TÉCNICOS	40			
Disponibilidad de materiales en el mercado.	15	15	15	10
Facilidad de fabricación.	5	4	5	4
Facilidad de montaje.	5	4	3	3
Facilidad de operación.	5	4	3	4
Facilidad de mantenimiento.	8	7	5	5
Adaptabilidad al medio.	2	2	2	2
ASPECTOS ECONÓMICOS	40			
Costo de fabricación.	20	18	15	13
Costo de montaje.	10	7	6	6
Costo de mantenimiento.	5	3	5	4
Costo de movilidad.	5	3	3	3
ASPECTOS VARIOS	20			
Seguridad.	5	4	3	2
Disponibilidad de espacio.	10	8	7	7
Ergonomía.	5	3	4	3
TOTAL	100	82	76	66

Alternativas:

1^a Colector con superficie absorbente metálica.

2^a colector con superficie absorbente de plástico.

3^a Colector con superficie absorbente de piedra.

La matriz de decisión de la tabla 10, muestra que la alternativa más óptima es la 1^a, con el mayor puntaje del 83% puesto que a pesar de su costo de fabricación será la más eficiente y brindara mayores beneficios que las otras dos alternativas. Por lo cual se continuara con el cálculo de cada uno de los componentes de la misma.

3.1.3. Descripción del horno híbrido seleccionado.

El secador seleccionado puede funcionar con energía solar y mediante el uso de resistencias eléctricas. Sus componentes son:

Cámara de secado: Forma poliédrica constituida por estantes y resistencias eléctricas con un controlador de temperaturas del aire calentado.

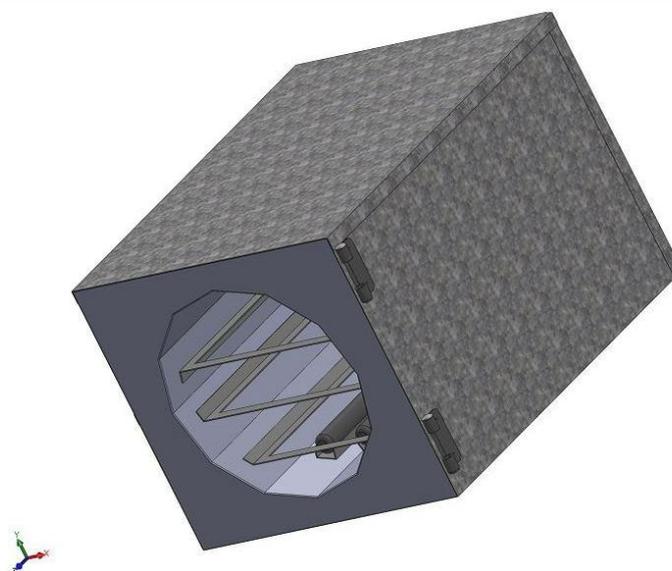


Figura 33. Prototipo de la cámara de secado.

Colector solar: Con superficie absorbente metálica, la superficie transparente será de vidrio templado, contendrá aislante térmico de fibra de vidrio para impedir las diferentes pérdidas de calor.

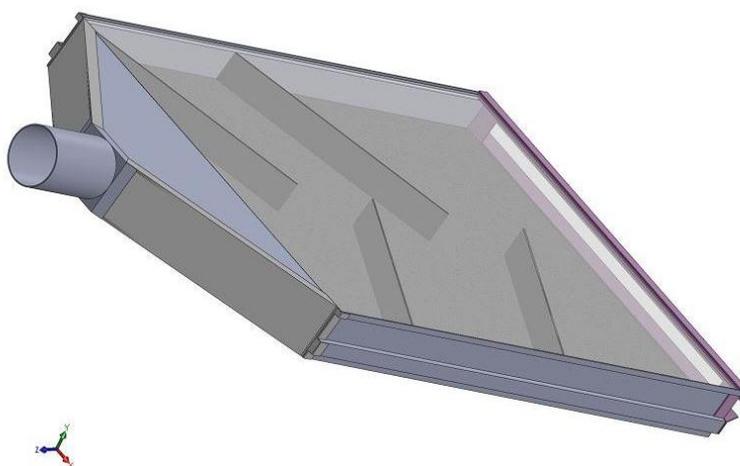


Figura 34. Prototipo del colector solar.

Por lo tanto, realizando un acoplamiento del horno y el secador solar se obtiene la siguiente configuración geométrica:



Figura 35. Acoplamiento de horno y colector solar.

3.2. Parámetros de diseño.

Para determinar los parámetros de diseño del secador con energía solar y resistencias eléctricas, se consideran las propiedades del pennisetum clandestinum, características de la cámara, temperatura y tiempo de secado. Además, las variables del proceso son las siguientes:

- Temperatura Ambiente.
- Temperatura de secado.
- Contenido de humedad inicial del producto.
- Contenido de humedad final del producto.
- Irradiancia solar.
- Velocidad del aire, ambiente y de secado.

- Tiempo de secado.
- Volumen de cámara.
- Volumen del producto.
- Potencia, voltaje y amperaje de las resistencias eléctricas.

3.3. Diseño térmico del horno.

3.3.1. Diseño de la cámara de secado.

La geometría de esta cámara es en base a la alternativa 2ª obtenida a través de la matriz de decisión de la tabla 9, es decir de tipo poliédrico.

Para calcular el volumen de cámara de secado se tiene la siguiente expresión matemática, según INCOMAQ (Ingeniería y Comercialización de Maquinaria), Italia:

$$V_c = 4 \cdot V_p \quad (3.1)$$

Donde:

V_c volumen de cámara, en $[m^3]$; V_p volumen de producto, en $[m^3]$; m_p masa del producto, en $[kg]$.

La densidad específica del kikuyo según (Cengel, Transferencia de Calor, 2004, pág. 230) es:

$$\rho_{kikuyo} = 640 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$m_p = 10 [kg]$$

$$V_p = \frac{m_p}{\rho_{kikuyo}}$$

$$V_p = \frac{10}{640}$$

$$V_p = 0.016 [m^3]$$

Donde el volumen de cámara, utilizando la ecuación 3.1 será:

$$V_c = 4 \cdot 0.016$$

$$V_c = 0.063 [m^3]$$

A continuación, con el propósito de adaptar el diseño al requerimiento de materiales se selecciona un volumen de cámara de mayor dimensión, para lo cual se presenta la figura 36.

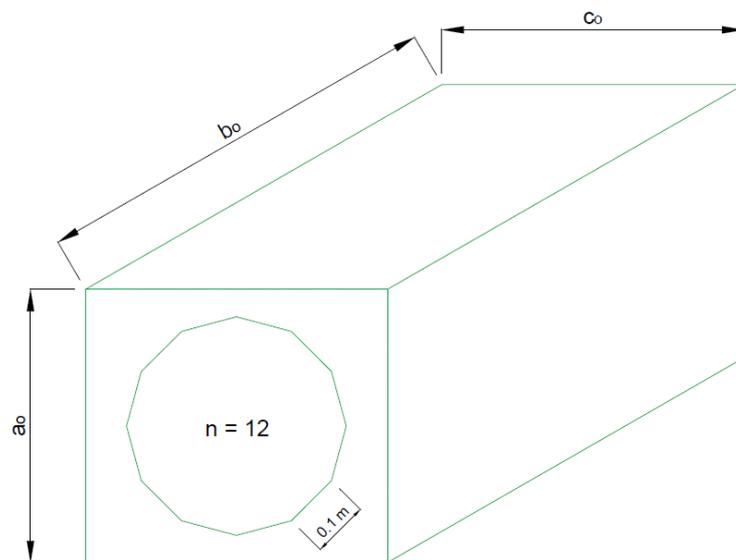


Figura 36. Dimensiones externas del horno híbrido secador.

Para calcular el área del poliedro se utilizan los siguientes datos:

$$a_0 = 0.5 [m]$$

$$b_0 = 0.75 [m]$$

$$c_0 = 0.55 [m]$$

Estos valores se reemplazan para obtener el área exterior del horno.

Área poliédrica de la cámara frontal:

$$A_p = \frac{n \cdot l \cdot ap}{2} \quad (3.2)$$

Dónde:

A_p área del poliedro, en [m²]; n número de lados, en [m]; l longitud de cada lado, en [m]; ap apotema, en [m].

Apotema del poliedro:

Para encontrar la apotema del triángulo se construye un triángulo isósceles que tiene dos lados iguales y un desigual. A continuación, en la figura 37 se puede observar la geometría plana de este elemento:

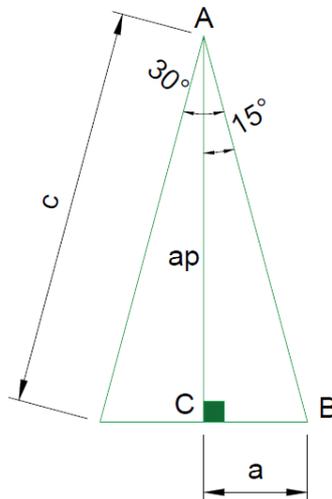


Figura 37. Triángulo del poliedro para encontrar apotema.

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

$$n = 12$$

α = Angulo central

$$\alpha = \frac{360}{n} = 30^\circ$$

$$A = \frac{\alpha}{2}$$

$$A = 15^\circ$$

$$C = 90^\circ$$

$$B = 180^\circ - A - C$$

$$B = 75^\circ$$

Después de utilizar las formulas trigonométricas se obtiene el valor de la apotema para realizar el cálculo posterior del área.

$$ap = \tan(B) \cdot \frac{1}{2}$$

$$ap = 0.187 \text{ m}$$

Utilizando la ecuación 3.2, el área poliédrica de la cámara frontal es:

$$A_p = \frac{12(0.1867)(0.1)}{2}$$

$$A_p = 0.112 \text{ m}^2$$

El área poliédrica de la cara frontal y posterior es:

$$A_{pf} = \frac{n \cdot l \cdot ap}{2} \cdot 2 \quad (3.3)$$

Dónde:

A_{pf} área de la cara frontal y posterior del poliedro, en $[m^2]$.

$$A_{pf} = 0.224 [m^2]$$

El cálculo del área lateral ($A_{lateral}$), del poliedro es el siguiente:

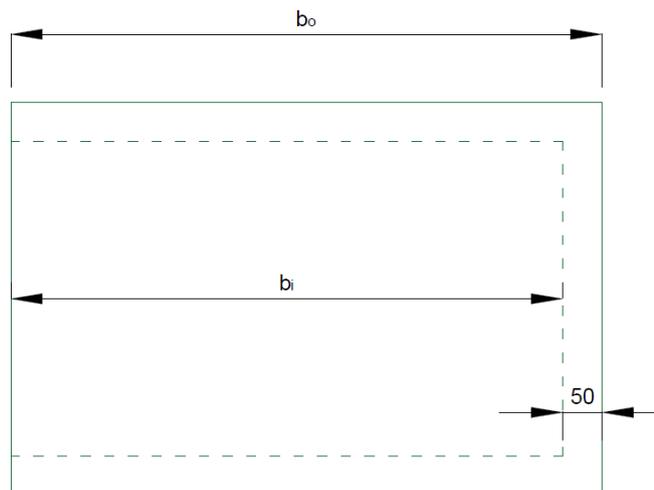


Figura 38. Vista lateral del horno.

$$A_{lateral} = n \cdot l \cdot b_i \quad (3.4)$$

Dónde:

b_i profundidad de la cámara de secado, en $[m]$.

El valor de b_i es de $0.7 [m]$

$$A_{lateral} = 12(0.1)(0.7)$$

$$A_{lateral} = 0.840 \text{ m}^2$$

El área tota interna del poliedro será:

$$A_T = A_{pf} + A_{lateral} \quad (3.5)$$

$$A_T = 0.224 + 0.840$$

$$A_T = 1.064 \text{ [m}^2\text{]}$$

El área exterior del horno será:

$$A_o = 2(a_o \cdot c_o + b_o \cdot a_o + b_o \cdot c_o)$$

$$A_o = 2[(0.5)(0.55) + (0.75)(0.5) + (0.75)(0.55)]$$

$$A_o = 2.125 \text{ [m}^2\text{]}$$

Para calcular el volumen interior del poliedro se utiliza la siguiente expresión matemática:

$$V_i = A_p \cdot b_i \quad (3.6)$$

$$V_i = (0.112)(0.7)$$

$$V_i = 0.078 \text{ [m}^3\text{]}$$

El volumen interior (V_i) es mayor que volumen de cámara (V_c), por lo que se comprueba que las dimensiones propuestas para el diseño del horno son correctas. Con el dato de volumen de cámara, se obtiene la altura requerida (h_{horno}) del horno:

$$h_{horno} = \frac{V_c}{A_p}$$

$$h_{horno} = \frac{0.063}{0.112}$$

$$h_{horno} = 0.558 [m]$$

El valor de la masa húmeda del kikuyo (MH) es de 10 kg según el objetivo general del proyecto.

Según datos de biomasa cortada en campo la humedad del kikuyo X_{wi} es igual al 70% y la humedad final X_{wf} será del 12%, puesto que para reducir las emisiones de monóxido de carbono en la combustión se necesita que sea $X_{wf} \leq 15\%$.

El cálculo de masa seca (MS) se lo realiza según la siguiente expresión:

$$MS = MH \left(\frac{100 - X_{wi}}{100} \right) \quad (3.7)$$

$$MS = (10 \text{ kg}) \cdot \left(\frac{100 - 70}{100} \right)$$

$$MS = 3 [kg]$$

La cantidad de agua a remover del kikuyo (Δ_w) será:

$$\Delta_w = MS \cdot \left[\frac{X_{wi}}{100 - X_{wi}} - \frac{X_{wf}}{100 - X_{wf}} \right] \quad (3.8)$$

$$\Delta_w = 3 \cdot \left[\frac{70}{100 - 70} - \frac{12}{100 - 12} \right]$$

$$\Delta_w = 6.591 \text{ [litros de agua]}$$

Esta cantidad de agua a remover se convierte en masa de vapor de agua por lo que se obtiene:

$$m_v = \Delta_w$$

$$m_v = 6.591 \text{ [kg]}$$

3.4. Determinación de cargas térmicas.

3.4.1. Calor útil del secado.

Según ensayos realizados en la ESPE, secando biomasa con un alto porcentaje de humedad la temperatura de secado varía de 65 - 75 °C y el tiempo de secado de 7 a 8 horas. Por lo cual se utilizara una temperatura de 70 °C y un tiempo de 8 horas.

Para el cálculo del calor útil de secado del pennisetum clandestinum se lo realizara tomando en cuenta la siguiente ecuación y parámetros:

Calor útil de secado (Q_u) del agua

$$Q_u = \frac{MH}{t_{sec}} \cdot CP_{kikuyo} (T_{sec} - T_{amb}) + \frac{m_v}{t_{sec}} \cdot Hfg \quad (3.9)$$

m_v masa de vapor, en [kg]; Hfg calor latente de vaporación del agua, en $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$; CP_{kikuyo} calor específico del kikuyo, en $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right]$; t_{sec} tiempo de secado, en [h]; T_{sec} temperatura de secado, en $[\text{°C}]$; T_{amb} temperatura ambiente, en $[\text{°C}]$.

Donde:

$$Hfg = 540 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right] \quad (\text{Cengel, Transferencia de Calor, 2004})$$

$$CP_{kikuyo} = 0.457 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right] \quad (\text{Benitez, 1980})$$

$$t_{sec} = 8 \text{ [h]}$$

$$T_{sec} = 70 \text{ [°C]}$$

$$T_{amb} = 22 \text{ [°C]}$$

Al reemplazar cada uno de los datos en la ecuación se obtiene que el calor útil de secado es:

$$Q_u = \frac{10[\text{kg}]}{8 \text{ [h]}} \cdot 0.457 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}\right] (70 - 22) [\text{°C}] + \frac{6.591 [\text{kg}]}{8 \text{ [h]}} \cdot 540 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$$

$$Q_u = 472.28 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$$

$$Q_u = \left(\frac{Q_u}{860}\right) \cdot 1000$$

$$Q_u = 549.159 \text{ [W}_t\text{]}$$

3.4.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

Coeficiente de convección externa.

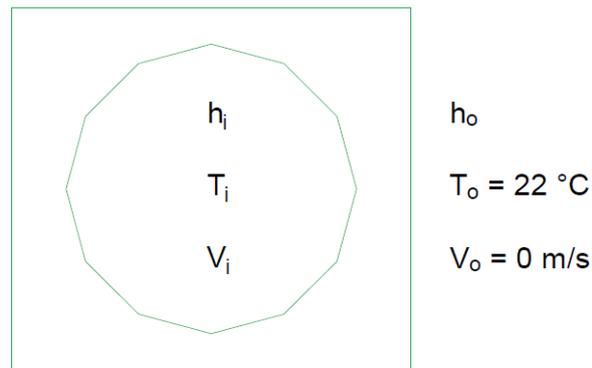


Figura 39. Coeficiente de convección externa

La velocidad del viento (v_{viento}) es de 1.2 m/s, según datos tomados en la ESPE. El coeficiente de convección externa se lo calcula, mediante la fórmula de Watmuff:

$$h_o = 2.8 + 3 v_{\text{viento}} \quad (3.10)$$

$$h_o = 2.8 + 3(1.2)$$

$$h_o = 6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Coeficiente de convección interna.

Se debe calcular el diámetro hidráulico (\mathcal{D}_H), en donde el perímetro hidráulico (P_H) es:

$$P_H = 12 \cdot l$$

$$P_H = 12(0.1)$$

$$P_H = 1.2\text{ m}$$

$$\mathfrak{D}_H = \frac{4A_p}{P_H} \quad (3.11)$$

$$\mathfrak{D}_H = \frac{4(0.112)}{1.2}$$

$$\mathfrak{D}_H = 0.373 [m]$$

3.4.3. Velocidad del aire en sistemas de secado.

Criterios para determinación de velocidad en ductos

La circulación forzada facilita el diseño, se pueden obtener velocidad de circulación del aire entre 0.5 a 1 m/s esto facilita el proceso de secado (Corvalán, pág. 40).

Además, el estudio de la circulación de aire en las secciones por convección forzada es similar al caso de circulación térmica de allí que, las velocidades del aire que se usan son de 0.3 a 2 m/s.

En los sistemas radioactivos convectivos las velocidades es del orden de 0.4 a 3 m/s por razones de economía. Los ductos para el movimiento de aire son de diámetros pequeños y en ellos se utilizan velocidades de 5 a 10 m/s. (Corvalán, pág. 40).

Seleccionando la velocidad de ducto igual a 0.6 m/s el coeficiente de convección se calcula con la ecuación de Reynolds en función del diámetro hidráulico ($Re_{y_{\mathfrak{D}_H}}$), de la siguiente manera:

$$Re_{y_{\mathfrak{D}_H}} = \frac{v_{ducto} \cdot \mathfrak{D}_H}{\nu_{Tb}} \quad (3.12)$$

En donde la viscosidad cinemática (ν_{Tb}) a temperatura volumétrica de 70 °C es de $1.995 \times 10^{-5} [\text{m}^2/\text{s}]$ (Cengel, pág. 38).

$$Re_{y_{DH}} = \frac{0.6 \cdot 0.373}{1.995 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{y_{DH}} = 11224.213$$

Si cumple ya que $10000 < Re_{y_{DH}} < 12000$

Según la ecuación de DITTUS BOELTER, para calcular el coeficiente de convección interno (h_i), se utiliza la siguiente formula:

$$\frac{h_i \cdot D_H}{k_f} = 0.023 Re_{y_{DH}}^{0.8} Pr^n \quad (3.13)$$

En donde la conductividad térmica del aire (k_f) a 70°C, es de $0.02881 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \right]$, y el número de Prandtl (Pr) es de 0.7177, según (Cengel, Transferencia de Calor, 2004).

Y la constante n , se la toma para flujo turbulento en enfriamiento de acuerdo (Pitts, 1979):

$$\begin{array}{l} n = 0.3 \\ n = 0.4 \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{Enfriamiento} \\ \text{Calentamiento} \end{array} \right.$$

$$\frac{h_i \cdot (0.37)}{0.02881} = 0.023 \cdot (11224.213)^{0.8} (0.7177)^{0.3}$$

$$h_i = 2.794 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \right]$$

Cálculo del Coeficiente de Radiación (h_r)

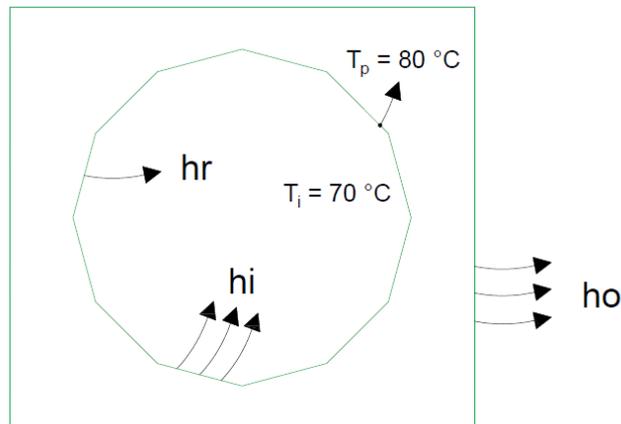


Figura 40. Coeficiente de radiación.

Para el cálculo de la radiación en el interior del horno poliédrico se utiliza la fórmula general, en donde el valor de la emisividad del acero inoxidable (ϵ_{inox}), de 0.40 según (Wilson, Energía Solar, 1982) y de la constante de Stefan Boltzmann (ϑ) de $5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$:

$$h_r = 4\epsilon\vartheta T_m^3 \quad (3.14)$$

En donde el valor de la temperatura media se calcula, tomando en cuenta que la temperatura de placa (T_p) alcanzaría los 80 °C y la temperatura interior para el secado (T_i) de 70 °C :

$$T_m = \frac{T_p + T_i}{2}$$

$$T_p = 80\text{ °C} + 273$$

$$T_p = 353\text{ K}$$

$$T_i = 70\text{ °C} + 273$$

$$T_i = 323^\circ K$$

$$T_m = 348^\circ K$$

El valor de del coeficiente de radiación en la pared será:

$$h_r = 4(0.40) \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) (384^\circ K)^3$$

$$h_r = 3.823 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Calculo de coeficiente global de transferencia de calor.

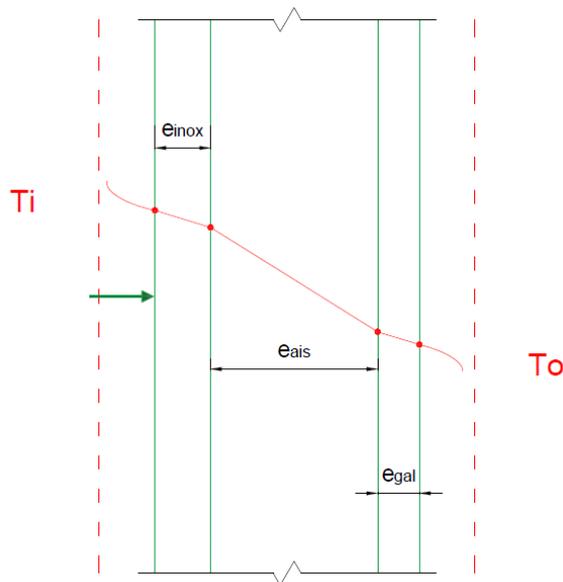


Figura 41. Pared del Horno.

Suponiendo el espesor de pared en la sección más corta.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_o), se utiliza la siguiente fórmula, en donde los valores de coeficientes de convección y radiación son tomados de los cálculos realizados anteriormente:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i + h_r} + \frac{e_{inox}}{k_{inox}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_{agal}}{k_{agal}} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.15)$$

Donde:

e_{inox} espesor del acero inoxidable, en $[m]$; e_{ais} espesor del aislamiento térmico, en $[m]$; e_{agal} espesor del acero galvanizado, en $[m]$; k_{inox} conductividad térmica del acero inoxidable, en $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$; k_{ais} conductividad térmica del aislante térmico, en $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$; k_{agal} conductividad térmica del acero galvanizado, en $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$

En donde los valores de la conductividad térmica del acero galvanizado y del acero inoxidable han sido tomadas de (Cengel, Transferencia de Calor, 2004) y la conductividad térmica del aislante lana de vidrio de (Pitts, 1979) que intervienen en el cálculo de coeficiente de transferencia de calor son:

$$e_{inox} = 0.002 [m]$$

$$e_{ais} = 0.04725 [m]$$

$$e_{agal} = 0.00075 [m]$$

$$k_{inox} = 15.6 \left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$$

$$k_{ais} = 0.055 \left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$$

$$k_{agal} = 52.34 \left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$$

Después de reemplazar valores se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2.794} + \frac{0.002}{3.823} + \frac{0.04725}{15.6} + \frac{0.00075}{0.055} + \frac{0.00075}{52.34} + \frac{1}{6.4}}$$

$$U_o = 0.857 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

3.4.4. Calor perdido por paredes

Para el cálculo del calor perdido en paredes se utilizara la Ley de Fourier, con los valores ya calculados anteriormente que dice:

$$Q_{pp} = U_o A_o (T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.16)$$

$$Q_{pp} = (0.857)(2.125)(70 - 22)$$

$$Q_{pp} = 87.433 [W_t]$$

3.4.5. Calor perdido por cambios de aire

Para el cálculo del calor perdido por cambios de aire (Q_{pca}) se considera que por lo menos se abrirá la puerta del horno tres veces cada hora:

$$Q_{pca} = N \cdot CP_{aire-70^\circ C} \cdot V_i \cdot \rho_{aire-70^\circ C} \cdot (T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.17)$$

Donde:

N número de veces que se abre la puerta del horno, en [horas];
 $CP_{aire-70^\circ C}$ calor específico del aire a $70^\circ C$, en $\left[\frac{kcal}{kg^\circ C} \right]$; $\rho_{aire-70^\circ C}$ densidad específica del aire a $70^\circ C$, en $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

$$N = \frac{1}{3}$$

$$C_{P_{aire-70^{\circ}\text{C}}} = 0.241 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] \quad (\text{Cengel, Transferencia de Calor, pág. 736})$$

$$\rho_{aire-70^{\circ}\text{C}} = 1.028 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (\text{Cengel, Transferencia de Calor, pág. 736})$$

$$Q_{pca} = \frac{1}{3} \cdot (0.241)(0.078)(1.028)(70 - 22)$$

$$Q_{pca} = 0.247 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$1kW \rightarrow 860 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$x \rightarrow 0.247 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_{pca} = 287.695 \times 10^{-6} \text{ kW}$$

$$Q_{pca} = 0.288 [W_t]$$

3.4.6. Calor acumulado en las bandejas.

Para el diseño de bandejas se toman en cuenta los siguientes parámetros básicos: la capacidad del horno 10 kg, las características del producto a secar, la facilidad de manejo con un diseño ergonómico y las recomendaciones de la Norma Española FDA, que recomienda una separación de 2" entre bandejas y un alto de 1½ ".

Si el ancho interno máximo de la cámara de secado poliédrica es de 403 mm, un ancho interno mínimo después de la separación de 2" recomendada por la norma de 375 mm y la profundidad de 7400 mm, se tiene una bandeja con unas medidas iniciales mostradas en la figura 42, 44 y 46.

Peso de las bandejas para secado.

Las medidas de la figura 43 y 45 nos dan un volumen de bandeja (V_b) igual a 0.0114 m^3 para la bandeja grande y un volumen de 0.0081 m^3 para la bandeja pequeña. Si el volumen del producto es de 0.016 m^3 , esto implica que se necesita 1 bandeja grande y 2 pequeñas debido al diseño poliédrico de la cámara de secado.

- Bandeja 1

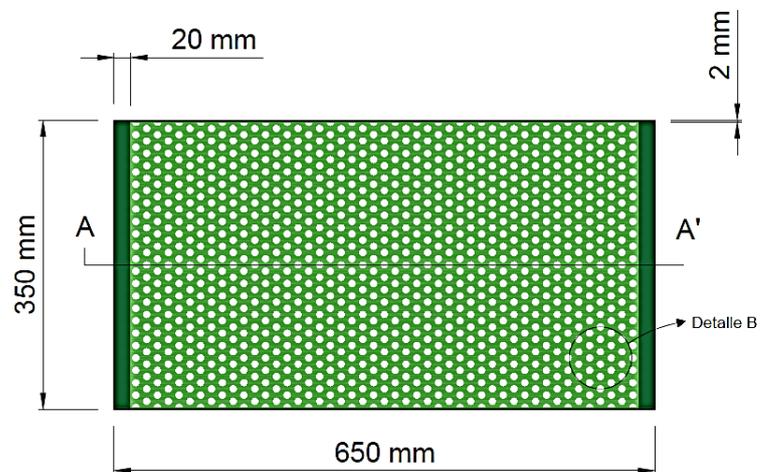


Figura 42. Esquema bandeja 1.

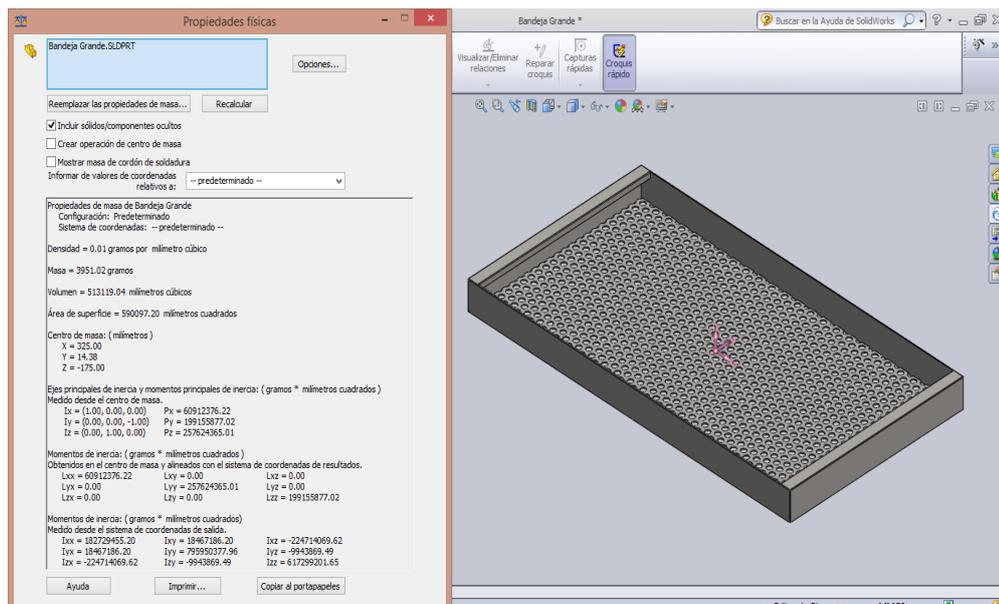


Figura 43. Peso de bandeja 1.

Dimensiones:

- $Largo = 0.65 [m]$
- $Ancho = 0.35 [m]$
- $Espesor = 0.05 [m]$

$$w_{B1} = 3.951 [kg]$$

- **Bandeja 2 = Bandeja 3**

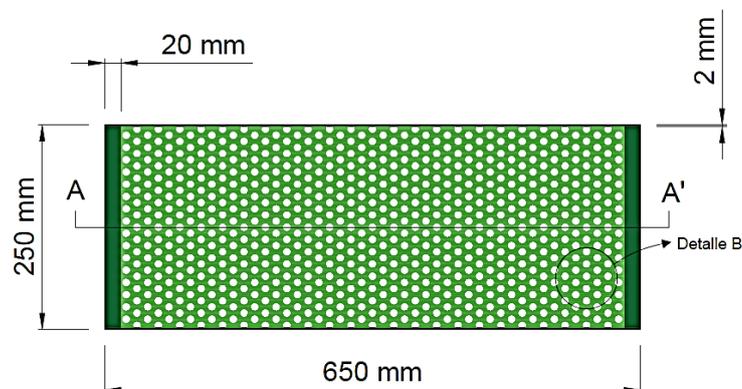


Figura 44. Esquema bandeja 2 y 3.

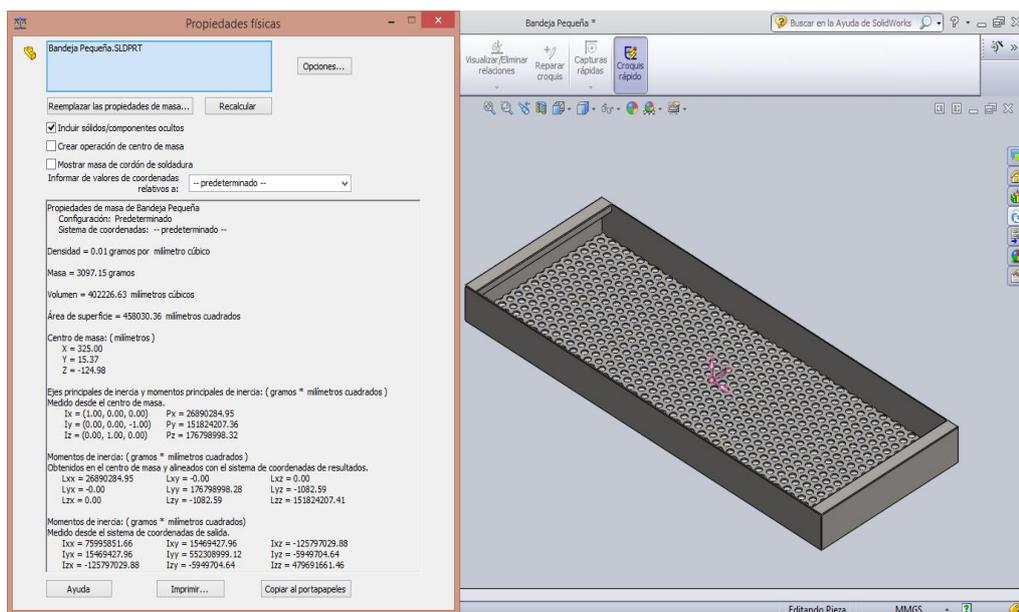


Figura 45. Peso de bandeja 2 y 3.

Dimensiones:

- *Largo* = 0.65 [m]
- *Ancho* = 0.25 [m]
- *Espesor* = 0.05 [m]

$$w_{B2} = 3.097 [kg]$$

$$w_{B3} = 3.097 [kg]$$

$$w_{BT} = w_{B1} + w_{B2} + w_{B3}$$

$$w_{BT} = 3.951 + 3.097 + 3.097 [kg]$$

$$w_{BT} = 10.145 [kg]$$

Dónde:

w_{B1} peso de bandeja 1, en [kg]; w_{B2} peso de bandeja 2, en [kg]; w_{B3} peso de bandeja 3, en [kg]; w_{BT} peso de bandeja total, en [kg].

A continuación, se calcula el calor almacenado en las bandejas, para lo cual se utiliza el siguiente procedimiento:

$$Q_{pb} = w_{BT} \cdot CP_{inox} \cdot (T_{sec} - T_{amb})$$

$$Q_{pb} = 10.145 \cdot 0.46 \cdot (70 - 22)$$

$$Q_{pb} = 224.002 [W_t]$$

Corte A - A'

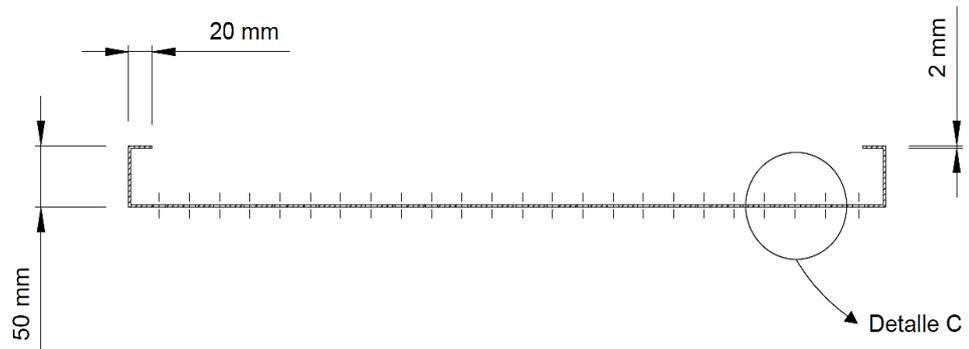
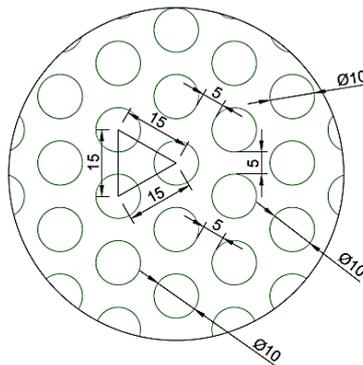


Figura 46. Corte A-A' de las bandejas.

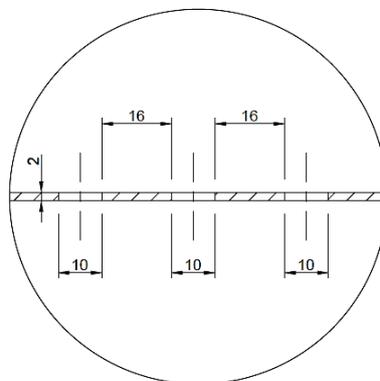
Detalle B



Nota: La distribución es uniforme en las 3 bandejas y las medidas están en (mm).

Figura 47. Detalle B de orificios en bandejas.

Detalle C



Nota: La distribución es uniforme en las 3 bandejas y las medidas están en (mm).

Figura 48. Detalle C, vista lateral de bandejas.

3.4.7. Calor acumulado en paredes

Para el cálculo del calor acumulado en paredes (Q_{ap}) se utilizara la siguiente formula (Witt, 1999. 874 p):

$$Q_{ap} = \frac{M_{Tinox}}{t_{sec}} \cdot CP_{inox} \cdot (T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.18)$$

Donde:

M_{Tinox} masa total del acero inoxidable, en [m^2]; V_{inox} volumen del acero inoxidable, en [m^3].

$$CP_{inox} = 0.46 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}K} \right] \quad (\text{Cengel, Transferencia de Calor, 2004})$$

$$\rho_{inox} = 7913 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (\text{Wilson, Energía Solar, 1982})$$

Para realizar el cálculo de la masa de acero inoxidable se utiliza las siguientes fórmulas matemáticas:

$$V_{inox} = A_T \cdot e_{inox}$$

$$V_{inox} = (1.064 m^2) \cdot (0.002 m)$$

$$V_{inox} = 0.002 [m^3]$$

$$\rho_{inox} = \frac{M_{inox}}{V_{inox}}$$

$$M_{inox} = \rho_{inox} \cdot V_{inox}$$

$$M_{inox} = (7913) \cdot (0.002)$$

$$M_{inox} = 16.838 [kg]$$

En donde para obtener la masa total del acero inoxidable se utiliza lo siguiente:

$$M_{Tinox} = M_{inox} + 2(w_{B2=B3}) + w_{B1}$$

$$M_{Tinox} = 16.838 + 2(3.097) + 3.951$$

$$M_{Tinox} = 26.983 [kg]$$

El valor del calor acumulado en paredes, después de reemplazar datos será:

$$Q_{ap} = \frac{26.983}{8h} \cdot (0.46)(70 - 22)$$

$$Q_{ap} = 74.47 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$1kW \rightarrow 860 \frac{kcal}{h}$$

$$x \rightarrow 74.47 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{ap} = 0.08659 [kW_t]$$

$$Q_{ap} = 86.595 [W_t]$$

3.4.8. Calor Neto

Para obtener el calor neto se sumara el calor útil, calores de pérdidas y acumulados:

$$Q_N = Q_u + Q_{pp} + Q_{ap} + Q_{pac} + Q_{pb} \quad (3.19)$$

$$Q_N = 549.16 + 87.43 + 86.59 + 0.432 + 224.002$$

$$Q_N = 947.477 W_t$$

3.5. Balance energético del horno híbrido.

3.5.1. Balance energético del colector solar.

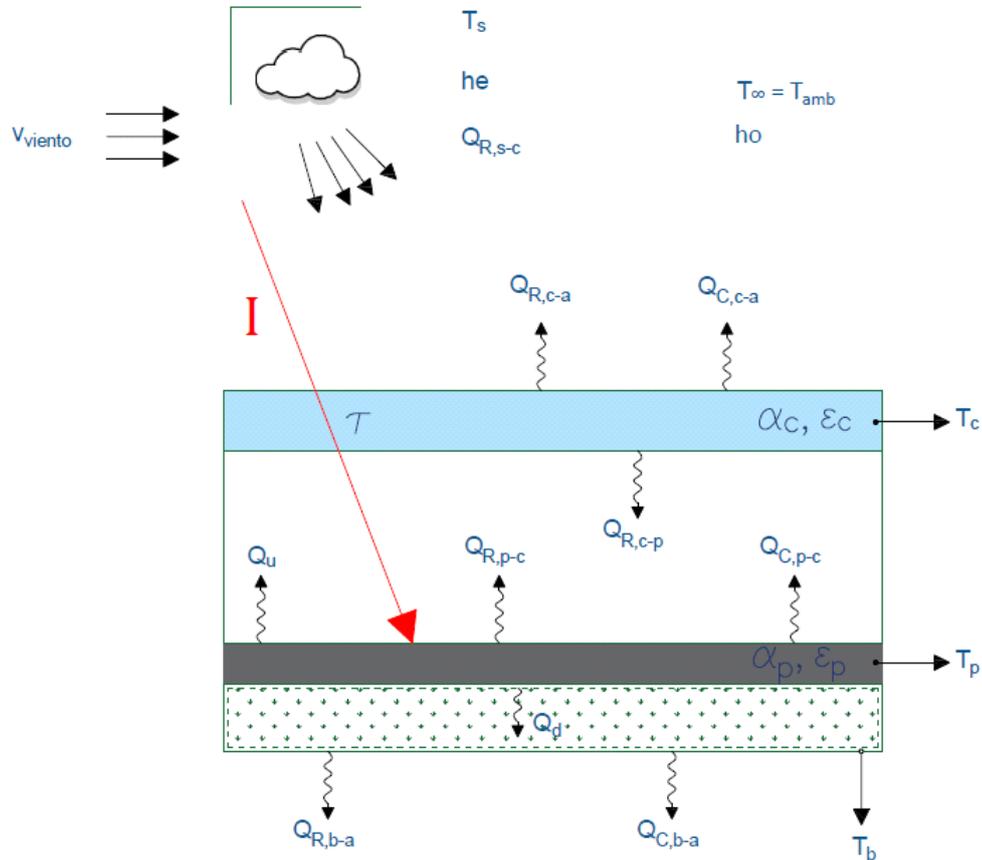


Figura 49. Balance energético de un colector solar plano.

Balance energético de la cubierta

$$Q_{entra} = Q_{sale} \quad (3. 20)$$

$$Q_{R,s-c} + Q_{R,p-c} + Q_{C,p-c} = Q_{R,c-p} + Q_{C,c-a} + Q_{R,c-p} \quad (3. 21)$$

Después de reemplazar la fórmula del calor $Q_R = h_r A(T_2 - T_1)$ en la expresión anterior se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} & h_{R,s-c}(T_{sky} - T_{cub}) + h_{R,p-c}(T_{pla} - T_{cub}) + h_{C,p-c}(T_{pla} - T_{cub}) \\ & = h_{R,c-a}(T_{cub} - T_{amb}) + h_{C,c-a}(T_{cub} - T_{amb}) + h_{R,c-p}(T_{cub} - T_{pla}) \end{aligned} \quad (3. 22)$$

Dónde:

T_{sky} temperatura de cielo, en $[^{\circ}\text{C}]$; Q_{entra} calores de entrada, en $[W_t]$; Q_{sale} calores de salida, en $[W_t]$; $Q_{R,s-c}$ calor de radiación entre el cielo y cubierta, en $[W_t]$; $Q_{R,p-c}$ calor de radiación entre placa y cubierta, en $[W_t]$; $Q_{C,p-c}$ calor de convección entre placa y cubierta, en $[W_t]$; $Q_{R,c-p}$ calor de radiación entre cubierta y placa, en $[W_t]$; $Q_{C,c-a}$ calor de convección entre cubierta y ambiente, en $[W_t]$; $Q_{R,c-p}$ calor de radiación entre cubierta y placa, en $[W_t]$; $h_{R,s-c}$ coeficiente de radiación entre cielo y cubierta, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$; $h_{R,p-c}$ coeficiente de radiación entre placa y cubierta, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$; $h_{C,p-c}$ coeficiente de convección entre placa y cubierta, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$; $h_{R,c-a}$ coeficiente de radiación entre cubierta y ambiente, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$; $h_{C,c-a}$ coeficiente de convección entre cubierta y ambiente, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$; $h_{R,c-p}$ coeficiente de radiación entre cubierta y placa, en $\left[\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right]$.

Balance energético de la placa absolvedora.

$$Q_{entra} = Q_{sale} \quad (3.23)$$

$$I(\tau\alpha) + Q_{R,c-p} = Q_{R,p-c} + Q_{C,p-c} + Q_u + Q_d \quad (3.24)$$

Dónde:

Q_d calor trasferido por aislante Térmico, en $[W_t]$; FR factor de remoción, en [adimencional]; U_L coeficiente de trasferencia de calor.

Después de reemplazar la fórmula del calor útil $Q_u = A \cdot FR [I(\tau\alpha)\ell - U_L(T_2 - T_1)]$ en la expresión anterior se obtiene:

$$\begin{aligned} I(\tau\alpha) + h_{R,c-p}(T_{cub} - T_{pla}) \\ = h_{R,p-c}(T_{pla} - T_{cub}) + h_{C,p-c}(T_{pla} - T_{cub}) \\ + FR[I(\tau\alpha)\ell - U_L(T_2 - T_1)] + \frac{\ell_{pla}(T_{pla} - T_{base})}{e_{pla}} \end{aligned} \quad (3.25)$$

3.5.2. Cálculos de coeficientes de radiación.

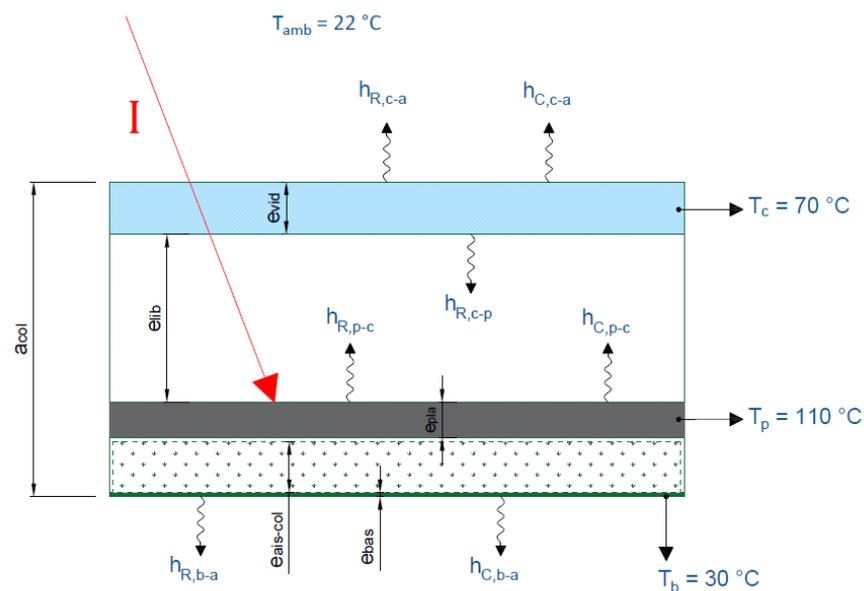


Figura 50. Balance energético de convección y radiación.

Para los cálculos del coeficiente de radiación se utiliza una temperatura en la base (T_b) de 30°C, la cual fue obtenida de prácticas de laboratorio; y los siguientes datos según (Wilson, Energía Solar, 1982):

ϵ_{vidrio} emisividad del vidrio, (1.0); ϵ_{agalv} emisividad del acero galvanizado,(0.28); ϵ_{acero} emisividad del acero,(0.95); ϵ_{sky} emisividad de cielo,(0.65); a_{col} alto del colector, 8.3 [cm]; e_{vid} espesor del vidrio, 0.4 [cm]; e_{bas} espesor de la base, 0.075 [cm]; e_{lib} espacio libre de circulación de aire, 5 [cm]; e_{pla} espesor de la placa, 0.1 [cm]; $e_{ais-col}$ espesor de la lana de vidrio entre placa absorbadora y base, 0.1 [cm]; $T_{m,c-a}$ temperatura media cubierta ambiente, en [°C]; $T_{m,b-a}$ temperatura media base ambiente, en [°C].

$$T_{m,c-a} = \frac{T_{cub} + T_{amb}}{2} \quad (3. 26)$$

$$T_{m,c-a} = \frac{343^\circ\text{K} + 295^\circ\text{K}}{2}$$

$$T_{m,c-a} = 319^\circ\text{K}$$

$$T_{m,b-a} = \frac{T_{bas} + T_{amb}}{2} \quad (3. 27)$$

$$T_{m,b-a} = \frac{303^\circ\text{K} + 295^\circ\text{K}}{2}$$

$$T_{m,b-a} = 299^\circ\text{K}$$

Según (Wilson, Energía Solar, 1982), establece que un colector solar plano la temperatura de la placa (T_{pla}) es 383°K (110°C) y la temperatura de

cubierta (T_{cub}) es de 344°K (70°C), con ello se puede obtener la temperatura media entre placa y cubierta.

$$T_{m,p-c} = \frac{110^{\circ}\text{C} + 70^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_m = 90^{\circ}\text{C}$$

$$T_{m,p-c} = 363 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Con los datos anteriores se calculara el coeficiente de radiación, entre cubierta ambiente, base ambiente y placa cubierta:

$$h_{R,c-a} = 4\varepsilon\vartheta T_{m,c-a}^3 \cdot \varepsilon_{vidrio} \quad (3.28)$$

$$h_{R,c-a} = 4(5.67 \times 10^{-8})(319)^3(1)$$

$$h_{R,c-a} = 7.362 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$h_{R,b-a} = 4\varepsilon\vartheta T_{m,b-a}^3 \cdot \varepsilon_{agalv} \quad (3.29)$$

$$h_{R,b-a} = 4(5.67 \times 10^{-8})(299^{\circ}\text{K})^3(0.28)$$

$$h_{R,b-a} = 1.698 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$h_{R,p-c} = \frac{4\vartheta T_{m,p-c}^3}{\frac{1}{\varepsilon_{acero}} + \frac{1}{\varepsilon_{vidrio}} - 1} \quad (3.30)$$

$$h_{R,p-c} = \frac{4(5.67 \times 10^{-8})(363^\circ\text{K})^3}{\frac{1}{0.95} + \frac{1}{1} - 1}$$

$$h_{R,p-c} = 10.306 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right]$$

$$e_{ais-col} = a_{col} - e_{vid} - e_{bas} - e_{lib} - e_{pla}$$

$$e_{ais-col} = (8.3 - 0.4 - 0.075 - 5 - 0.1) \text{ cm}$$

$$e_{ais-col} = 2.725 \text{ [cm]}$$

3.6. Modelación matemática y solución con series de Fourier.

3.6.1. Ecuación diferencial para el aislamiento térmico.

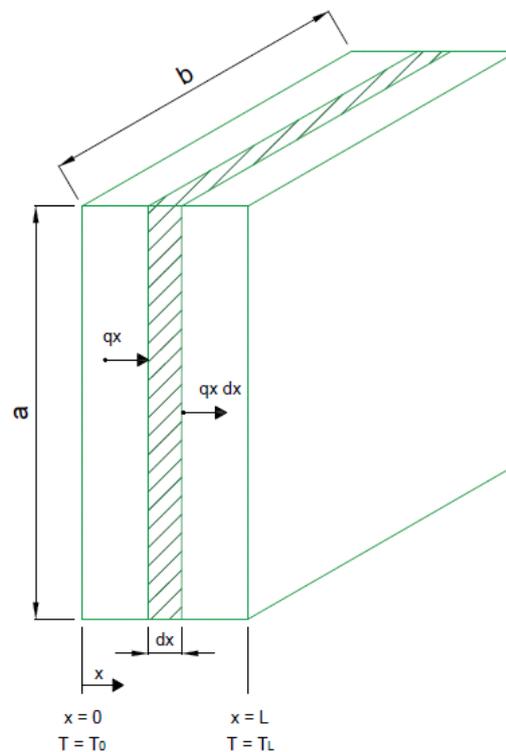


Figura 51. Esquema del aislamiento de horno.

Dónde:

a alto del aislamiento del horno, 0.5 [m]; **b** profundidad del aislamiento del horno, 0.75 [m].

A continuación se calcula el área del aislamiento para poder utilizar la ecuación global de transferencia de calor.

$$A = a \cdot b$$

$$A = (0.5)(0.75)$$

$$A = 0.375 \text{ m}^2$$

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.31)$$

La expresión mostrada a continuación representa el incremento de energía al pasar q_x por dx (elemento diferencial).

$$q_x + d_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[-kA \frac{\partial T}{\partial x} \right] dx$$

Para calcular el calor acumulado en paredes (q_{acc}) se utiliza la siguiente ecuación:

$$q_{acc} = \rho \cdot CP \cdot A \cdot dx \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.32)$$

Para el cálculo del calor perdido por convección hacia el ambiente (q_{cov}) se utiliza la siguiente ecuación:

$$q_{cov} = h(2 \cdot b \cdot dx)(T - T_o) \quad (3.33)$$

Dónde:

h coeficiente de convección externo, $6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$; ρ densidad de lana de vidrio, $64.073 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$; CP calor específico de lana de vidrio, $0.67 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K} \right]$; k conductividad térmica de lana de vidrio, $0.055 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$.

$$q_e - q_s = q_{acc} \quad (3.34)$$

$$q_e - q_s = q_{acc}$$

$$\begin{aligned} -kA \frac{\partial T}{\partial x} - \left[-kA \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(-kA \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right] - h(2 \cdot b \cdot dx)(T - T_o) \\ = \rho \cdot CP \cdot A \cdot dx \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned}$$

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot A \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \right] - h(2 \cdot b \cdot dx)(T - T_o) = \rho \cdot CP \cdot A \cdot dx \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot A \frac{\partial T}{\partial x} \right) - h(2 \cdot b)(T - T_o) = \rho \cdot CP \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$k \cdot A \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - h(2 \cdot b)(T - T_o) = \rho \cdot CP \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{2 \cdot h \cdot b}{k \cdot A} (T - T_o) = \frac{\rho \cdot CP}{k} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{2 \cdot h \cdot b}{k \cdot A} (T - T_o) = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{2 \cdot h \cdot b}{k \cdot A} = \frac{2(6.4)(0.75)}{(0.055)(0.375)} = 465.455$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - 465.455 (T - T_o) = \alpha$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot CP \cdot 1000}$$

$$\alpha = \frac{0.055}{(64.073)(0.67)(1000)}$$

$$\alpha = 1.281 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\frac{1}{\alpha} = 780640.125$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - 465.455 (T - T_o) = 780640.125 \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.35)$$

Realizando el siguiente reemplazo:

$$T - T_o = \theta$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 465.455 \cdot \theta = 780640.125 \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.36)$$

3.6.2. Solución para el estado estacionario.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = 0$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 465.455 \cdot \theta = 0$$

$$\theta = e^{\lambda x}$$

$$\theta'' = \lambda^2 e^{\lambda x}$$

$$\lambda^2 - 465.455 = 0$$

$$\lambda = \pm \sqrt{465.455}$$

$$\lambda_1 = 21.574$$

$$\lambda_2 = -21.574$$

$$\theta = C_1 e^{21.574 X} + C_2 e^{-21.574 X} \quad (3.37)$$

3.6.3. Perfil de temperaturas.

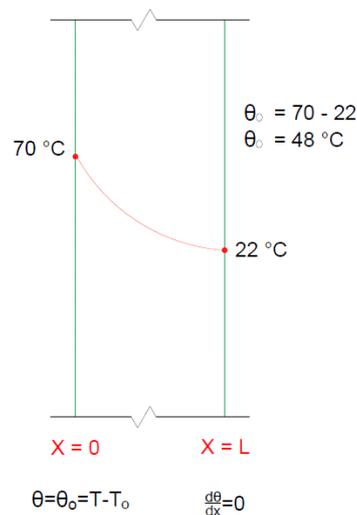


Figura 52. Perfil de temperaturas.

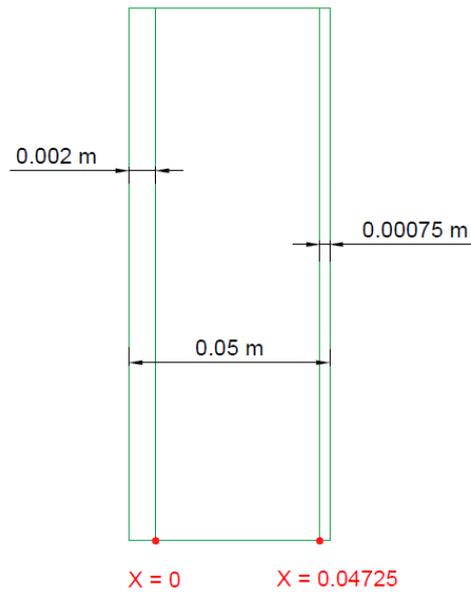


Figura 53. Pared del Aislamiento.

$$\frac{d\theta}{dx} = 21.574 C_1 e^{21.574 X} - 21.574 C_2 e^{-21.574 X}$$

$$C_1 e^{21.574 (0.04725)} - C_2 e^{-21.574 (0.04725)} = 0$$

$$C_2 = C_1 e^{2(21.574) (0.04725)}$$

$$C_2 = C_1 e^{2.039}$$

$$C_2 = 7.681 C_1$$

De la ecuación 3.37:

$$\theta_o = C_1 e^0 + C_2 e^0$$

$$\theta_o = C_1 + C_2$$

$$\theta_o = C_1 + 7.681 C_1$$

$$C_1 = \frac{\theta_o}{8.681}$$

$$C_2 = 7.681 \left(\frac{\theta_o}{8.681} \right)$$

$$C_2 = 0.885\theta_o$$

$$\theta = \theta_o \left[\frac{1}{8.681} \cdot e^{21.574X} + 0.885 \cdot e^{-21.574X} \right]$$

$$\theta = 48[0.115 \cdot e^{21.574X} + 0.885 \cdot e^{-21.574X}] \quad (3.38)$$

Utilizando el software Mathcad y con los datos obtenidos anteriormente se obtiene la siguiente grafica de perfil de temperaturas para el horno hibrido:

$$\theta(x) := 48(0.115e^{21.574x} + 0.885e^{-21.574x})$$

$$x := 0, 0.0000000000010.00472$$

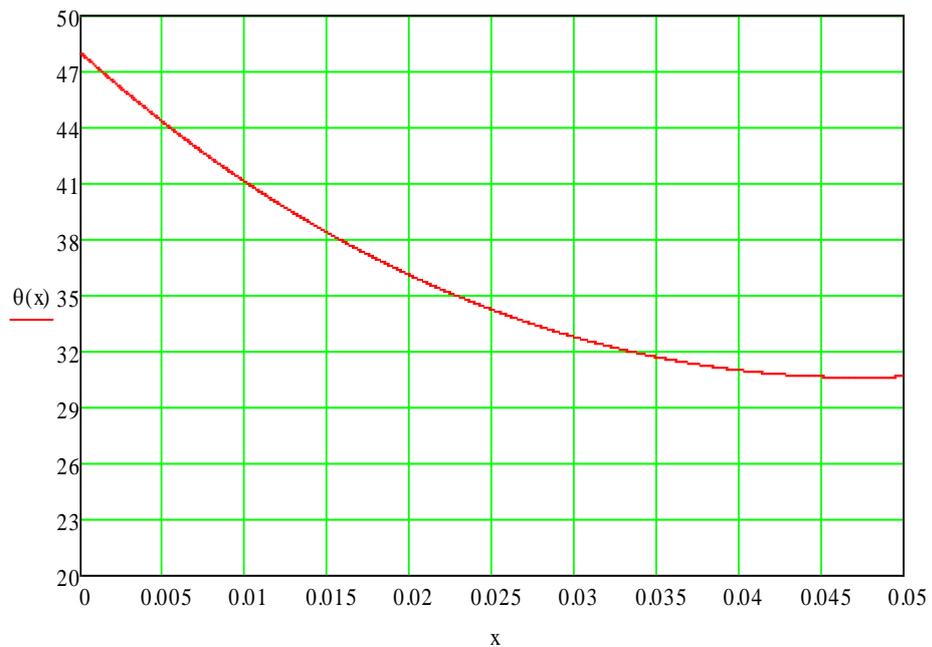


Figura 54. Perfil de temperatura de la pared del horno.

3.6.4. Solución para el Estado Transitorio.

Para resolver la ecuación 3.36 se utilizara el método de cambio de variable, en donde el procedimiento será:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 465.455 (T - T_o) = 780640.125 \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$k_1 = 465.455$$

$$k_2 = 780640.125$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - k_1 \cdot \theta = k_2 \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

$$\theta = X \cdot T$$

$$\theta' = X' \cdot T$$

$$\theta'' = X'' \cdot T$$

$$\dot{\theta} = X \cdot T'$$

$$X'' \cdot T - k_1 \cdot X \cdot T = k_2 \cdot X \cdot T'$$

$$X' \cdot T' = k_2 X \cdot T' + k_1 X \cdot T$$

$$X'' \cdot T = X \cdot (k_2 \cdot T' + k_1 \cdot T)$$

$$\frac{X''}{X} = \frac{k_2 T' + k_1 T}{T} = -\lambda^2$$

Las relaciones obtenidas se igualan a un valor constante con signo negativo con el propósito de tener soluciones de mejor aproximación

$$(1) \quad \frac{X''}{X} = -\lambda^2 \quad \therefore \quad X'' + \lambda^2 X = 0$$

$$(2) \quad k_2 T' + k_1 T = -\lambda^2 \cdot T$$

$$k_2 T' + k_1 T + \lambda^2 \cdot T = 0$$

$$k_2 T' + (k_1 + \lambda^2) T = 0$$

$$T' + \left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2} \right) T = 0$$

$$X = e^{mX}$$

$$X' = m e^{mX}$$

$$X'' = m^2 e^{mX}$$

$$m^2 + \lambda^2 = 0$$

$$m = \pm \lambda_i$$

$$m_1 = \lambda_i$$

$$m_2 = -\lambda_i$$

$$X = A_o e^{\lambda_i X} + B_o e^{-\lambda_i X}$$

Por Euler.

$$e^{\lambda i X} = \text{Cos}\lambda X + i\text{Sen}\lambda X$$

$$e^{-\lambda i X} = \text{Cos}\lambda X - i\text{Sen}\lambda X$$

$$X = A_o[\text{Cos}\lambda X + i\text{Sen}\lambda X] + B_o[\text{Cos}\lambda X - i\text{Sen}\lambda X]$$

$$X = A_o\text{Cos}\lambda X + A_o i\text{Sen}\lambda X + B_o\text{Cos}\lambda X - B_o i\text{Sen}\lambda X$$

$$X = A_1\text{Cos}\lambda X + B_1\text{Sen}\lambda X \quad \text{Solución de ecuación (1)}$$

$$T = e^{mt}$$

$$T' = me^{mt}$$

$$m + \left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right) = 0$$

$$m = -\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)$$

$$T = C_o e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t} \quad \text{Solución ecuación (2)}$$

$$\theta = X \cdot T$$

$$\theta = (A_1\text{Cos}\lambda X + B_1\text{Sen}\lambda X)C_o e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t}$$

$$\theta = (A \cdot \text{Cos}\lambda X + B \cdot \text{Sen}\lambda X)e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t} \quad \mathbf{(3. 39)}$$

Solución de ecuación (1) y (2)

3.6.5. Condiciones De Frontera

$$\theta(x, 0) = 22^\circ\text{C}$$

Suponiendo:

$$\theta(0, t) = 0$$

$$\theta(0.04725; t) = 0$$

$$0 = (A \cos 0^\circ + B \sin 0^\circ) e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t}$$

$$A = 0$$

$$B \neq 0$$

$$\theta = (B \sin \lambda X) e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t}$$

$$0 = B \sin(0.04725 \lambda) e^{-\left(\frac{k_1 + \lambda^2}{k_2}\right)t}$$

$$\sin(0.04725 \lambda) = 0$$

$$\sin \theta = 0$$

$$\theta = m\pi$$

$$0.04725 \lambda = m\pi$$

$$\lambda = \frac{m\pi}{0.04725}$$

$$m = 0; \pm 1; \pm 2; \dots \infty$$

$$\lambda = 66.489 \text{ m}$$

$$\theta(x, 0) = 22^\circ\text{C}$$

$$\theta = B \text{Sen}[3.1416 \text{ mX}] \cdot e^{-\left(\frac{k_1 + 4420.787 \text{ m}^2}{k_2}\right)t} \quad (3.40)$$

$$\theta(x, 0) = 22^\circ\text{C} = B \text{Sen}[3.14 \text{ mX}] \cdot e^0$$

3.6.6. Teoría De Medio Intervalo En Senos

De acuerdo con (Pitts, 1979, pág. 279) , para el cálculo integral se tiene:

$$\theta(x, t) = B \text{Sen}(3.1416 \text{ mX}) \cdot e^{-\left(\frac{k_1 + 4420.787 \text{ m}^2}{k_2}\right)t} \quad (3.41)$$

Para infinitas soluciones

$$m: 0; \pm 1; \pm 2; \dots \infty$$

$$\theta(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \text{Sen}(3.1416 \text{ mX}) \cdot e^{-\left(\frac{k_1 + 4420.787 \text{ m}^2}{k_2}\right)t}$$

$$22 = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \cdot \text{Sen}(3.1416 \text{ mX})$$

Intervalo

$$0 < X < 0.04725$$

Esto equivale a desarrollar 22 en una serie de Fourier en senos.

3.6.7. Serie de Fourier para Medio Intervalo en Senos

$$B_m = \frac{2}{L} \int_0^L f(x) \text{Sen}(3.1416 mx) dx$$

$$L = 0.04725 \text{ m}$$

$$\theta(x, 0) = 22^\circ\text{C} = f(x)$$

$$B_m = \frac{2}{0.04725} \int_0^{0.04725} 22 \cdot \text{Sen}(3.1416 mx) dx$$

Sustitución:

$$\beta = 3.1416 m$$

$$d\beta = 3.1416 m dx$$

$$\frac{d\beta}{3.1416 m} = dx$$

$$B_m = 931.217 \int_0^{0.04725} \text{Sen}\beta \frac{d\beta}{3.1416 m}$$

$$B_m = \frac{296.416}{m} \int_0^{0.04725} \text{Sen}\beta d\beta$$

$$B_m = \frac{296.416}{m} (\text{Sen} \beta d \beta)_0^{0.04725}$$

$$B_m = \frac{296.416}{m} [-\text{Cos}(3.1416 mx)]_0^{0.04725}$$

$$B_m = \frac{296.416}{m} [(-\text{Cos } 0.148 m) - (-\text{Cos } 0^\circ)]$$

$$B_m = \frac{296.416}{m} [1 - \text{Cos}(0.148 m)]$$

$$\theta(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{296.416}{m} [1 - \text{Cos}(0.148 m)] \cdot \text{Sen}(3.1416 mX) e^{-\left(\frac{k_1 + 4420.787m^2}{k_2}\right)t}$$

(3. 42)

$$m = 1$$

$$m = 2$$

$$m = 3$$

$$k_1 = 465.455$$

$$k_1 = 780640.125$$

$$\theta(x, t)$$

$$\begin{aligned} &= 296.416(0.011) \cdot \text{Sen}(3.1416 X) \cdot e^{-(6.259 \times 10^{-3})t} \\ &+ 148.208(13.345 \times 10^{-6}) \text{Sen}(6.283) e^{-(23.248 \times 10^{-3})t} \\ &+ 98.805(30.025 \times 10^{-6}) \text{Sen}(9.425) e^{-(51.564 \times 10^{-3})t} \end{aligned}$$

(3. 43)

3.7. Diseño del colector solar plano.

Para el cálculo del colector solar plano se tomaran en cuenta los materiales disponibles en el mercado y con instalaciones existentes para el aprovechamiento de la energía solar para el calentamiento de aire, se plantea lo siguiente:

Según datos obtenidos en la ESPE para el dimensionamiento básico de colectores se toma una irradiancia estimada de 834 W/m^2 :

$$I = 834 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

Según (Wilson, Energía Solar, 1982), el valor de la transmisividad del vidrio (τ_{vid}), la absorptancia de la pintura negra mate (α_{pin}) y el factor de sombra y suciedad (k_{ss}) son:

$$\tau_{vid} = 0.9$$

$$\alpha_{pin} = 0.95$$

$$k_{ss} = 0.9$$

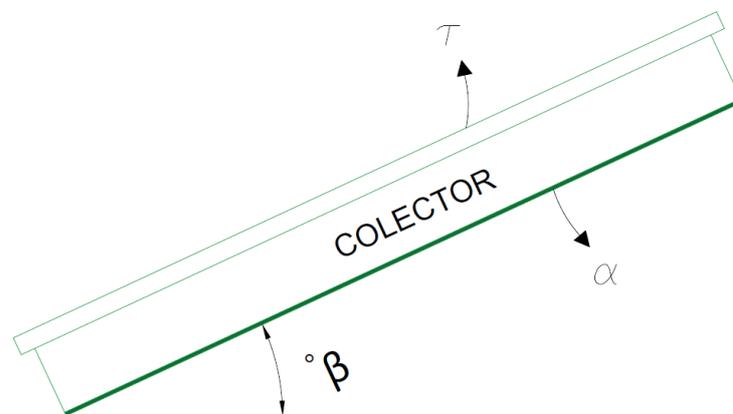


Figura 55. Esquema básico del Colector Solar Plano.

Con las constantes mencionadas anteriormente se calculara la transmisividad del vidrio ($\tau\alpha$), para lo cual se utilizara la siguiente expresión:

$$\tau\alpha = 1.02 \cdot \tau_{vid} \cdot \alpha_{pin} \quad (3.44)$$

$$\tau\alpha = 1.02 \cdot (0.9)(0.95)$$

$$\tau\alpha = 0.872$$

3.7.1. Modelado Térmico del Colector Solar

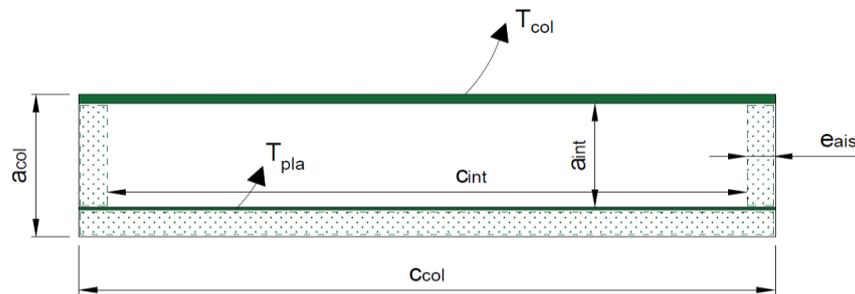


Figura 56. Corte Frontal de un Colector Solar Plano

$$c_{col} = 0.74 [m]$$

$$c_{int} = 0.64 [m]$$

$$a_{int} = 0.05 [m]$$

$$e_{ais} = 0.005 [m]$$

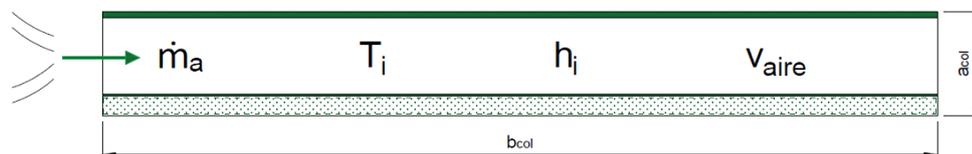


Figura 57. Corte Lateral de un Colector Solar Plano

3.7.2. Cálculos del ducto

Para el cálculo del ducto que conducirá el aire caliente mediante un extractor entre el colector y el horno se tomarán en cuenta los siguientes datos:

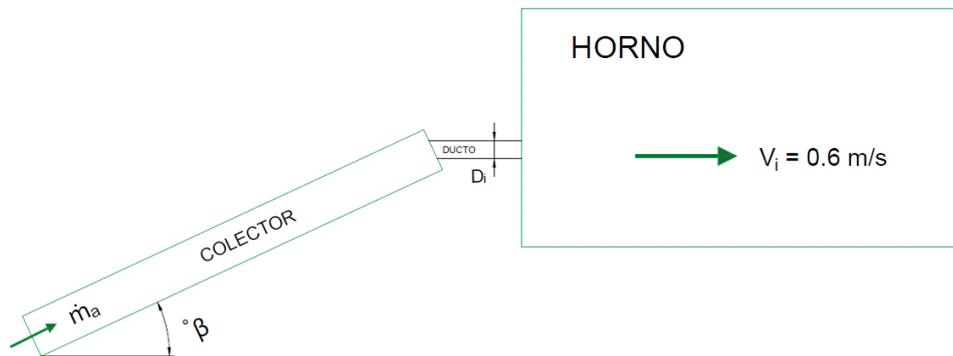


Figura 58. Esquema básico del colector, ducto y horno.

Para calcular el área del ducto se tiene como parámetro el diámetro interno (D_i), igual a 10 cm, considerando las dimensiones de los materiales disponibles en el mercado.

$$A_D = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$A_D = \frac{\pi(0.1)^2}{4}$$

$$A_D = 0.008 \text{ [m}^2\text{]}$$

Como se tienen datos de velocidad y áreas se utiliza la siguiente relación matemática, para calcular la velocidad del aire caliente en el ducto (v_D):

$$A_D v_D = A_p v_{ducto}$$

$$0.008 \cdot v_D = (0.112)(0.6)$$

$$v_D = 8.553 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Con la velocidad del ducto obtenida de 8.553 m/s, se puede verificar que este valor se encuentra dentro del rango de 5 a 10 m/s, según (Corvalán, Ingeniería de Secado Solar, 1992).

Área lateral del colector

$$A_{lateral-col} = (c_{col} - 2 \cdot e_{ais}) \cdot a_{int}$$

$$A_{lateral-col} = (0.74 - 2 \cdot 0.005)(0.05)$$

$$A_{lateral-col} = 0.037 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{lateral-col} \cdot v_{aire} = A_D v_D$$

$$(0.037)v_{aire} = (0.008)(8.553)$$

La velocidad del aire es:

$$v_{aire} = 1.84 \left[\frac{m}{s} \right]$$

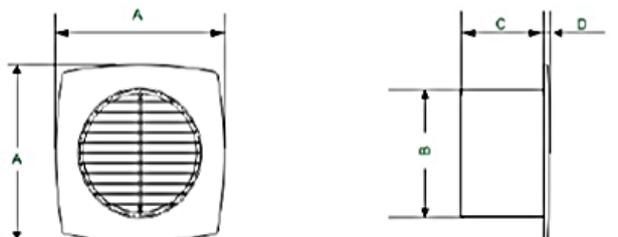
Por lo tanto, las especificaciones técnicas del extractor son las siguientes:

Tabla 11

Características técnicas del extractor.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EXTRACTOR	
MARCA	IMASU
MODELO	HAE38-10C
ESPACIO DE INSTALACIÓN	Ø=102mm
ÁREA APLICABLE	4 ~ 7 m ²
TAMAÑO DE ASPAS	4/100
VOLTAJE Y FRECUENCIA	220V ~50Hz
REVOLUCIONES	2500 rpm
ENTRADA DE ALIMENTACIÓN	12 W
VOLUMEN DE AIRE	1.5 m ³ /min

Model	A	B	C	D	E	F	Installation Space mm	Applicable Area m ²
HAE38-10C	139	98	100	8			∅102	4~7



HAE38-10C

■ SPECIFICATIONS

Model	Blade Size in/mm	Volt/Hz	Input Power W	Speed R.P.M.	Air Volume m ³ /min	Sound Level dB(A)
HAE38-10C	4/100	220V-50Hz	12	2500	1.5	40

Figura 59. Catalogo extractor HAE38-10C
Fuente: (Imasu, 2010)

3.7.3. Cálculo del coeficiente de convección interno y externo

Coefficiente de convección exterior

Respecto a lo calculado anteriormente se obtiene que el coeficiente de convección exterior es:

$$h_o = 6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Coefficiente de convección interno

Para el cálculo del coeficiente de convección interno se utiliza la ecuación de Hollands para ductos inclinados de forma rectangular en donde:

$$N_u = 1 + 1.44 \left[\frac{1 - 1708(\text{Sen } 1.8 \beta)^{1.6}}{R_a \text{Cos} \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{R_a \text{Cos} \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{R_a \text{Cos} \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.45)$$

Para el cálculo del coeficiente de expansión volumétrica interior (β_{aire}), se utiliza la siguiente expresión:

$$\beta_{\text{aire}} = \frac{1}{T_{m p-c}} \quad (3.46)$$

$$\beta_{\text{aire}} = \frac{1}{363 \text{ } ^\circ K}$$

$$\beta_{\text{aire}} = 0.003 \text{ [} ^\circ K^{-1} \text{]}$$

Para encontrar el número de Rayleigh se utilizara el valor del ángulo de inclinación del colector solar plano (β) respecto a la latitud y longitud de la ESPE, según datos obtenidos en Google Earth (ver Figura 22) y varias constantes mostradas a continuación.

$$\beta = |\Phi - 10^\circ| \quad (3.47)$$

$$\beta = |-0.31 - 10|$$

$$\beta = 13.1^\circ$$

$$R_a = \frac{g \cdot \beta_{\text{aire}} (T_{\text{pla}} - T_{\text{cub}}) L_{p-c}^3}{\nu_{\text{aire}} \cdot \alpha_{\text{aire}}} \quad (3.48)$$

Donde:

g gravedad, $9.8 \left[\frac{m^2}{s} \right]$; $\nu_{90^\circ C}$ viscosidad del aire a $90^\circ C$, $2.201 \times 10^{-5} \left[\frac{m}{s^2} \right]$; $\alpha_{90^\circ C}$ difusividad térmica del aire a $90^\circ C$, $3.086 \times 10^{-5} \left[\frac{m}{s^2} \right]$; R_a número de Rayleigh, [adimensional]; β ángulo de inclinación del colector solar con respecto a la horizontal; L_{p-c} espesor de la placa-cubierta, $0.05 [m]$.

$$R_a = \frac{(9.8) \cdot (0.003)(110 - 70)(0.05)^3}{(2.201 \times 10^{-5}) \cdot (3.086 \times 10^{-5})}$$

$$R_a = 198734.603$$

Con los datos obtenidos del ángulo de inclinación (β) y del número de Rayleigh se calcula el número de Nusselt con la ecuación 3.45:

$$N_u = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\text{Sen} \cdot 1.8 \cdot 13.1)^{1.6}}{(198734.603)\text{Cos}13.1} \right] \left[1 - \frac{1708}{(198734.603)\text{Cos}13.1} \right]^+ + \left[\left(\frac{(198734.603)\text{Cos}13.1}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$$

Si la cantidad entre corchetes es negativa se debe considerar igual a cero:

$$\left[1 - \frac{1708}{(198734.603)\text{Cos}13.1} \right]^+ = 0.991$$

$$\left[\left(\frac{(198734.603)\text{Cos}13.1}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ = 2.214$$

$$N_u = 4.638$$

Para calcular el coeficiente de convección de placa- cubierta ($h_{c,p-c}$), se utiliza la siguiente expresión:

$$N_u = \frac{h_{c,p-c} \cdot L_{p-c}}{\kappa_{aire}} \quad (3.49)$$

$$h_{c,p-c} = \frac{N_u \cdot \kappa_{aire-90^\circ\text{C}}}{L_{p-c}}$$

$$h_{c,p-c} = \frac{(4.64) \cdot (0.0324)}{(0.05)}$$

$$h_{c,p-c} = 3.006 \left[\frac{W}{m^2^\circ\text{C}} \right]$$

3.8. Selección de resistencias eléctricas.

Para la selección de resistencias eléctricas se toman en cuenta la capacidad energética requerida por la cámara de secado, para lo cual se seleccionan dos resistencias eléctricas con envoltura cerámica y potencia de 200W, ya que permiten el calentamiento por convección forzada y radiación. La cerámica que recubre las resistencias tiene canales tubulares por donde se propaga el calor.



Figura 60. Resistencia de cuerpos cerámicos de alta potencia.
Fuente: (Tope, 2014)

Tabla 12

Características de resistencia eléctrica de cuerpos cerámicos de alta potencia.

CARACTERÍSTICAS DE RESISTENCIA ELÉCTRICA DE CUERPOS CERÁMICOS DE ALTA POTENCIA.	
TIPO	Ductos cerámicos alta potencia (DCP)
LONGITUD	400~2000 mm
NUMERO DE CUERPOS	4~40 cuerpos
DIÁMETRO	47 mm
POTENCIA	200 W
VOLTAJE	110 V ~ 220V

Fuente: www.resistenciastope.com.

Para realizar los cálculos de potencia y del calor generado por las resistencias eléctricas, se toman los valores de voltaje, amperaje y resistencia, utilizando una pinza amperimétrica y un multímetro:

$$Volt = 115 [V]$$

$$Amp = 2.8 [A]$$

$$Res = 64 [\Omega]$$

$$Pot = Volt \cdot Amp \quad (3.50)$$

$$Pot = 115 \cdot 2.8$$

$$Pot = 322 [W]$$

En vista de que el colector solar plano se utiliza como una tecnología energética alternativa, para el precalentamiento de la cámara, se estima una fracción solar correspondiente al 32% del calor neto ($Q_N = 947.477 W_t$), por esto se necesita dos resistencias eléctricas para generar el otro 68%.

$$Pot_T = 2(Pot)$$

$$Pot_T = 2(322) [W]$$

$$Pot_T = 644 [W]$$

3.8.1. Aporte de las Resistencias.

Para encontrar el aporte térmico que nos darán las resistencias eléctricas se utilizara la siguiente expresión:

$$AR = \frac{P_T}{Q_N} \cdot 100\% \quad (3.51)$$

$$AR = \frac{644}{947.477} \cdot 100\%$$

$$AR = 68 \%$$

3.8.2. Diagrama de resistencias térmicas del colector solar plano.

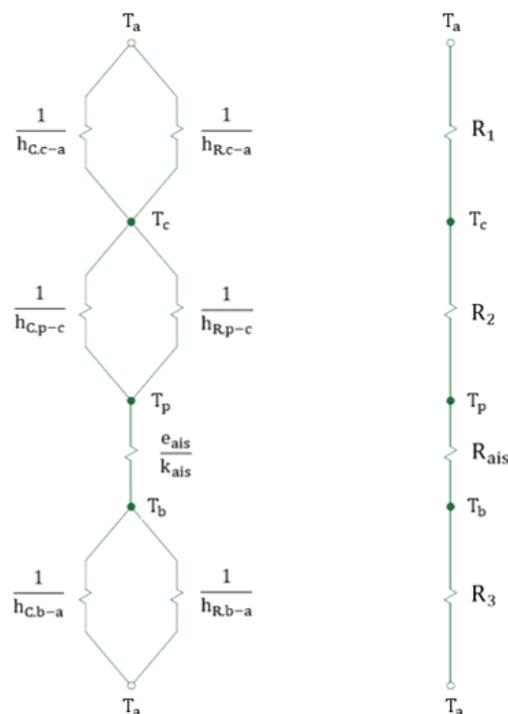


Figura 61. Esquema eléctrico equivalente del colector.

Para encontrar los coeficientes de convección forzada de flujo externo, se utiliza la ecuación de Watmuff:

$$h_{C,c-a} = 2.8 + 3v_{viento}$$

$$h_{C,c-a} = 2.8 + 3(1.2)$$

$$h_{C,c-a} = 6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$h_{C,b-a} = 2.8 + 3v_{viento}$$

$$h_{C,b-a} = 2.8 + 3(1.2)$$

$$h_{C,b-a} = 6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Para encontrar las resistencias del esquema eléctrico se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$R_1 = \frac{1}{h_{C,c-a} + h_{R,c-a}}$$

$$R_1 = \frac{1}{6.4 + 7.362}$$

$$R_1 = 0.073 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{C,p-c} + h_{R,p-c}}$$

$$R_2 = \frac{1}{3.006 + 10.306}$$

$$R_2 = 0.075 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

$$R_{ais} = \frac{\frac{\epsilon_{ais-col}}{100}}{k_{ais}}$$

$$R_{ais} = \frac{0.027}{0.055}$$

$$R_{ais} = 0.495 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{C,b-a} + h_{R,b-a}}$$

$$R_3 = \frac{1}{6.4 + 1.698}$$

$$R_3 = 0.123 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

Coeficiente global de transferencia de calor que se considera desde la placa absorbidora hacia el ambiente

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

$$U_t = \frac{1}{0.073 + 0.075}$$

$$U_t = 6.767 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Coeficiente global de transferencia de calor desde la placa absorbadora hasta la base inferior y el ambiente

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

$$U_b = \frac{1}{0.495 + 0.123}$$

$$U_b = 1.616 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right]$$

Coeficiente global de transferencia de calor del colector solar.

$$U_L = U_t + U_b$$

$$U_L = 6.767 + 1.616$$

$$U_L = 8.382 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right]$$

3.8.3. Cálculo del calor útil del colector.

A continuación se realiza el procedimiento de cálculo del calor útil del colector en función de FR (Factor de remoción), mediante la siguiente expresión de Bliss Hottel:

$$Q_u = A \cdot FR [I(\tau\alpha)k - U_L(T_{sal} - T_{amb})] \quad (3.52)$$

Dónde:

U_L calor perdido en el colector, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$; T_{sal} temperatura de salida del aire caliente, $32[^\circ C]$; A área del colector solar plano, en $[m^2]$; FR factor de remoción, 0.85 [adimensional].

El valor del factor de remoción fue tomado considerando que para buenos colectores están entre 0.95 y 0.85 , los valores más altos son para colectores importados y nuestro valor fue tomando en cuenta que son elaborados con materiales nacionales.

Considerando que para el precalentamiento del aire desde una temperatura ambiente de $22^\circ C$ hasta una temperatura de salida de $40^\circ C$, es el 32% del calor total necesario, entonces la potencia que debe dar el colector es de $0.32 \cdot Q_N$.

$$Q_{u-col} = 0.32 \cdot Q_N$$

$$Q_{u-col} = 0.32 \cdot 947.477$$

$$Q_{u-col} = 303.193 [W_t]$$

$$A_{col} = \frac{Q_{u-col}}{FR[I(\tau\alpha)\rho_{ss} - U_L(T_{sal} - T_{amb})]}$$

$$A_{col} = \frac{303.193}{0.85 [(834)(0.872)(0.9) - (8.382)(40 - 22)]}$$

$$A_{col} = 0.71 [m^2]$$

Después de la utilización de los diferentes métodos para cálculo de la radiación solar, se conoce que el promedio de radiación solar local en horas

de sol pico (HSP) es de 4.01 según Tabla 8. Con lo cual aplicando la fórmula del calor sensible se puede determinar el calor necesario para secado solar (Q_{sec}).

$$Q_{sec} = \frac{MH \cdot CP_{kikuyo}}{HSP} \cdot (T_{sec} - T_{amb}) \quad (3.53)$$

$$Q_{sec} = \frac{(10)(0.457)}{4.01} \cdot (70 - 22)$$

$$Q_{sec} = 54.64 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_{sec} = 63.54 [W_t]$$

3.8.4. Eficiencia del colector solar.

$$\eta_{col} = FR \cdot \left[(\tau\alpha)_{ef} - \frac{U_L(T_{sal} - T_{amb})}{I} \right]$$

$$\eta_{col} = 0.85 \cdot \left[(0.872)(0.9) - \frac{8.382(40 - 22)}{834} \right]$$

$$\eta_{col} = 0.51 \approx 51\%$$

La eficiencia del colector solar plano, utilizado para el calentamiento de aire del secado es del 51%.

3.9. Especificaciones técnicas del secador híbrido

Después de los resultados obtenidos en el diseño del secador híbrido las especificaciones técnicas son las siguientes:

Tabla 13

Especificaciones técnicas del secador híbrido

ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
DIMENSIONES DEL HORNO		
Largo	0.5	m
Ancho	0.55	m
Profundidad	0.75	m
PUERTA DEL HORNO		
Largo	0.5	m
Ancho	0.55	m
Profundidad	0.05	m
DIMENSIONES DE BANDEJAS		
BANDEJA 1		
Largo	0.65	m
Ancho	0.35	m
Alto	0.05	m
BANDEJA 2 = BANDEJA 3		
Largo	0.65	m
Ancho	0.25	m
Alto	0.05	m
CÁMARA DE SECADO		
Área poliédrica frontal	0.112	m ²
Área total interna del poliedro	1.064	m ²
Volumen de la cámara de secado	0.063	m ³
Volumen del producto a secar	0.0016	m ³
PRODUCTO A SECAR		
Masa del producto	10	kg
Masa seca	3	Kg
Cantidad de agua a remover	6.591	litros
Masa de vapor de agua	6.591	Kg
CARGAS TÉRMICAS		
Calor útil de secado	549.159	W
Coeficiente de convección externa	6.4	W/ m ² °C
Coeficiente de convección interna	2.794	W/ m ² °C
Coeficiente de radiación	3.823	W/ m ² °C
		Continúa→

Coeficiente global de transferencia de calor	0.857	W/ m ² °C
Calor perdido por paredes	87.433	W _t
Calor perdido por cambios de aire	0.288	W _t
Calor acumulado en bandejas	224.002	W _t
Calor acumulado en paredes	86.595	W _t
Calor Neto	947.477	W _t
COLECTOR SOLAR PLANO		
Largo	1.00	m
Ancho	0.74	m
Espesor	0.083	m
Coeficiente de convección externo	6.4	W/ m ² °C
Coeficiente de convección interno	3.007	W/ m ² °C
Angulo de inclinación del colector respecto a la horizontal	13.1	°
Calor útil del colector	303.193	W _t
Eficiencia del colector	51	%
DUCTO		
Diámetro interno	0.01	m
Velocidad de circulación del aire en el ducto	8.553	m/s ²
Velocidad del aire caliente en el ducto	1.84	m/s ²
RESISTENCIAS ELÉCTRICAS		
Voltaje	115	V
Amperaje	2.8	A
Resistencia	64	Ω
Potencia Total	644	W
Aporte térmico	68	%
RADICACIÓN SOLAR LOCAL (HSP)		
NASA	3.64	W-h/m ²
Angstrom Page	4.64	W-h/m ²
ISOCAD	3.75	W-h/m ²
Promedio (HSP)	4.01	W-h/m ²
ESPELOR DE MATERIALES		
Acero inoxidable	0.002	m
Aislamiento térmico	0.04725	m
Acero galvanizado	0.00075	m
Vidrio	0.0004	m

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL HORNO DE SECADO.

Para la construcción del horno se utilizaron diferentes materiales, herramientas, equipos e insumos así como equipo de protección personal (EPP); que se detallan a continuación:

Tabla 14

Listado de materiales, equipo de seguridad e insumos.

CANTIDAD	MATERIAL	DIMENSIONES	UNIDADES
2	Plancha de acero inoxidable 2mm	240 x 120	m
2	Plancha de acero galvanizado 0.75mm	240 x 120	m
1	Plancha de acero al carbono ASTM A36	240 x 120	m
6	Lana de vidrio	2.5 x 0.70	m
2	Tubo de acero de alta temperatura $\varnothing=1 \frac{1}{2}$ "	6	m
1	Aislante térmico 2.725mm	1 x 0.76	m
1	Acero de alta temperatura 1mm	1 x 0.76	m
4	Broca HSS	$\frac{1}{4}$ x 1/16	plg
2	Disco de desbaste	7	plg
1	Cepillo de acero	-	U
2	Pintura electrostática	-	galón
100	Pernos autoroscados	1/4	plg
1	Vidrio templado 4mm	1 x 0.74	m
100	Remaches	5/32 x $\frac{1}{4}$	plg
7	Lija de agua # 240	-	U
2	Bisagras acero inoxidable	3	plg
2	Silicón transparente industrial	163	cc
6	Rasqueteador	5" x 0.020"	plg
2	Guantes de cuero	-	Par

2	Mascarilla 3m, con filtro para vapores orgánicos.	-	U Continúa→
4	Disco grano fino	5	plg
4	Disco grano grueso	7	plg
2	Disco de corte	7	plg
2	Tubo rectangular	0.40 x 0.40	m
2	Tubo rectangular	0.40 x 0.20	m
1	Angulo	0.40 x 0.40	m
1	Tubo de acero de alta temperatura $\varnothing=4''$	0.15	m
2	Interruptores 110 V	-	U
2	Enchufes 110 V	-	U
1	Botonera switch ON/OFF	-	U
1	Breaker BKM C6	-	U
1	Luz piloto rojo	-	U
2	Resistencia de ductos cerámicos alta potencia	110V/220V 1 kW ~7Kw	U
1	Extractor IMASU	110V ~50Hz	U
8	Cable gemelo # 12	-	m
2	Taype eléctrico negro	10 x 10	mm
2	Gafas de protección	-	U
2	Mandil	-	U

Tabla 15

Listado de equipos utilizados para la construcción del horno.

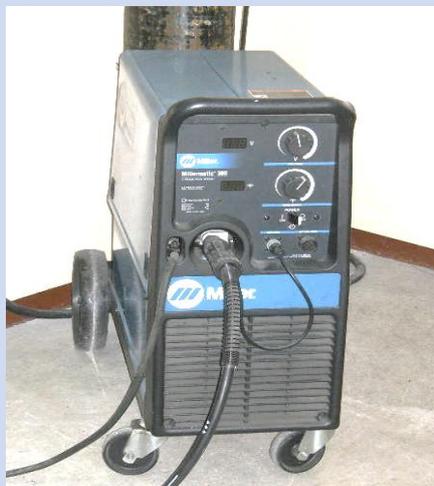
EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
<p>ESMERIL</p> 	<p>RPM: 1720 Voltaje: 110 V HP: 1 Amperaje: 8 A</p>
	Continúa→

SOLDADORAS MIG

MARCA: BRAVO
MODELO: MIG 2525/M
VOLTAJE: 230 V
FRECUENCIA: 50/60 Hz
POTENCIA INSTALADA : 6.5 kW
POTENCIA ABSORBIDA: 8.7 KVA
FACTOR DE SERVICIO: 100 A
100%.
DIÁMETRO DE ALAMBRE: 2 x 6

SOLDADORA TIG

MARCA: CEBORA
MODELO: AC/ DC 1530 M
VOLTAJE: 230 V
FRECUENCIA: 50/60 Hz
AMPERAJE: 22 A

CORTADORA DE PLASMA

MARCA: Miller
VOLTAJE: 220 V
AMPERAJE: 20 A
Alimentación con aire comprimido.
Bomba de refrigeración.

Continúa→

PLEGADORA



MARCA: **TOPTECH**
 MODELO: **WC67Y-63/2500**
 FUERZA NOMINAL: **630kN**
 HP: **3**
 VOLTAJE: **220V**
 CAPACIDAD: **5.5 Kw**
 FRECUENCIA: **60 Hz**
 CORRIENTE: **21 A**

CIZALLADORA



MARCA: **FABLAMP**
 MODELO: **CMF -16**
 PESO NETO: **360 kg**
 PESO BRUTO: **450 kg**
 VOLUMEN DE EMPACADO:
1.85 m³

EQUIPO ELECTROSTÁTICO



MARCA: **Calvano.**
 MODELO: **GE 9001.**
 TENSIÓN DE ENTRADA:
220V.
 TENSIÓN DE SALIDA: **90Kv.**
 EROGACIÓN STANDARD
 MEDIA DE POLVO: **250**
g/min.
 PESO DE LA PISTOLA: **470 g.**
Regulador de alta tensión.

Continúa→

TALADRO ELECTRICO MANUAL

MARCA: DE WALT
MODELO: DWD024-B3
VOLTAJE: 120 V
RPM: 2800
FRECUENCIA: 50-60 Hz

Tabla 16**Instrumentos utilizados.**

ORDEN	INSTRUMENTO	CARASCTERÍSTICA
1	Flexómetro	3 m
2	Nivel	Imantado
3	Escuadra metálica	50 cm
4	Calibrador	apreciación 0.02 mm
5	Compás de puntas	Radio 1 m

Tabla 17**Herramientas utilizadas**

ORDEN	INSTRUMENTO	CARASCTERÍSTICA
1	Rayador	Punta metálica
2	Sierra	Grano grueso y fino
3	Entenalla	Para acero
4	Granete	Para acero
5	Tijeras	De tol
6	Destornilladores	Plano y estrella

4.1. Construcción del horno de secado.

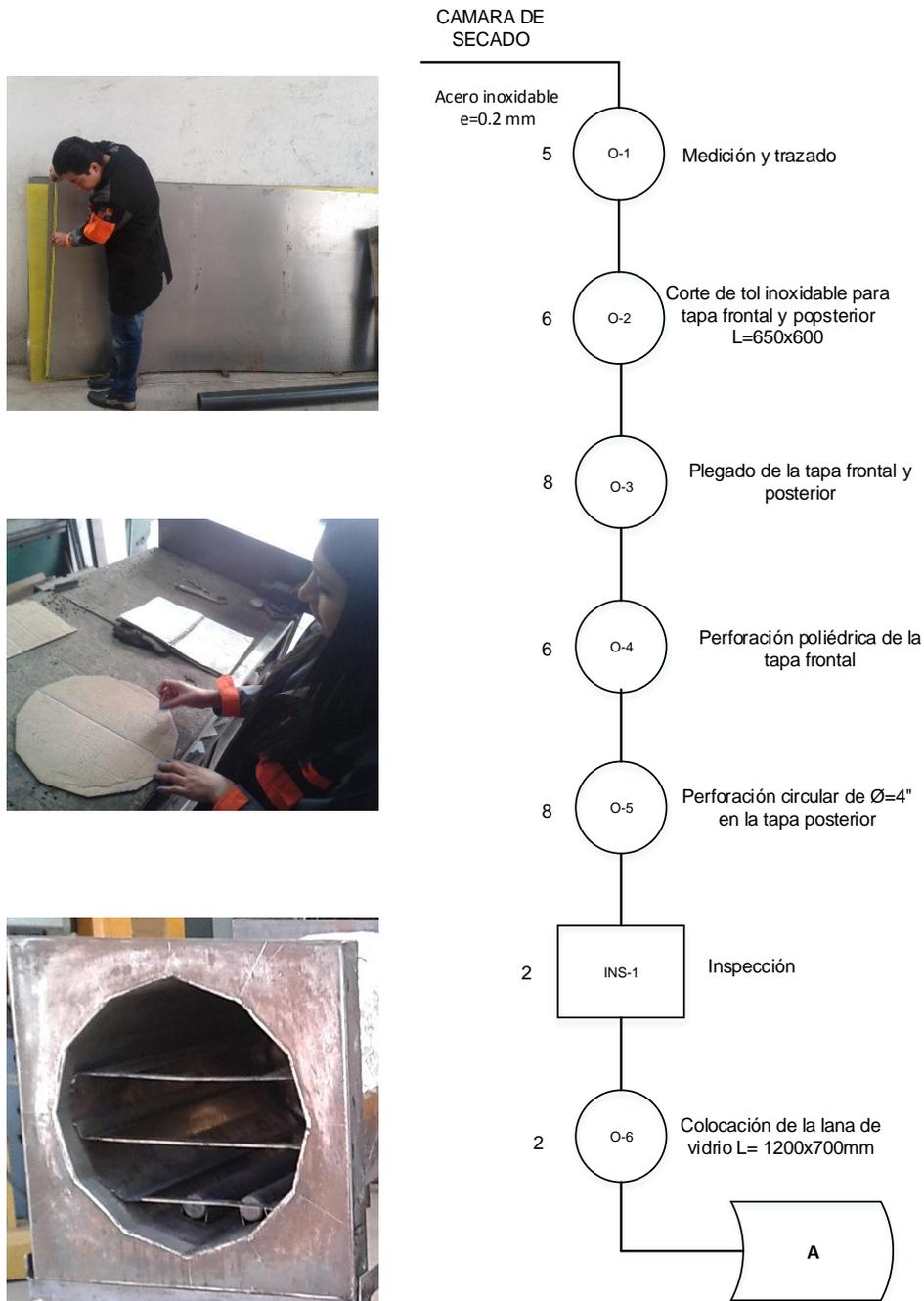


Figura 62. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

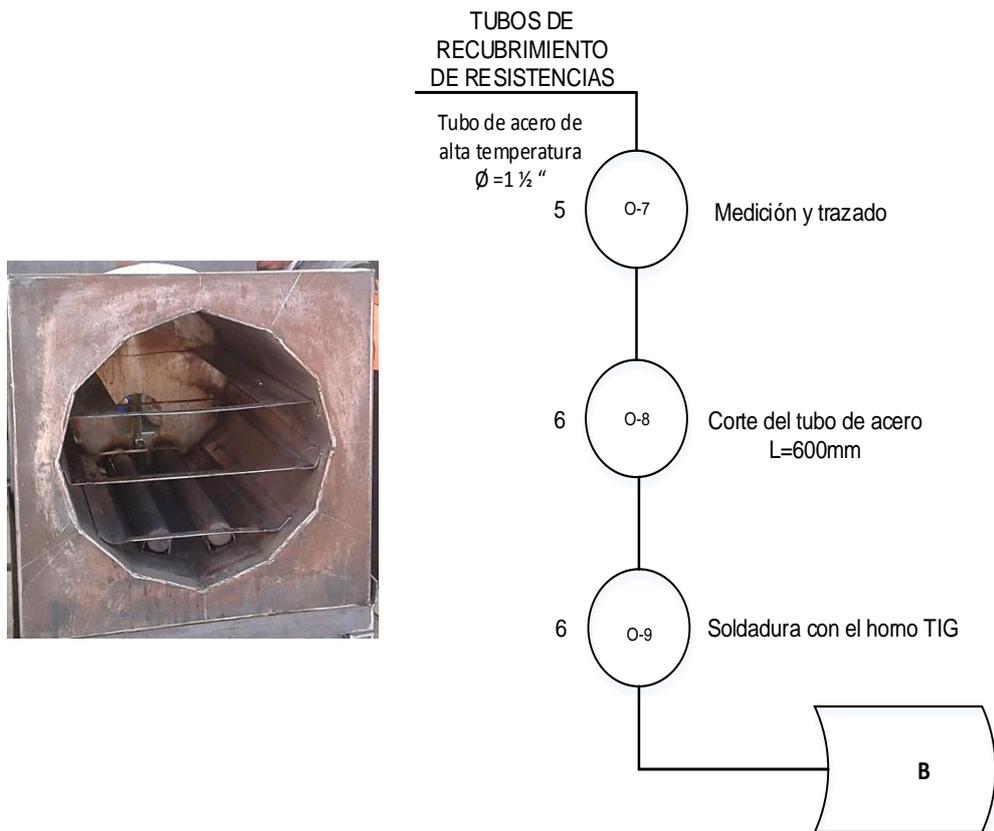


Figura 63. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

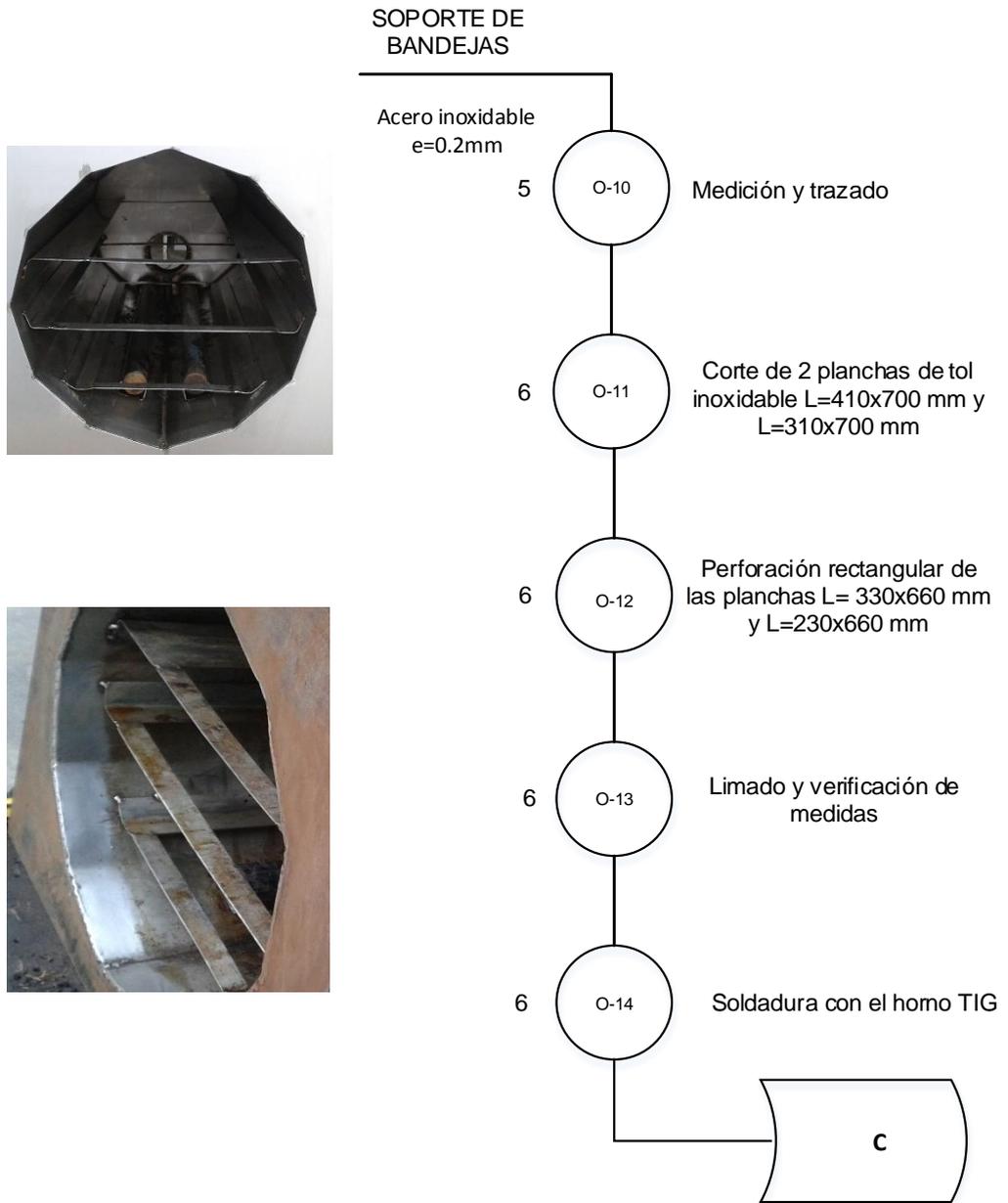


Figura 64. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

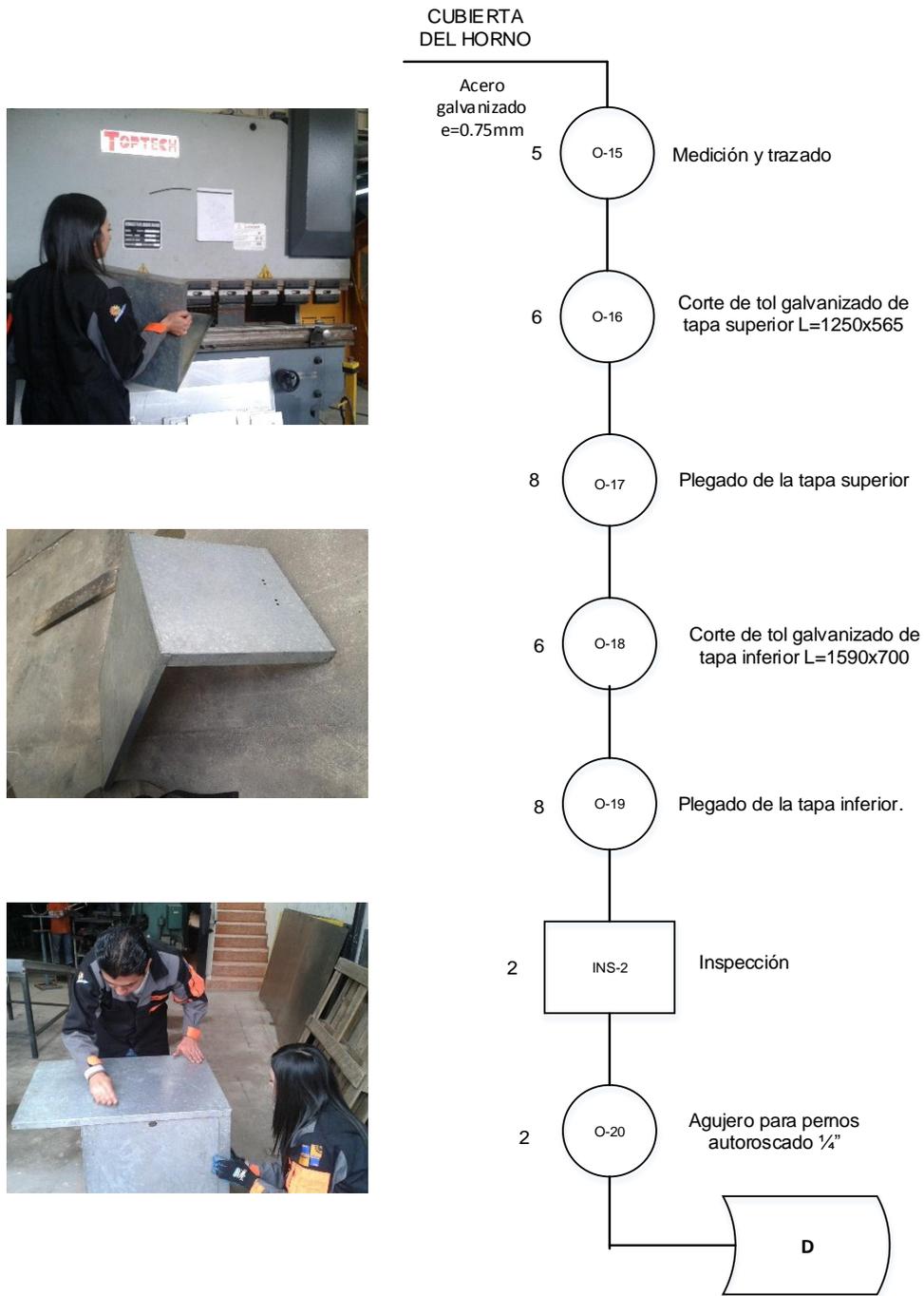


Figura 65. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

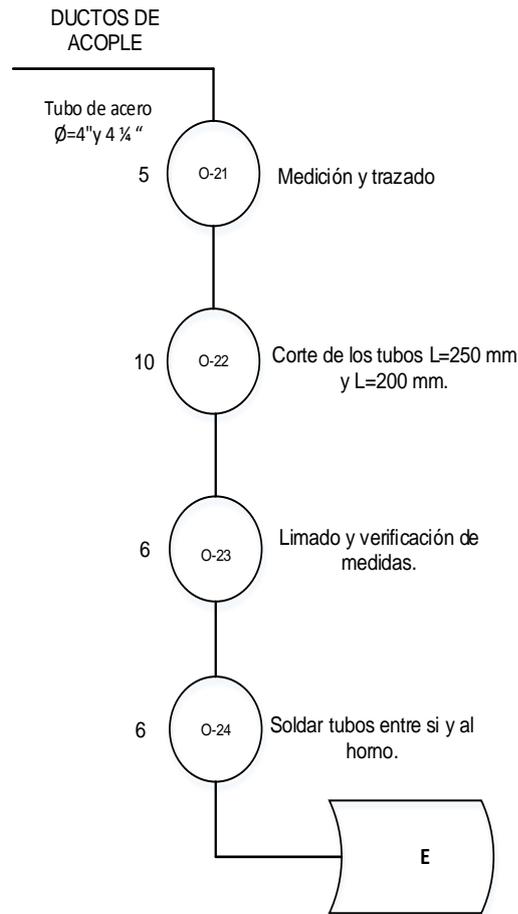


Figura 66. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

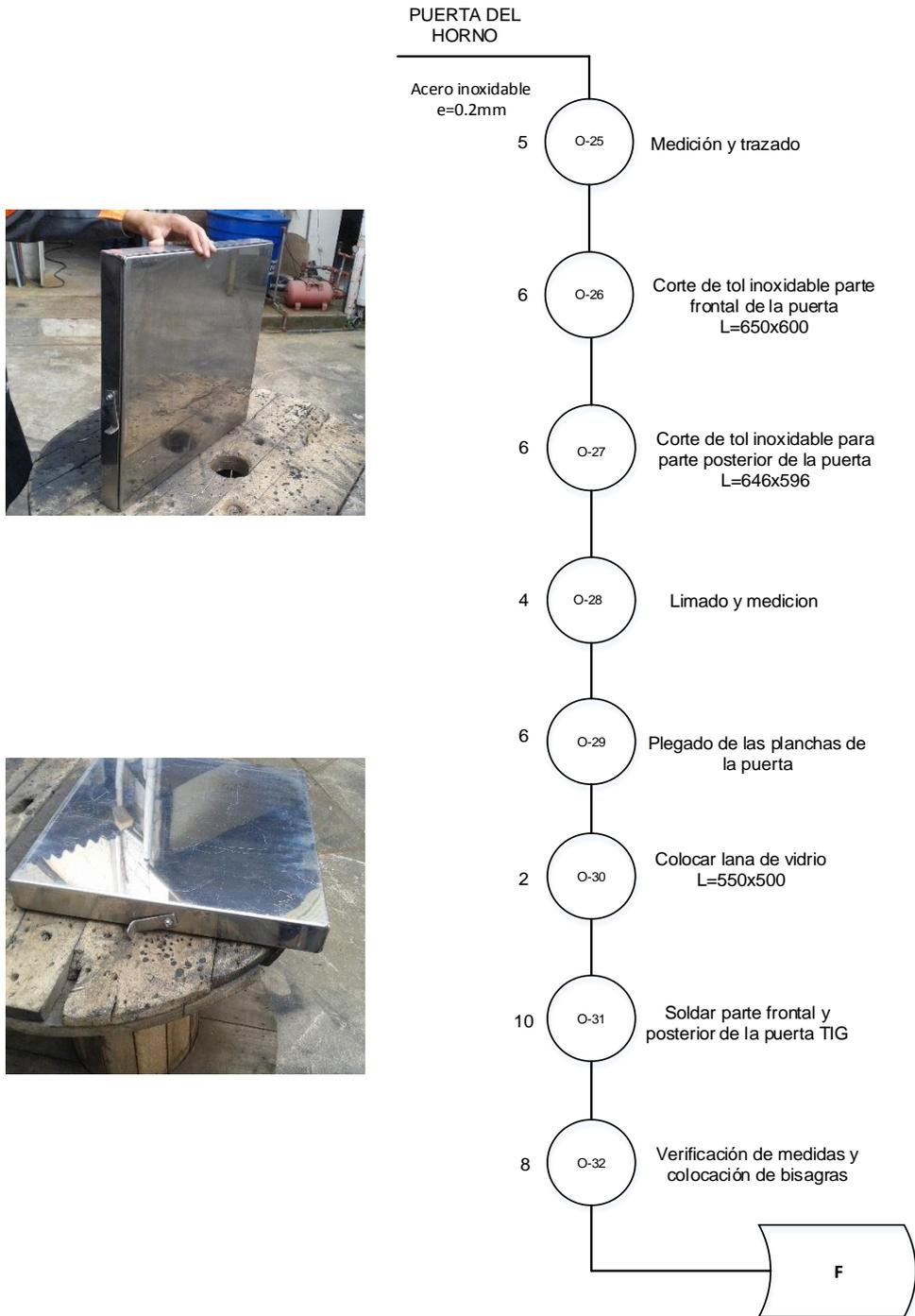


Figura 67. Diagrama de procesos del horno de secado.

Continúa→

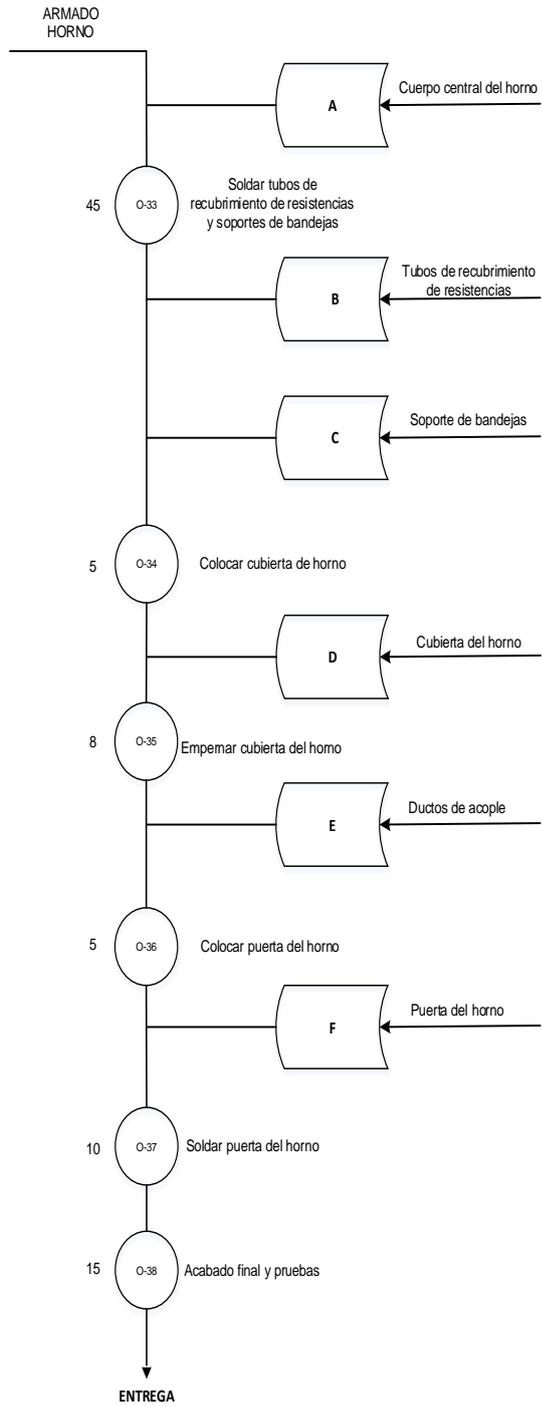


Figura 68. Diagrama de procesos del horno de secado.

4.2. Construcción de las bandejas.

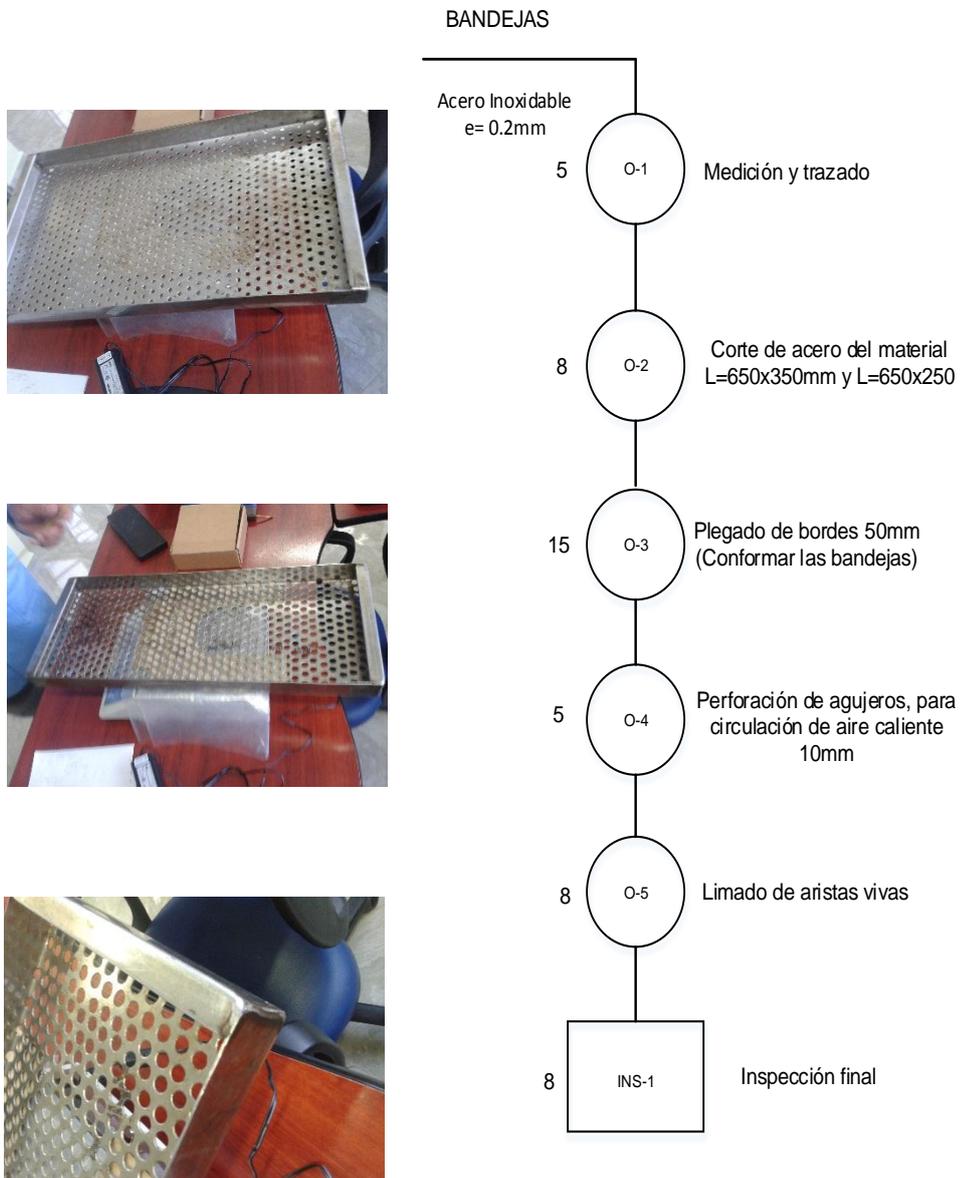


Figura 69. Diagrama de procesos de las bandejas.

4.3. Construcción del colector solar plano.

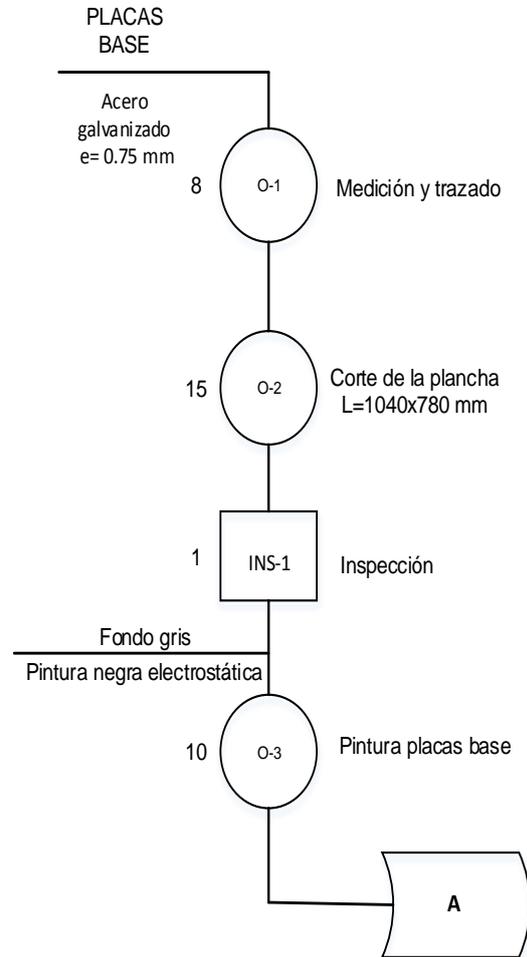


Figura 70. Diagrama de procesos del colector solar

Continúa→

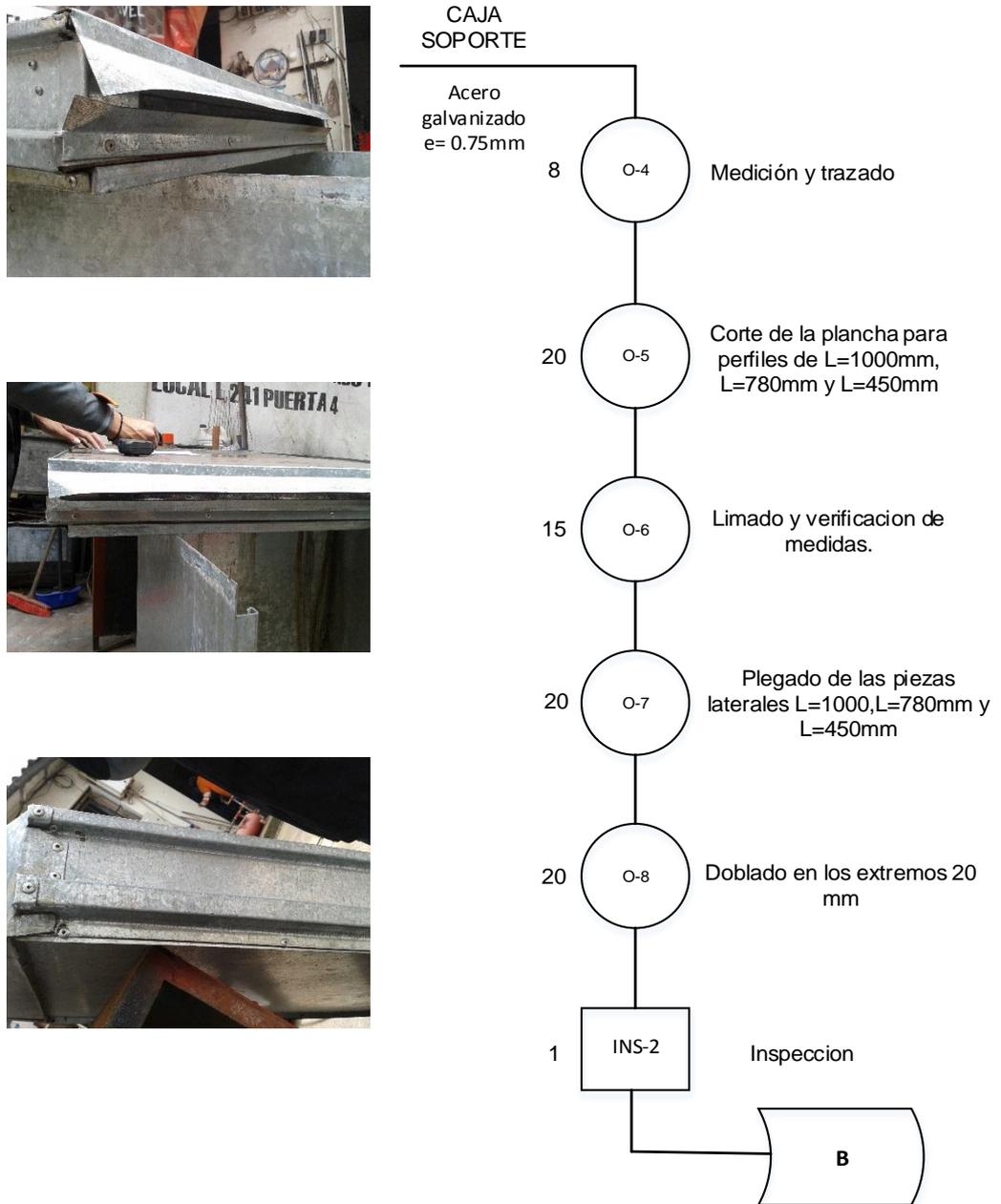


Figura 71. Diagrama de procesos del colector solar.

Continúa→

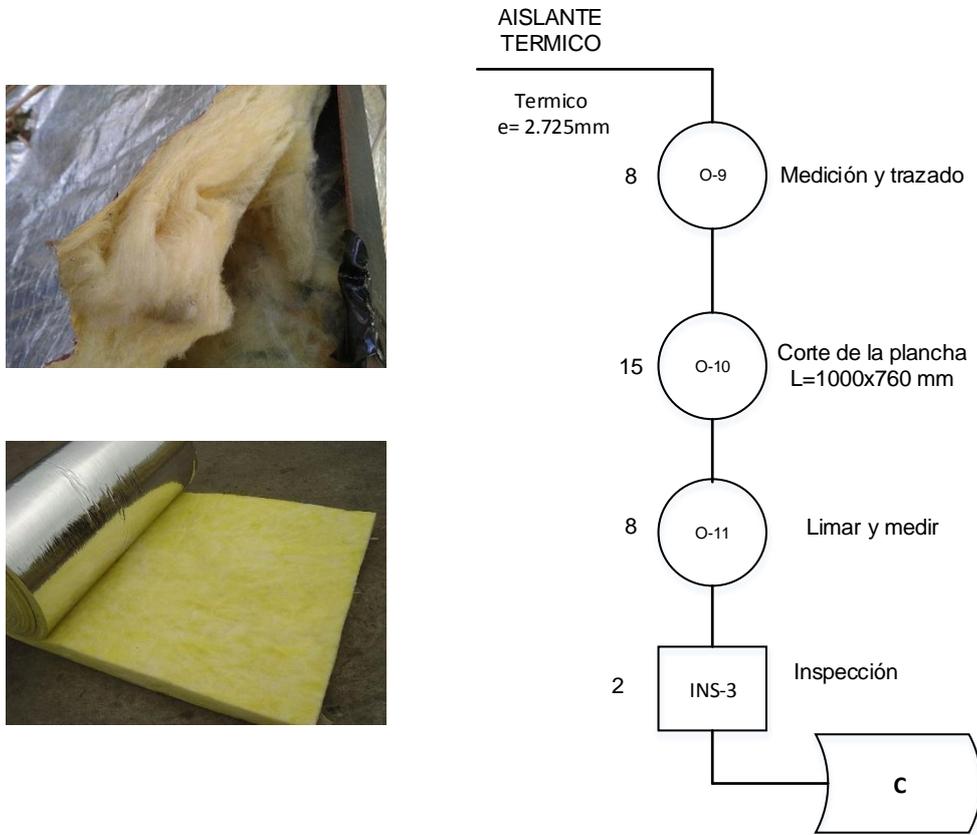


Figura 72. Diagrama de procesos del colector solar.

Continúa→

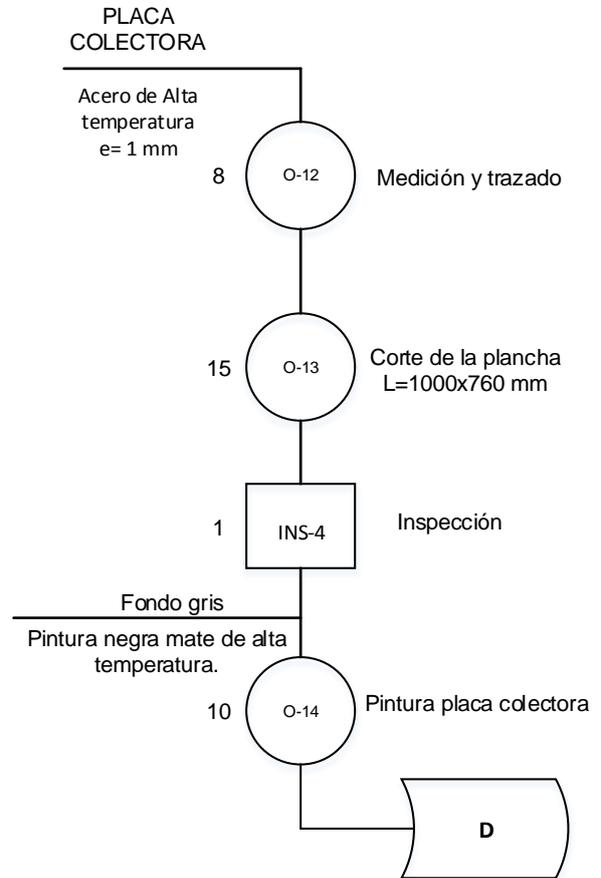


Figura 73. Diagrama de procesos del colector solar

Continúa→

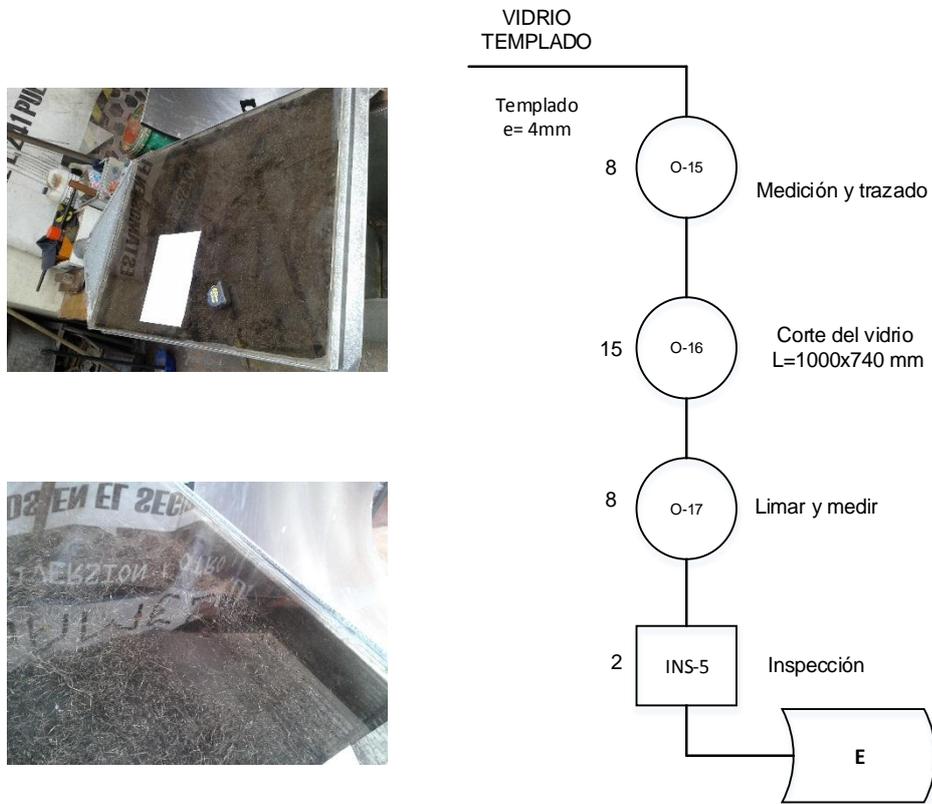


Figura 74. Diagrama de procesos del colector solar.

Continúa→

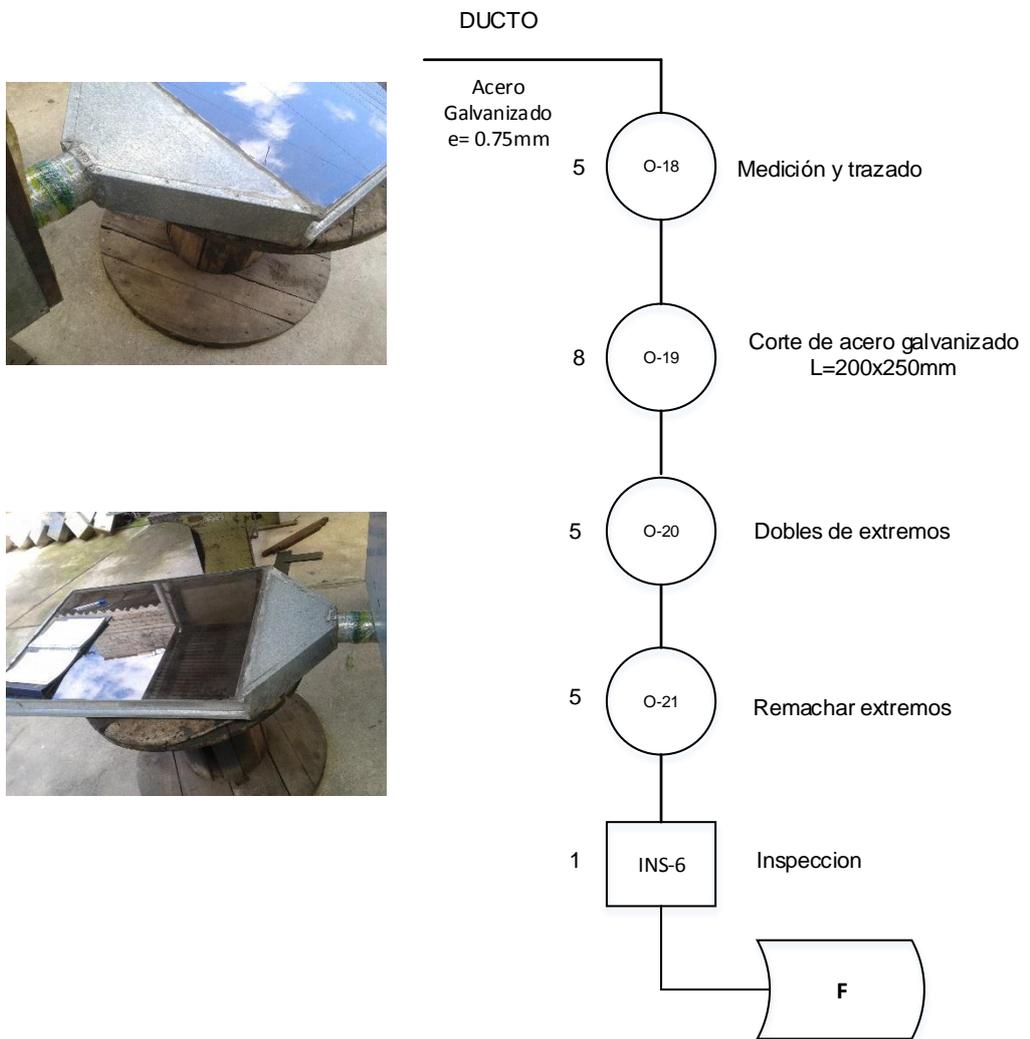


Figura 75. Diagrama de procesos del colector solar.

Continúa→

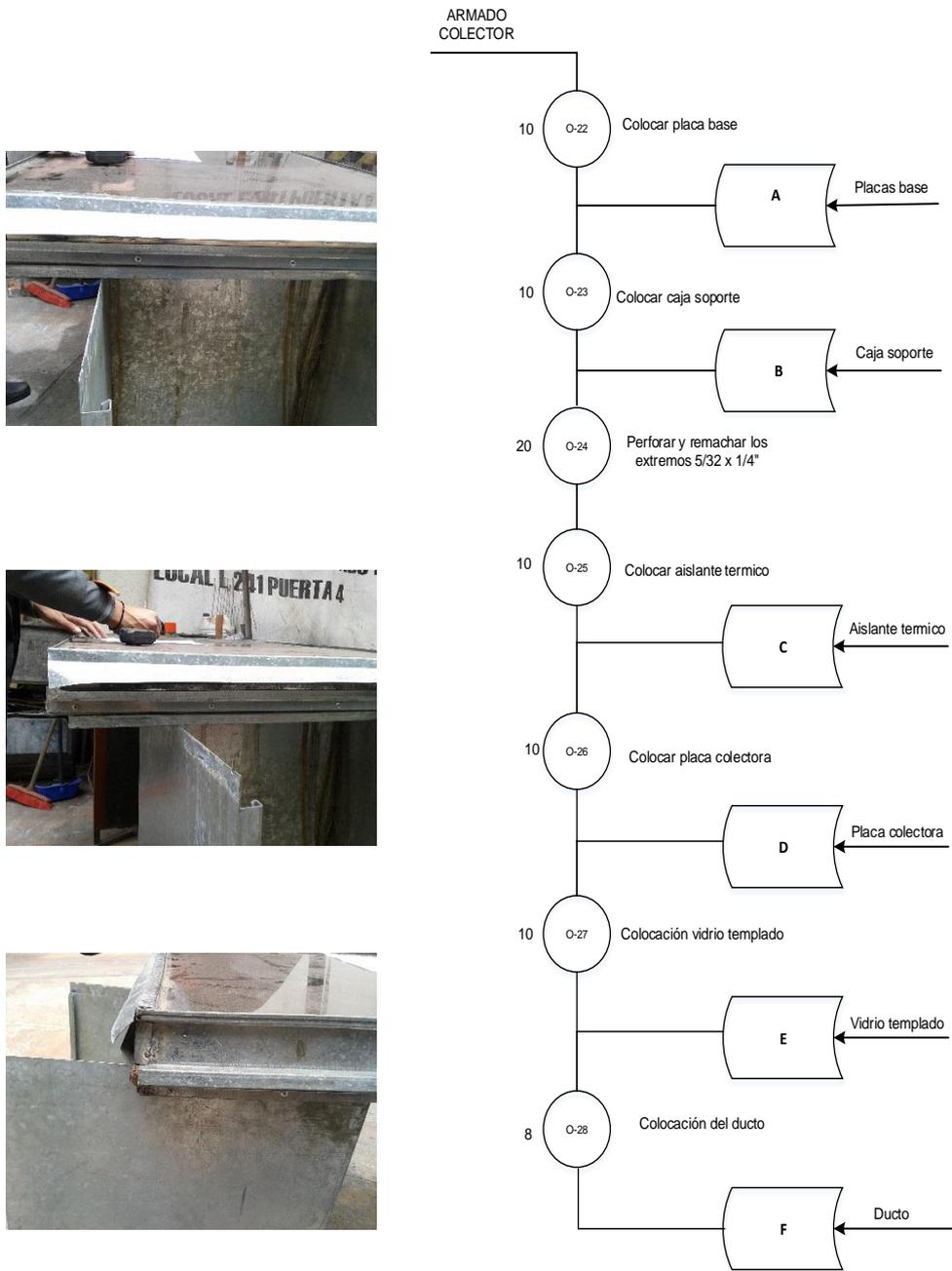


Figura 76. Diagrama de procesos del colector solar.

Continúa→

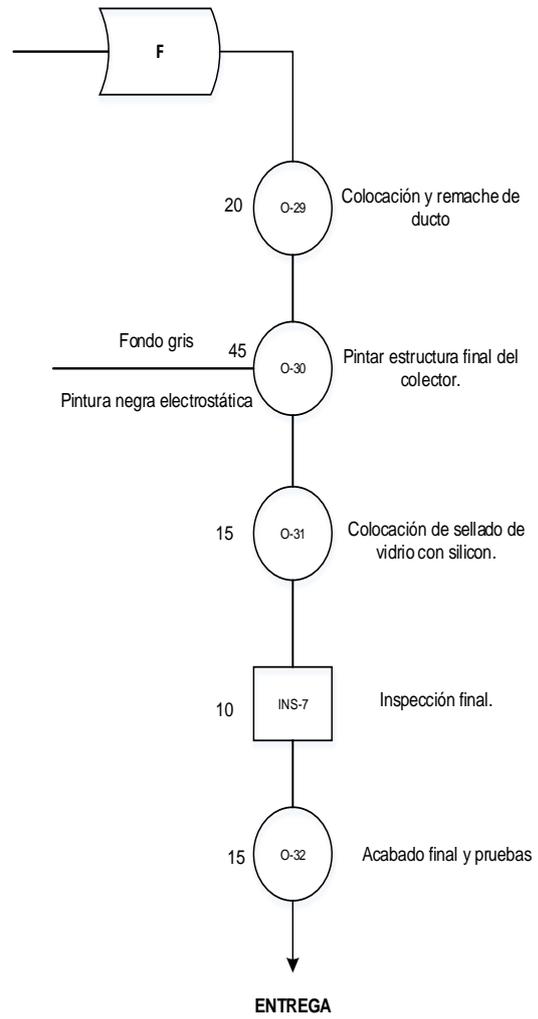


Figura 77. Diagrama de procesos del colector solar

4.4. Fabricación de los soportes.

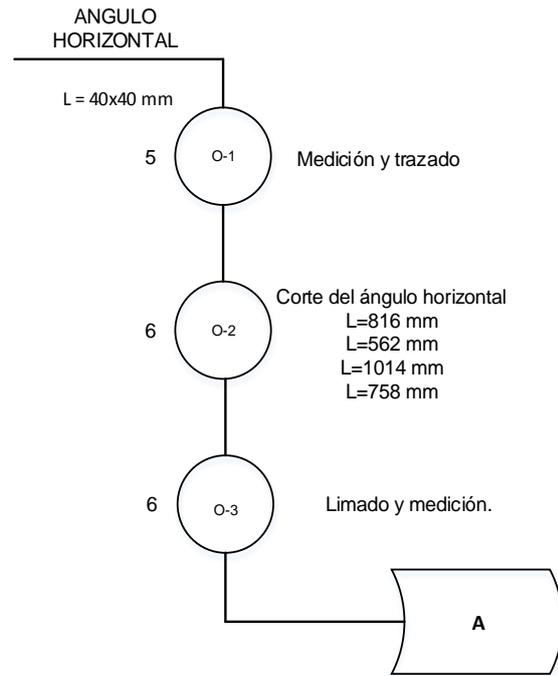


Figura 78. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.

Continúa→

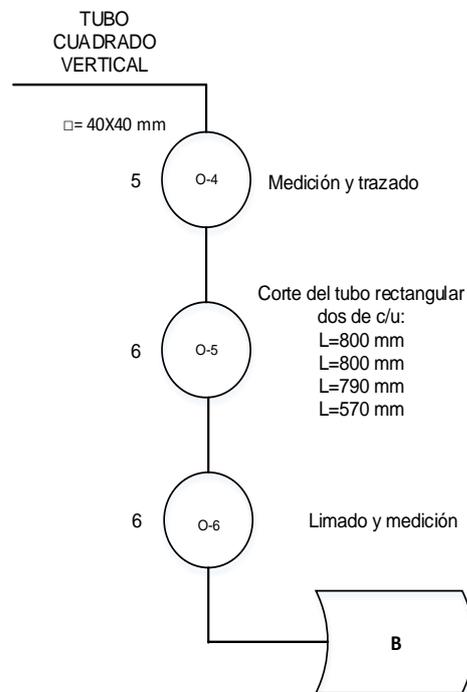


Figura 79. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.

Continúa→

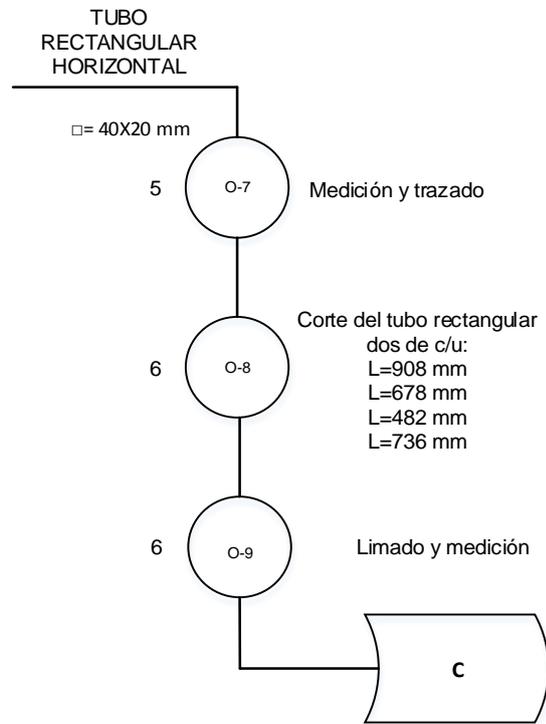


Figura 80. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.

Continúa→

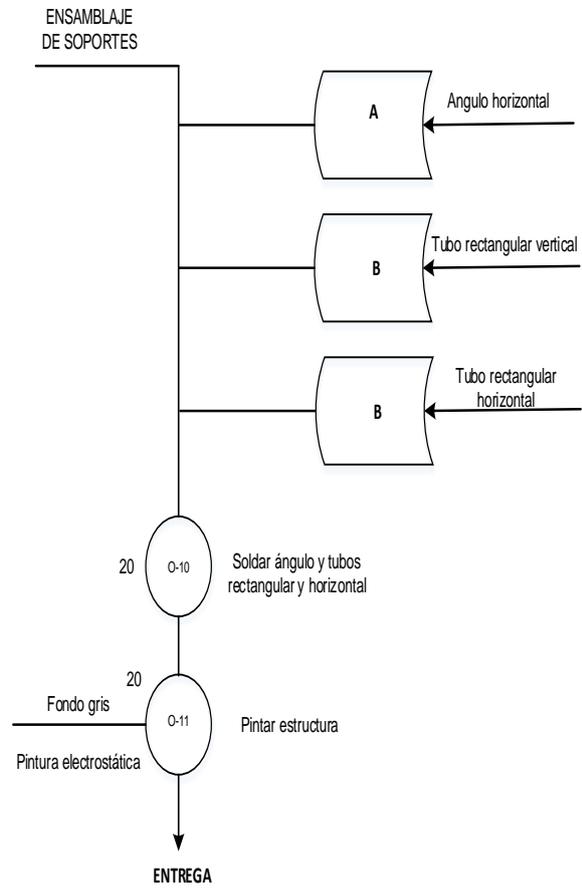


Figura 81. Diagrama de procesos de construcción de la estructura base soporte.

4.5. Montaje de Componentes.

Después de la construcción de cada uno de los componentes del horno secador, se realiza el montaje Para lo cual se utiliza un diagrama de flujo, siguiendo el código de actividades como se muestra en la tabla 14.

Tabla 14

Actividades para el montaje

CÓDIGO	ACTIVIDAD
A1	Instalación de la estructura base soporte.
A2	Instalación de la cámara de secado sobre el soporte.
A3	Instalación de las resistencias eléctricas en la cámara de secado
A4	Instalación del colector solar sobre el soporte
A5	Instalación del extractor en el ducto del colector
A6	Acople entre ducto del secador y ducto del colector

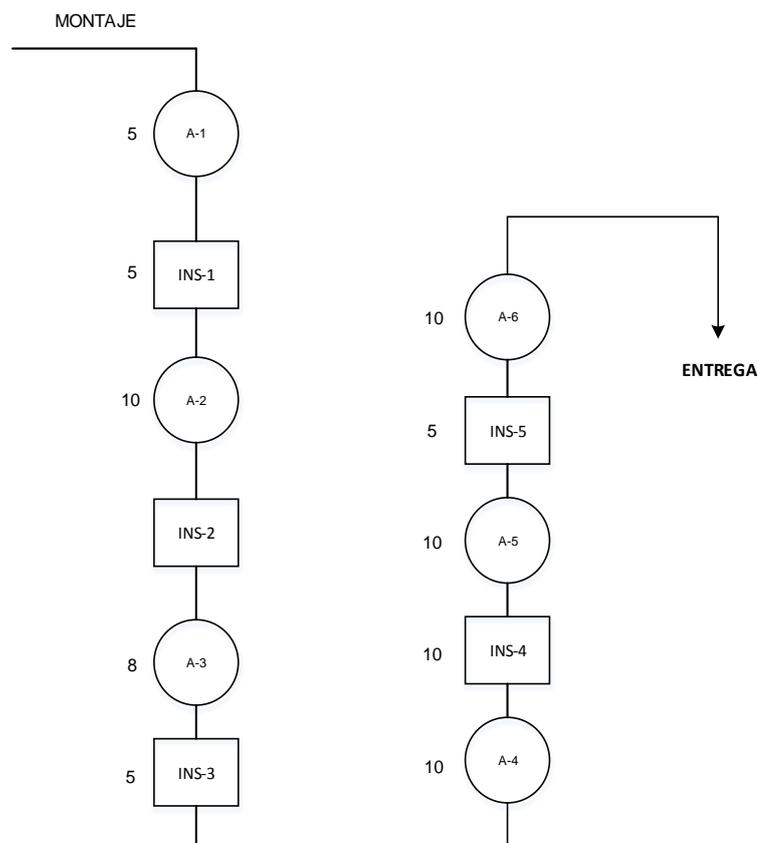


Figura 82. Diagrama de flujo del montaje.

4.6. Instalación de partes eléctricas

Para el funcionamiento de la cámara de secado y el extractor del colector solar se utiliza el material eléctrico de acuerdo a la tabla 15.

Tabla 15

Material eléctrico.

MATERIALES	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Extractor IMASU	220V ~50Hz	1
Resistencia de ductos cerámicos alta potencia	110V/220V 1 kW ~7Kw	2
Interruptores	110V	2
Enchufes	110V	2
Botonera switch ON/OFF	110V	1
Breaker	BKM C6	1
Luz piloto rojo	110V	1
Cable gemelo	# 12	8 (m)
Taype eléctrico negro	10 x10 mm	2

4.7. Pruebas de validación del horno.

Las pruebas se realizan con fin de comprobar el correcto funcionamiento del horno (cámara de secado) y el colector solar para de esta manera validar los resultados calculados teóricamente.

Tabla 16

Validación Cámara de Secado

CÁMARA DE SECADO Y RESISTENCIAS ELÉCTRICAS		
Volumen de cámara (V_c)	0.063	m^3
Volumen del producto (V_p)	0.016	m^3
Temperatura de secado (T_{sec})	70	$^{\circ}C$
Potencia (Pot)	207	W
Voltaje (Volt)	115	V
Amperaje (Amp)	2.8	A
Resistencia Eléctrica (Res)	64	Ω

Para el cálculo del calor generado por cada resistencia se utiliza la ecuación y los datos de la tabla 16 obtenidos experimentalmente:

$$Q = 0.24 \cdot Pot_T \cdot 3600 \quad (4.1)$$

$$Pot_T = 115 \cdot 2.8 [W]$$

$$Pot_T = 322 [W]$$

$$Q = 0.24 \cdot (322) \cdot 3600$$

$$Q = 278.208 [kcal]$$

$$Q = 301.40 [W_t]$$

Tabla 17

Validación Colector Solar Plano

COLECTOR SOLAR PLANO		
Área del colector (A_{col})	0.74	m ²
Irradiancia de ensayo (I_{ensayo})	820.76	W/m ²
Velocidad del aire (v_{aire})	0.75	m/s
Temperatura de entrada (\bar{T}_1)	25.85	°C
Temperatura de salida (\bar{T}_2)	61.48	°C

Para el cálculo del calor útil del colector solar plano se utiliza la ecuación 3.52 y los datos de la tabla 17 obtenidos experimentalmente:

$$Q_u = 0.74 \cdot 0.85 [820.76(0.872)0.9 - 8.382(61.48 - 25.85)]$$

$$Q_u = 217.31 [W_t]$$

El calor útil total experimental del horno híbrido es el siguiente:

$$Q_{TOTAL} = 2Q + Q_u \quad (4.2)$$

$$Q_{TOTAL} = 2(301.40) + (217.31)$$

$$Q_{TOTAL} = 820.11 [W_t]$$

Después de realizar los ensayos de secado se ha logrado comprobar que el horno solar eléctrico funciona de la manera prevista. El pennisetum clandestinum se ha secado desde un contenido de humedad del 70% hasta el 13%, con un tiempo de secado de 8 horas.

CAPITULO V

ENSAYOS DE BRIQUETAS DEL PENNISETUM CLANDESTINUM.

5.1. Protocolo de pruebas

Para el cálculo y análisis de resultados del secado del pennisetum clandestinum es necesario fijar los parámetros y variables, de acuerdo a la tabla 18, de los cuales se obtiene el poder calorífico y porcentaje de humedad final.

Tabla 18

Parámetros y variables del secador solar, eléctrico.

ORDEN	PARÁMETRO	SÍMBOLO	UNIDAD
1	Temperatura ambiente	T_{α}	[°C]
2	Velocidad del viento	V_{viento}	m/s
3	Humedad Relativa	HR	%
4	Irradiancia	I_g	W/m ²
5	Temperatura de entrada al colector	T_1	[°C]
6	Temperatura de salida del colector	T_2	[°C]
7	Temperatura de cubierta	T_{cub}	[°C]
8	Temperatura de entrada del aire al horno	T_{H1}	[°C]
9	Temperatura de salida del horno	T_{H2}	[°C]
10	Temperatura de pared 1	T_{p1}	[°C]
11	Temperatura de pared 2	T_{p2}	[°C]
12	Temperatura de producto	T_p	[°C]

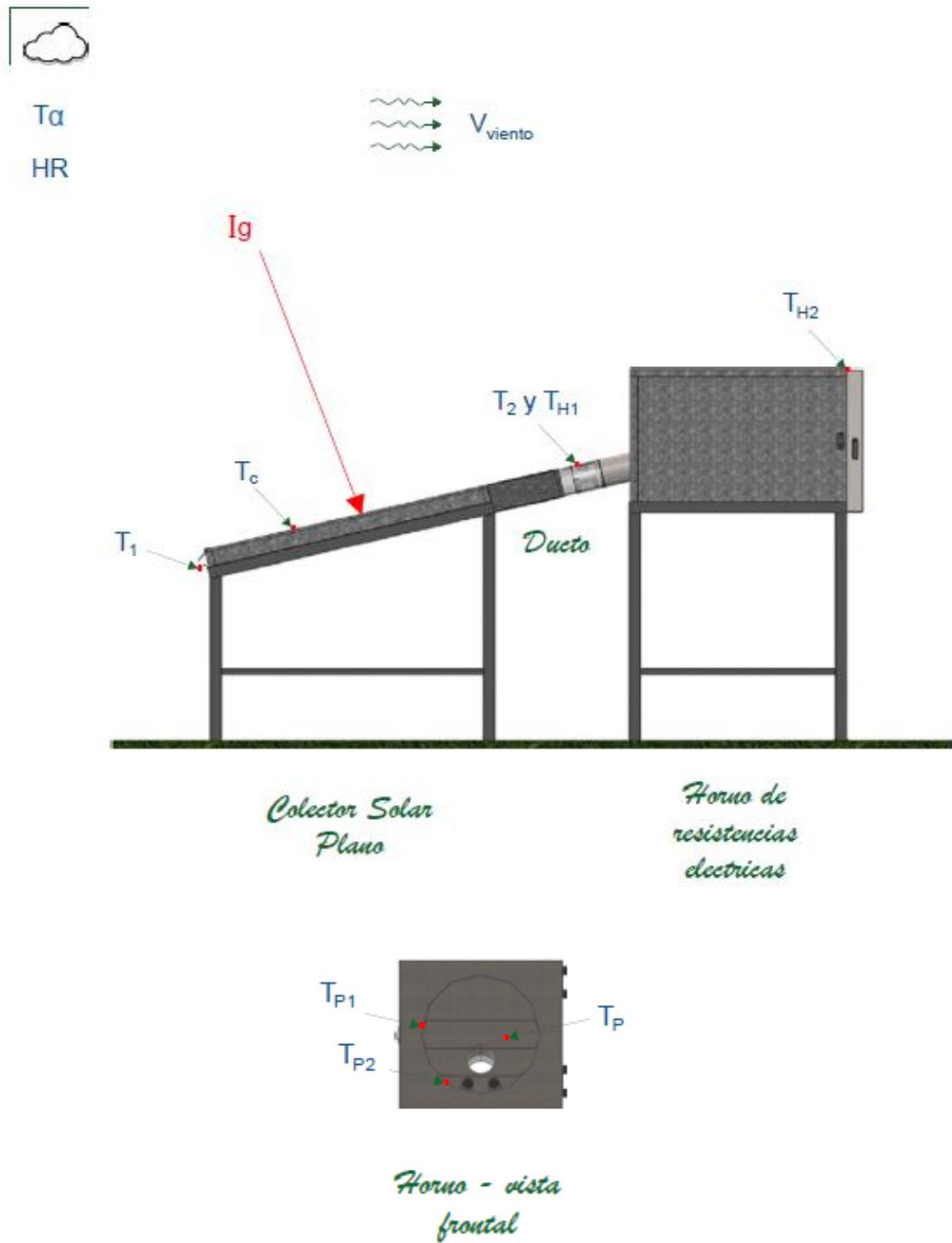


Figura 83. Parámetros para pruebas de validación en el horno híbrido

Los instrumentos a utilizarse para el registro de los parámetros son:

Tabla 19

Instrumentos utilizados.

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
<p data-bbox="422 470 630 504">BALANZA DIGITAL</p> 	<p data-bbox="933 571 1173 604">MARCA: TRANSCCELL</p> <p data-bbox="933 627 1173 660">MODELO: PBSL-30kg</p> <p data-bbox="933 683 1308 716">DESCRIPCIÓN: Medidor de peso</p> <p data-bbox="933 739 1165 772">RANGO: 0.01 a 30 g</p>
<p data-bbox="422 985 686 1019">TERMOCUPLAS TIPO K</p> 	<p data-bbox="933 1064 1141 1097">MARCA: COAMER</p> <p data-bbox="933 1120 1133 1153">MODELO: IR-102</p> <p data-bbox="933 1176 1324 1265">DESCRIPCIÓN: Medidor de temperatura</p> <p data-bbox="933 1288 1197 1321">RANGO: -20 a 1000 °C</p>
<p data-bbox="422 1500 606 1534">ANEMÓMETRO</p> 	<p data-bbox="933 1612 1125 1646">MARCA: EXTECH</p> <p data-bbox="933 1668 1141 1702">MODELO: 407113</p> <p data-bbox="933 1724 1324 1814">DESCRIPCIÓN: Medidor de velocidad del viento</p> <p data-bbox="933 1836 1141 1870">RANGO: 0.01 m/s</p>

Continúa →

TERMÓMETRO LASER INFRARROJO**MARCA:** TRUPER**MODELO:** MUT-39**DESCRIPCIÓN:** Medidor de temperatura**RANGO:** 0 a 250 °C**PIRANÓMETRO****MARCA:** PCE-SPM1**MODELO:** 121202981**DESCRIPCIÓN:** Medidor de radiación solar**RANGO:** 0 a 2000 W/m²**PINZA AMPERIMÉTRICA****MARCA:** FLUKE**MODELO:** 337**DESCRIPCIÓN:** Medidor de amperaje **RANGO:** 0 a 999.9 A

Continúa →

MULTÍMETRO



MARCA: EXTECH

MODELO: MIN 24

DESCRIPCIÓN: Medidor de resistencia eléctrica

RANGO: 200 a 2000 k Ω

HIDRÓMETRO



MARCA: EXTECH

MODELO: 445703

DESCRIPCIÓN: Medidor de temperatura ambiente y humedad relativa

RANGO: -10 a 60 °C

10 a 99 %

5.1.1. Tiempos de secado

De acuerdo con los ensayos de secado del pennisetum clandestinum se ha podido determinar que los tiempos de secado son de 8 horas para muestras de biomasa expandida de 2 kg, utilizando un horno que tiene capacidad máxima de 10 kg para biomasa compactada. Es necesario indicar que la toma de datos se realizó cada 20 min durante un turno de trabajo. A continuación en la figura 84 se puede observar el horno eléctrico y el sistema de precalentamiento de aire con energía solar.



Figura 84. Pruebas de secado en el horno híbrido.

5.1.2. Muestras

Para realizar el secado las muestras deben ser recién cortadas de tal manera que su contenido de humedad se aproxime al 70%, se inicia el proceso con la selección y limpieza del kikuyo. Posteriormente se realiza el pesaje.

De allí que, es necesario evitar la contaminación por polvos que se pueden adherir al producto, la materia prima se lo deja secar durante las 8 horas, tiempo en el cual se realiza una inspección y remoción cada 20 minutos. Además es necesario considerar los efectos externos de la temperatura ambiental y humedad relativa, los cuales pueden afectar el proceso de secado por la rehidratación que puede sufrir la muestra.

Para finalizar se debe colocar el producto seco en fundas de polietileno para evitar la presencia de hongos u otras plagas. A continuación en la figura 85 se observa la manipulación manual para recomodar el kikuyo aquí se pueden observar nervadura y hojas



Figura 85. Kikuyo recolectado para el secado.

En la figura 86 se observa la carga del kikuyo en las bandejas de acero inoxidable. La separación entre ellas es de 5cm, espacio necesario para que pueda fluir el aire de secado.



Figura 86. Kikuyo obtenido después del proceso de secado.

5.1.3. Resultados

Luego de realizar los 12 ensayos, cuyos datos se los registra en el Anexo A utilizando como fuente de calor la energía térmica de las dos resistencias eléctricas y el aire precalentado del colector solar plano se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 20

Datos promedio obtenidos con aporte solar y eléctrico.

Orden	Horno Híbrido	Ambiente			Radiación	Colector			Horno				
		T α	V _{viento}	HR	I _g	T1	T2	Tc	TH1	TH2	Tp1	Tp2	TP
1	Ens. 1	26,98	0,36	25,48	698,88	26,98	49,52	39,76	49,40	80,36	56,72	104,45	46,72
2	Ens. 2	25,29	0,39	27,96	430,96	25,29	37,72	32,60	37,36	59,80	58,71	94,32	55,52
3	Ens. 3	24,46	0,34	29,16	413,37	24,46	35,80	31,94	35,68	53,96	56,57	91,60	53,36
4	Ens. 4	25,24	0,48	25,88	569,32	25,24	46,80	37,60	46,80	78,16	65,41	101,95	60,08
5	Ens. 5	25,85	0,59	26,76	743,89	25,85	49,80	40,42	50,76	61,88	56,10	87,04	52,00
6	Ens. 6	26,80	0,40	26,44	492,22	26,80	45,64	41,02	46,24	65,88	65,25	97,36	49,60
7	Ens. 7	25,94	0,37	24,40	674,38	25,94	50,52	40,40	50,52	70,84	59,49	86,23	56,56
8	Ens. 8	25,96	0,25	28,04	609,49	25,96	47,16	37,27	47,60	76,48	60,90	95,34	59,00
9	Ens. 9	25,85	0,30	26,64	828,76	25,85	61,48	46,31	61,48	70,88	59,22	94,23	56,48
10	Ens. 10	25,33	0,75	26,76	629,14	25,33	45,12	38,01	45,12	60,60	62,91	91,82	54,60
11	Ens. 11	24,33	0,12	36,56	348,51	24,33	36,28	31,79	36,88	67,12	52,63	88,83	48,20
12	Ens. 12	22,09	0,15	47,27	359,09	22,09	36,00	32,15	35,80	60,20	44,32	75,34	38,60
		25,34	0,37	29,28	566,50	25,34	45,15	37,44	45,30	67,18	58,18	92,38	52,56

Para verificar el funcionamiento del equipo de secado tomando encuentra únicamente el recurso solar y de esta manera establecer comparaciones entre los parámetros energéticos, se realizaron cuatro ensayos obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 21

Datos promedio obtenidos con aporte solar

Orden	Solo Colector	Ambiente			Radiación	Colector			Horno				
		T_{α}	V_{viento}	HR	I_g	T1	T2	Tc	TH1	TH2	Tp1	Tp2	TP
13	Ens.	24,9	0,36	37,7	492,91	24,9	39,0	35,6	39,0	33,3	35,0	34,6	25,8
	13	0		2		0	8	8	8	6	4	5	0
14	Ens.	24,5	0,23	30,7	536,48	24,5	41,7	35,4	41,7	33,5	31,0	30,1	25,5
	14	5		2		5	2	7	2	2	0	3	6
15	Ens.	24,1	0,40	32,6	418,94	24,1	35,6	30,8	35,6	29,5	28,9	27,8	22,2
	15	2		8		2	0	3	0	6	0	9	8
16	Ens.	24,1	0,61	30,6	433,68	24,1	43,1	37,7	43,1	38,4	32,5	37,7	26,4
	16	8		8		8	6	4	6	8	0	6	0
		24,4	0,40	32,9	470,50	24,4	39,8	34,9	39,8	33,7	31,8	32,6	25,0
		4		5		4	9	3	9	3	6	1	1

A continuación se realizan los gráficos para los procesos de calentamiento del horno con resistencias eléctricas y energía solar y el que corresponde al calentamiento únicamente por energía solar.

Gráficas para procesos de calentamiento mixto (solar, eléctrico).

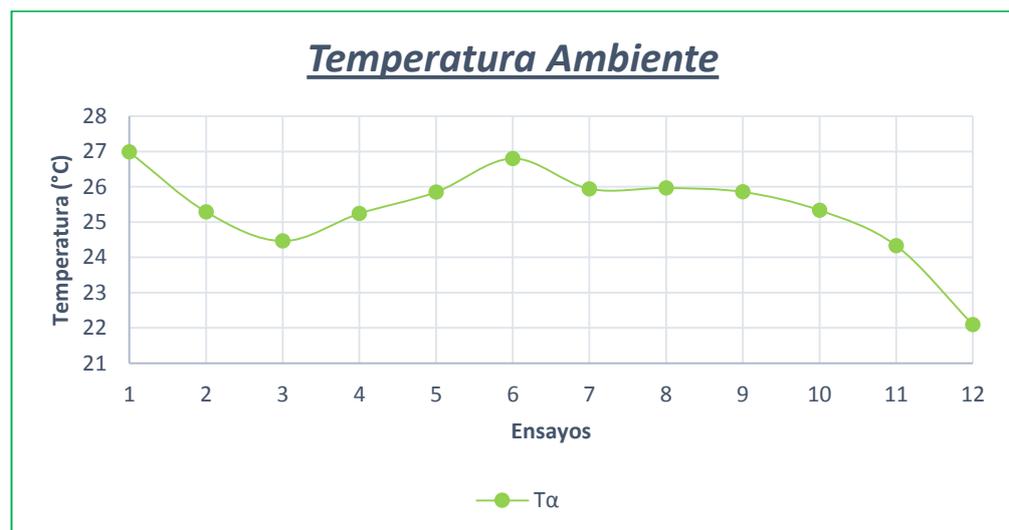


Figura 87. Promedio temperatura ambiente.

En la figura 87 se observa que la temperatura máxima ambiente es de 26.98 °C, la temperatura mínima de 22.09 °C y la temperatura promedio de 25.34 °C.

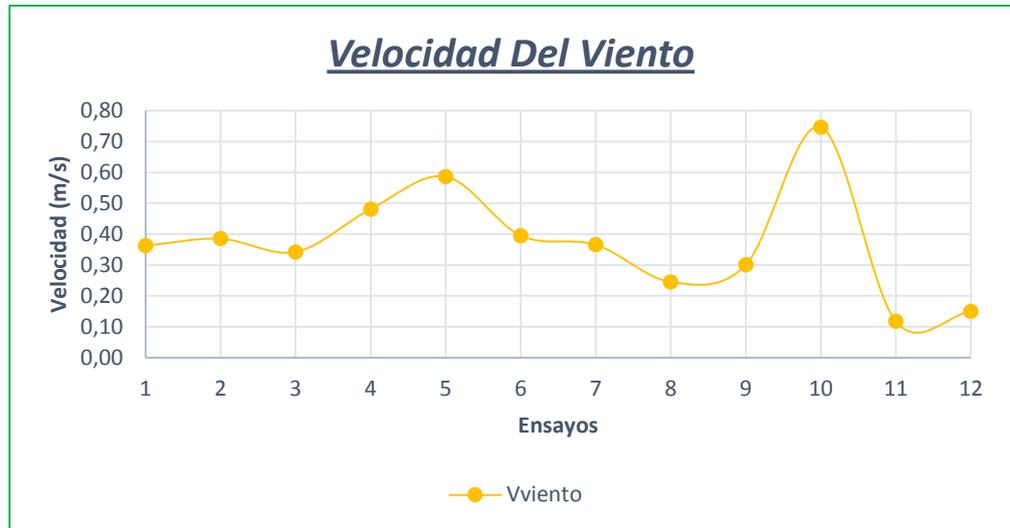


Figura 88. Promedio velocidad del viento.

El valor máximo de la velocidad del viento es de 0.75 m/s, el mínimo 0.12 m/s y se dispone de una velocidad de viento promedio de 0.37 m/s, como se puede observar en la figura 88.

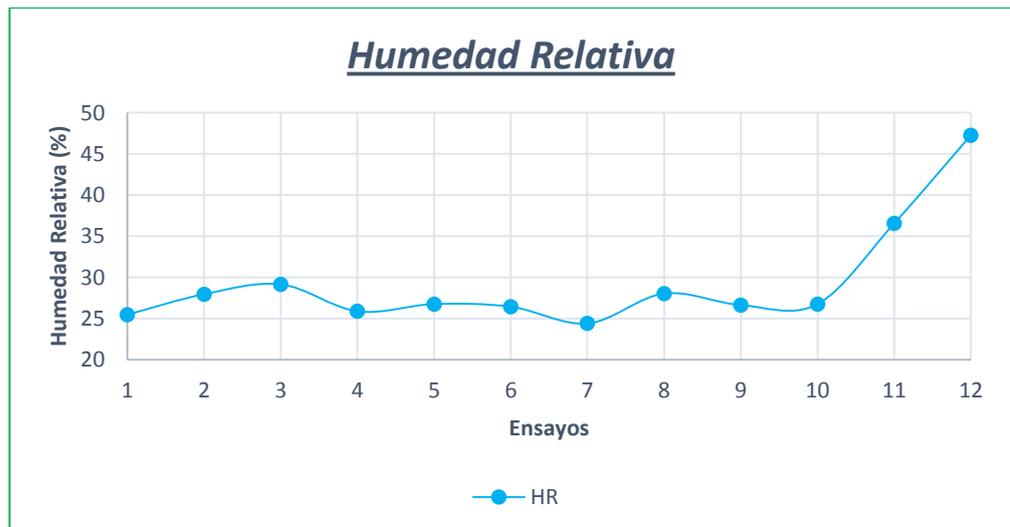


Figura 89. Promedio humedad relativa.

Como se observa en la figura 89, el máximo valor de la humedad relativa es de 47.27 %, la mínima 24.40 % y un promedio de 29.28%.

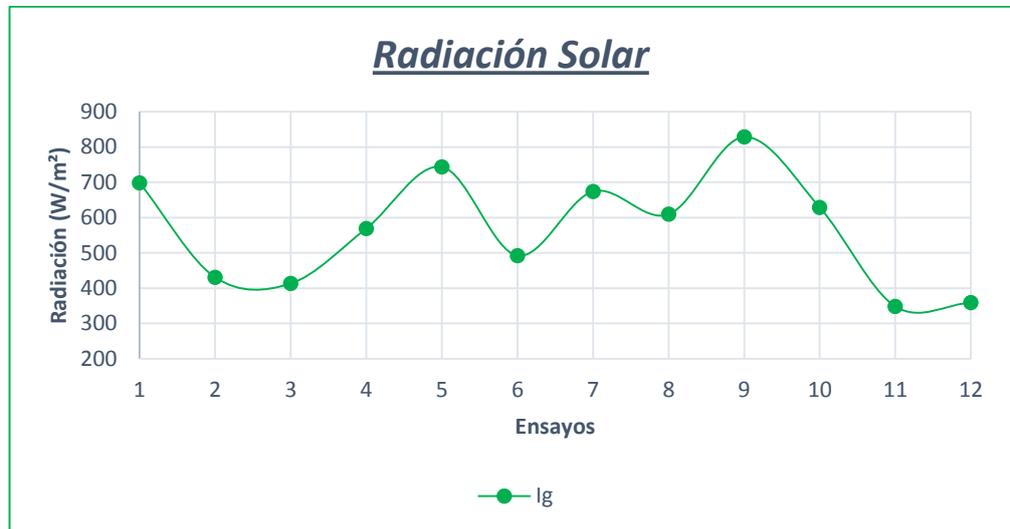


Figura 90. Promedio radiación solar.

En la figura 90 se tiene una radiación solar máxima de 828.76 W/m², una mínima de 348.51 W/m² y una radiación solar promedio de 566.50 W/m².

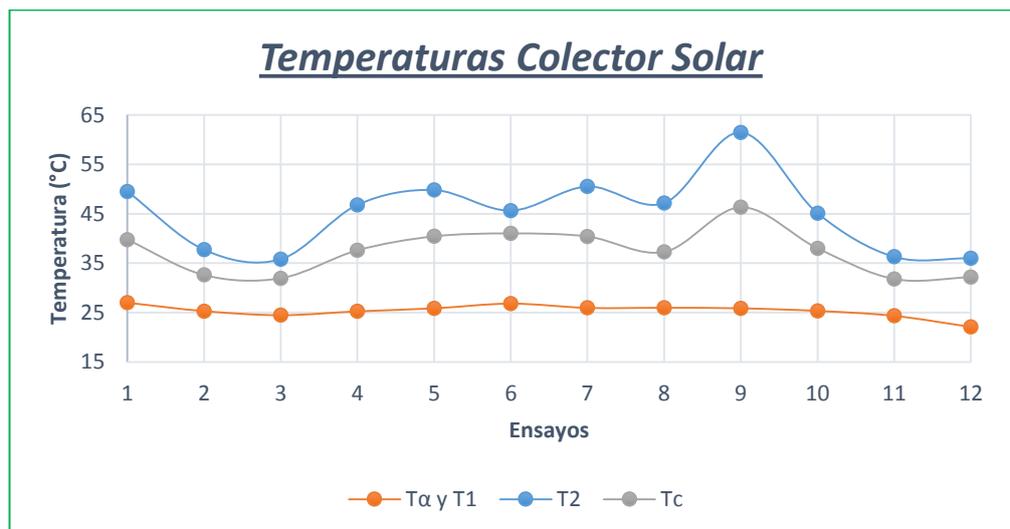


Figura 91. Promedios temperaturas colector solar.

Aquí se puede observar que los mayores valores de temperatura se encuentran a la salida del colector solar (T_2), pudiendo alcanzar una temperatura máxima de $61.48\text{ }^\circ\text{C}$, una temperatura mínima de $35.80\text{ }^\circ\text{C}$ y una promedio $45.15\text{ }^\circ\text{C}$.

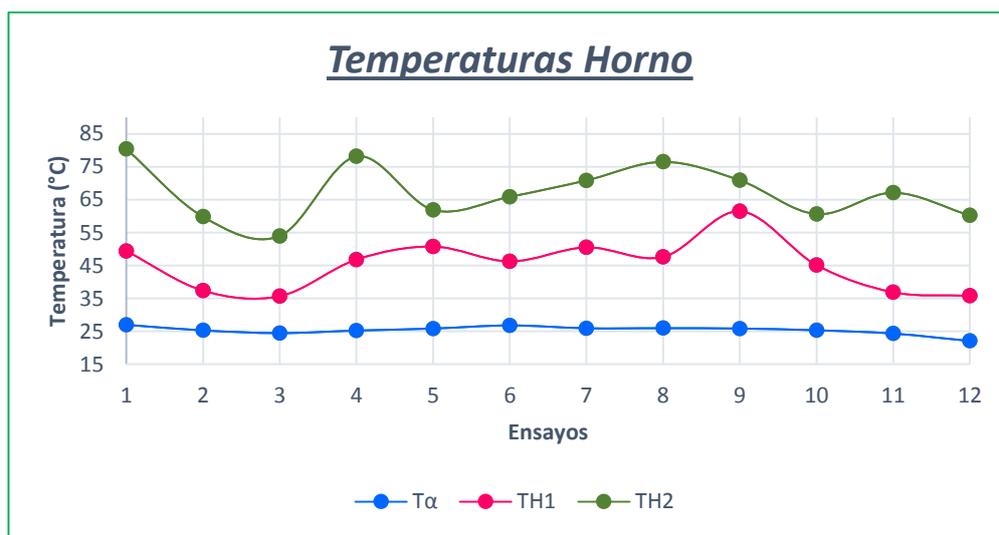


Figura 92. Promedios temperatura del horno eléctrico, solar.

En la figura 92 se observa que la temperatura mayor se encuentra en la temperatura de salida del horno (T_{H2}), pudiendo alcanzar una temperatura máxima de $80.36\text{ }^\circ\text{C}$, una temperatura mínima de $53.96\text{ }^\circ\text{C}$ y una promedio $67.18\text{ }^\circ\text{C}$.

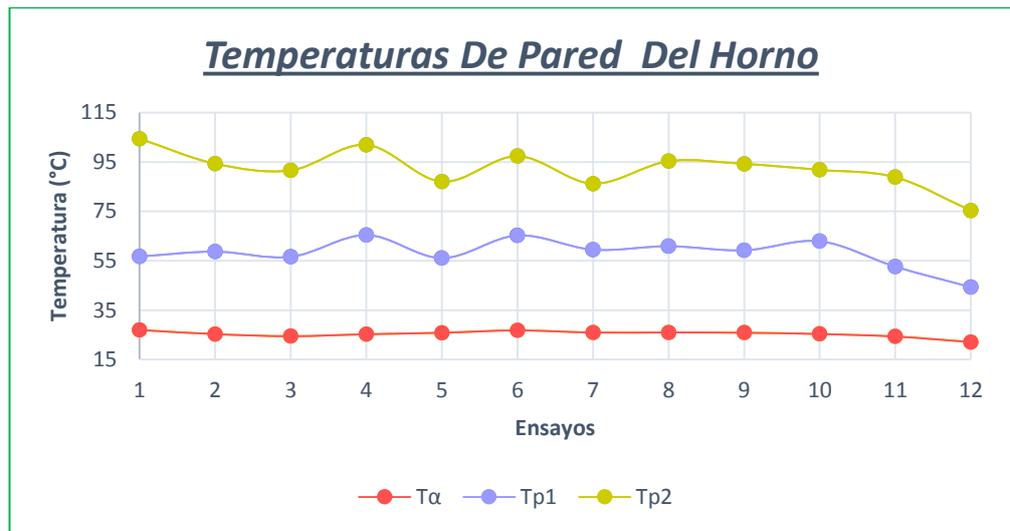


Figura 93. Temperaturas de pared del horno.

Aquí se observa que las mayores temperaturas se encuentran en la pared 2 (T_{P2}), pudiendo alcanzar una máxima de 104.45 °C, una temperatura mínima de 75.34 °C y una promedio de 92.38 °C.

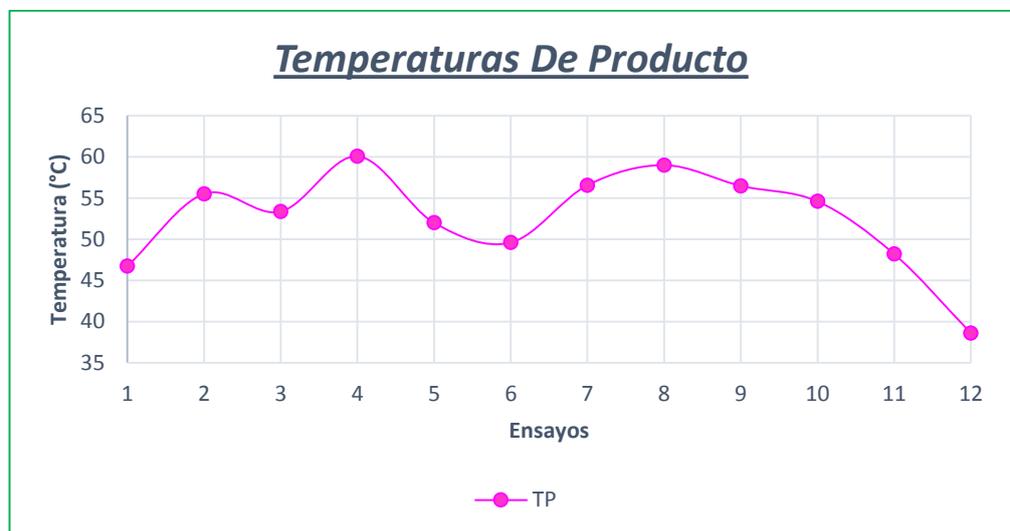


Figura 94. Temperatura del producto.

Como se observa en la figura 94, el máximo valor de la temperatura de producto alcanza 60.08 °C, una mínima de 38.60°C y una promedio de 52.56°C.

Gráficas para el proceso de calentamiento solar.

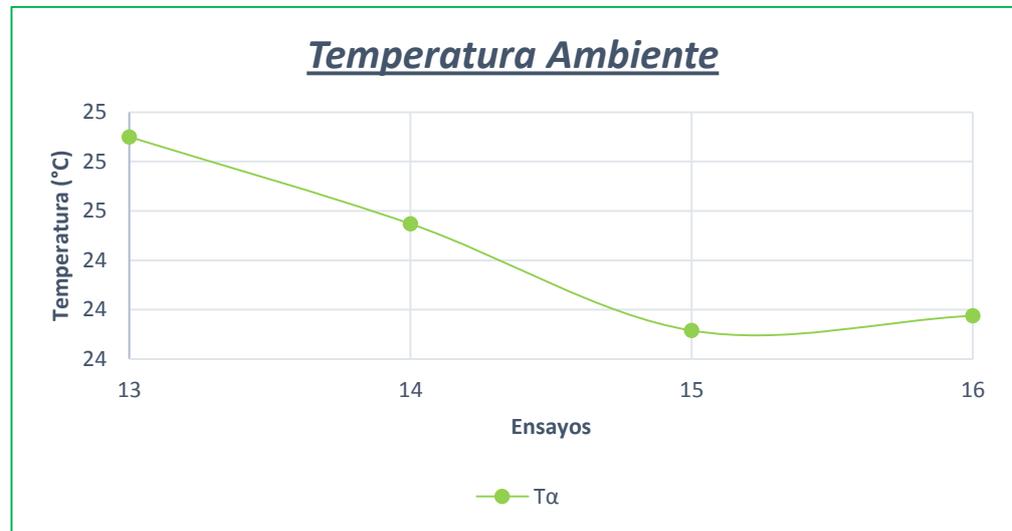


Figura 95. Promedio temperatura ambiente.

En la figura 95 se observa que la temperatura máxima ambiente es de 24.90 °C, la temperatura mínima de 24.12 °C y la temperatura promedio de 24.44 °C.

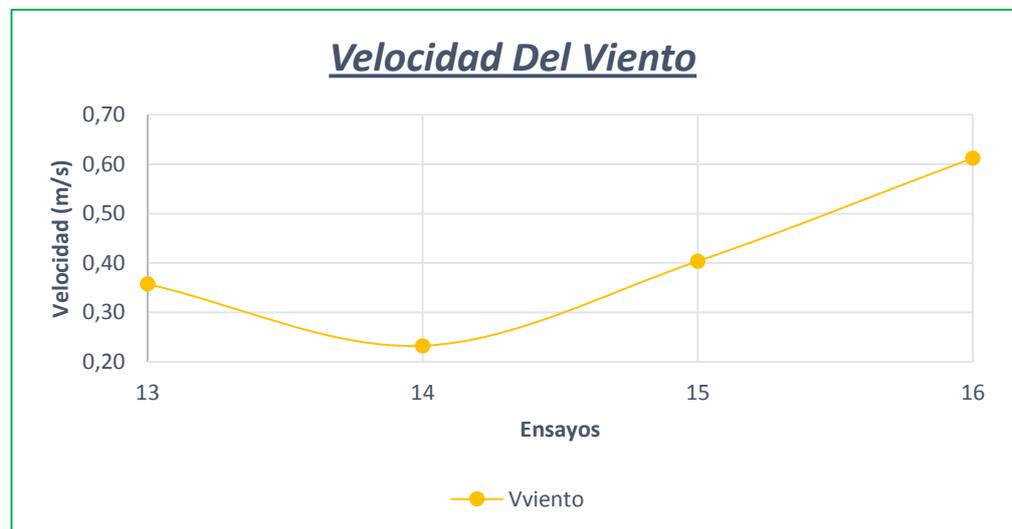


Figura 96. Promedio velocidad del viento.

Se observa en la figura 96, el máximo valor de la velocidad del viento alcanza 0.61 m/s, una mínima de 0.23 m/s y una promedio de 0.40 m/s.



Figura 97. Promedio humedad relativa.

Se observa en la figura 97, el máximo valor humedad relativas es 37.72%, una mínima de 30.68 % y la promedio de 32.95%.

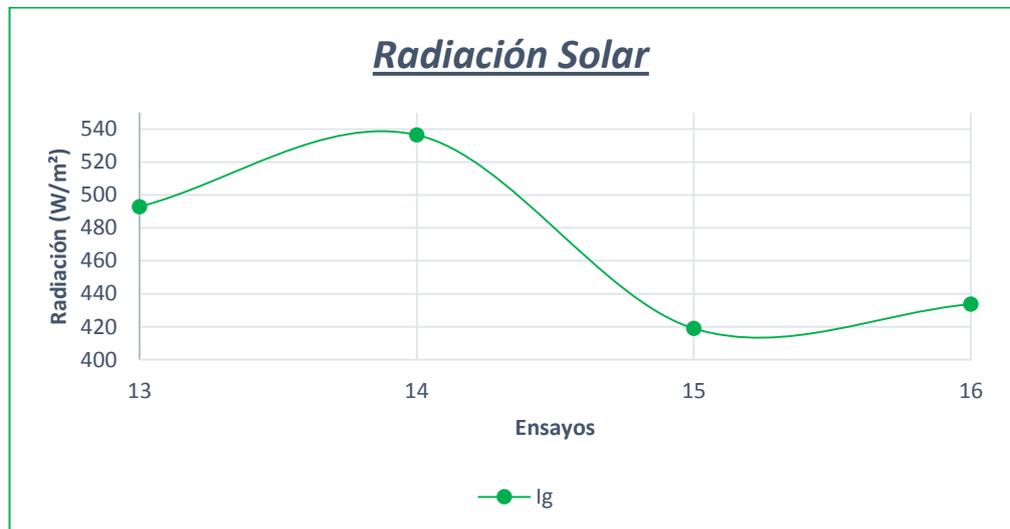


Figura 98. Promedio radiación solar.

En la figura 98 se tiene una radiación solar máxima de 536.48 W/m², una mínima de 418.94 W/m² y una radiación solar promedio de 470.50 W/m².

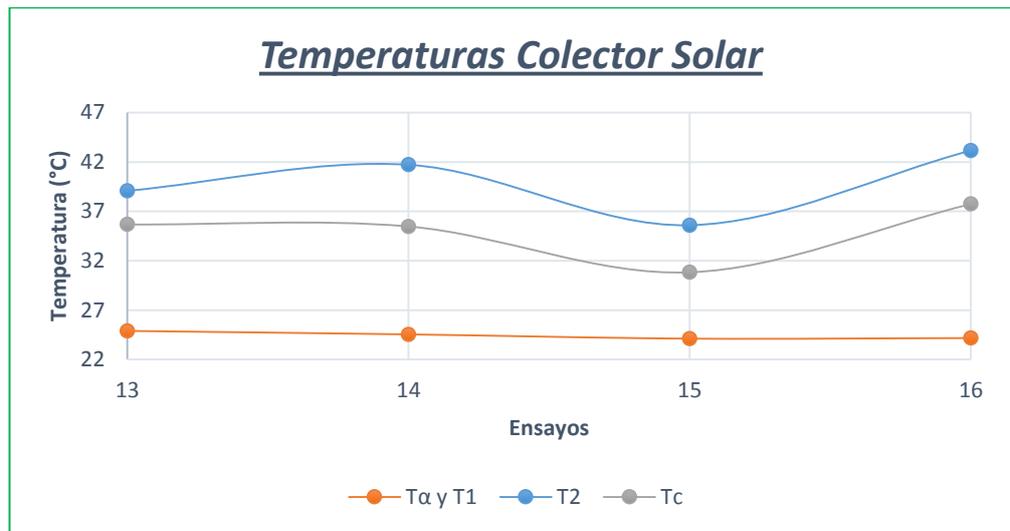


Figura 99. Promedio temperaturas colector solar.

Aquí se puede observar que los mayores valores de temperatura se encuentran a la salida del colector solar (T_2), pudiendo alcanzar una temperatura máxima de $43.16\text{ }^\circ\text{C}$, una temperatura mínima de $35.60\text{ }^\circ\text{C}$ y una promedio $39.89\text{ }^\circ\text{C}$.

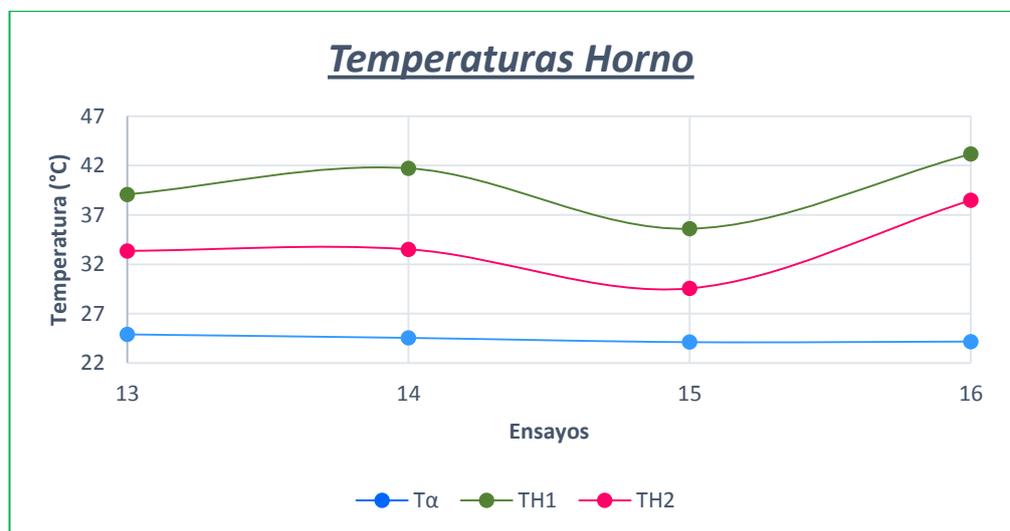


Figura 100. Promedio temperaturas de horno con energía solar.

En la figura 100 se observa que la temperatura mayor se encuentra en la temperatura de entrada del horno (T_{H1}), pudiendo alcanzar una

temperatura máxima de 43.16 °C, una temperatura mínima de 35.60 °C y una promedio 39.89 °C.

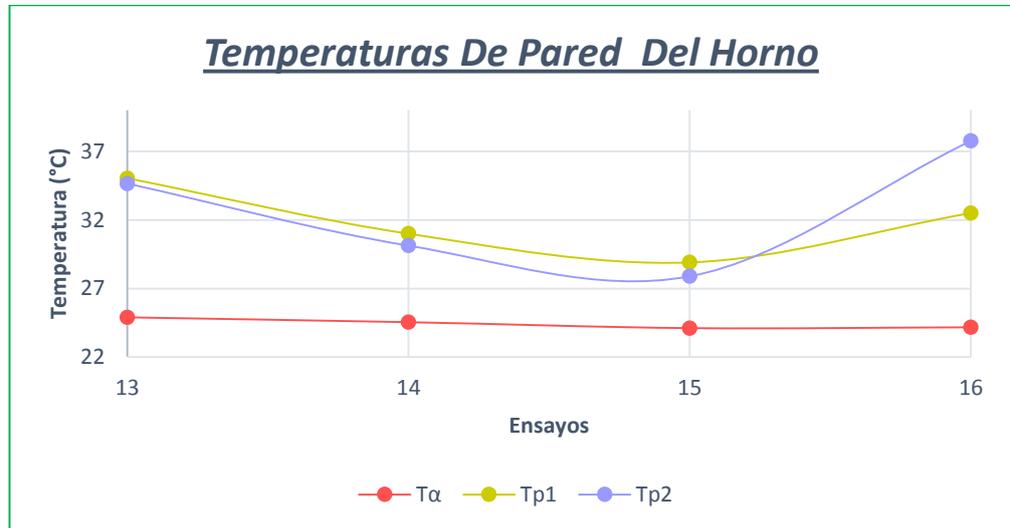


Figura 101. Promedio temperaturas pared del horno con energía solar.

Aquí se observa que las mayores temperaturas se encuentran en la pared 2 (T_{P2}), pudiendo alcanzar una máxima de 37.76 °C, una temperatura mínima de 27.89 °C y una promedio de 32.61 °C.

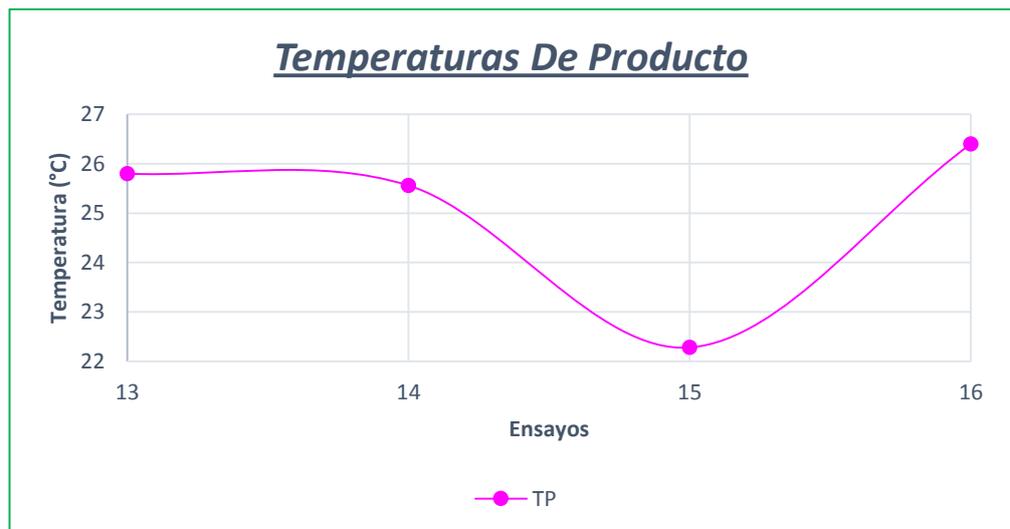


Figura 102. Promedio temperatura de producto.

Como se observa en la figura 102, el máximo valor de la temperatura de producto alcanza 26.40 °C, una mínima de 22.28°C y una promedio de 25.01°C.

Gráficas para la radiación estimada.

Gráficas para procesos de calentamiento mixto (solar, eléctrico).

Para la obtención de las gráficas estimadas se procede a los diferentes datos acuerdo a la tabla 22:

Tabla 22

Datos para obtención de gráficas para la radiación estimada.

Tiempo	T α	Tc	I _g estimada	T1	T2	η del colector	U (T2-T1) / I _g	I _g
0	20,74	30,15	313,46	20,74	36,17	31,65	0,41	395,3
20	21,55	31,17	320,76	21,55	37,75	30,72	0,42	477,5
40	21,69	34,27	419,37	21,69	40,33	35,04	0,37	542,7
60	21,88	34,96	436,01	21,88	42,33	33,29	0,39	462,5
80	21,64	36,39	491,64	21,64	44,25	33,94	0,39	514,2
100	22,08	38	530,83	22,08	47,08	33,14	0,39	625,2
120	22,58	39,42	561,16	22,58	48,92	33,27	0,39	604,6
140	23,65	40,98	577,73	23,65	50,08	34,11	0,38	601,8
160	23,63	37,41	459,47	23,63	45,25	33,18	0,39	708,2
180	24,6	38,76	472,12	24,6	46	34,41	0,38	612,2
200	25,35	38,61	441,97	25,35	47,92	30,33	0,43	681,5
220	26,77	41,28	483,84	26,77	47,67	35,93	0,36	623,4
240	29,28	43,47	472,98	29,28	50,5	34,75	0,38	620,4
260	29,7	42,27	419,09	29,7	50,67	31,06	0,42	741,2
280	28,66	40,51	395,03	28,66	49,5	29,12	0,44	630,5
300	29,16	41,26	403,33	29,16	50,91	28,30	0,45	684,8
320	28,87	42,14	442,12	28,87	51,64	30,02	0,43	629,3
340	28,9	41,64	424,55	28,9	49,73	31,76	0,41	676,9
360	28	39,24	374,55	28	49,36	26,07	0,48	595,4
380	26,85	36,77	330,91	26,85	44,73	28,21	0,45	575,2
400	26,79	35,81	300,61	26,79	42,73	28,94	0,44	480,9
420	27,3	38,41	370,30	27,3	45,18	32,30	0,40	588,8
440	26,95	37,25	343,64	26,95	43,73	31,91	0,41	506,6
460	26,06	34,44	279,09	26,06	40,27	30,43	0,43	420,2
480	25,35	33,42	268,79	25,35	33,82	44,27	0,26	320,8
			413,33			32,25		

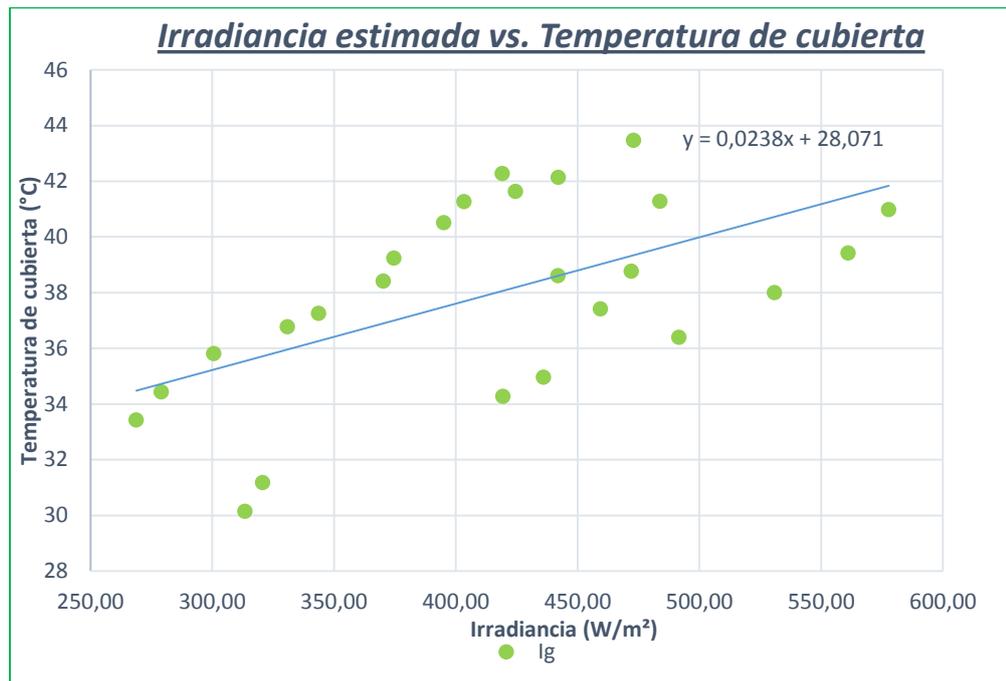


Figura 103. Irradiancia estimada vs. Temperatura de cubierta.

De acuerdo con la figura 103 se observan los datos de dispersión correspondientes a la irradiancia estimada y la temperatura de cubierta, en este diagrama, se puede observar una correspondencia lineal entre irradiancia y temperatura obteniéndose una expresión matemática semejante a una línea recta poner ecuación $0.0238x+28.071$.

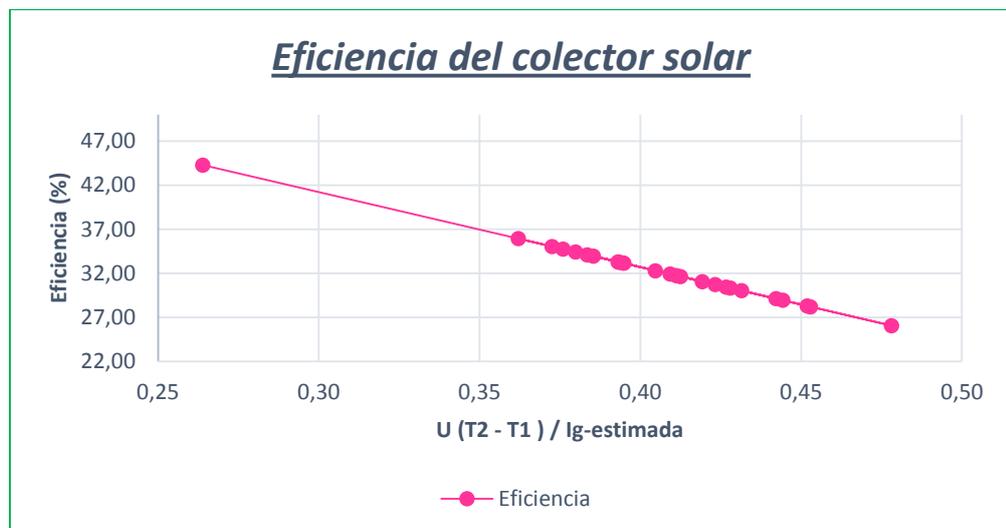


Figura 104. Eficiencia del colector solar.

Como se observa en la figura 104 la eficiencia máxima que alcanza el colector solar es del 44.27%, la mínima del 26.07% y una promedio que alcanza el colector solar es de 32.25%

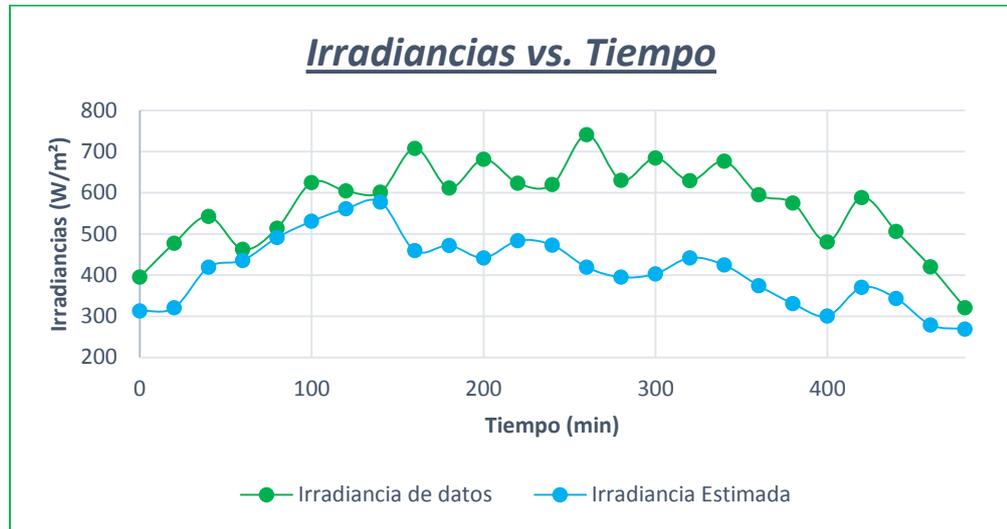


Figura 105. Irradiancia vs. Tiempo.

En figura 105 se observa la irradiancia obtenida con datos y la irradiancia estimada en donde la gráfica con datos, es la mayor pues su valor máximo es de 741.17 W/m², una mínima de 320.75 W/m² y una promedio de 572.79 W/m².

Gráficas para el proceso de calentamiento solar.

Tabla 23

Proceso de calentamiento solar estimada

Tiempo	T _α	T _c	I _g estimada	T ₁	T ₂	η del colector	U (T ₂ -T ₁) / I _g	I _g
0	19,15	26,78	254,17	19,15	28,25	41,20	0,30	291,5
20	19,58	28,13	285,00	19,58	31	38,15	0,34	388,5
40	19,38	28,75	312,50	19,38	33	35,64	0,37	427,8
60	20,03	31,33	376,67	20,03	36,75	35,07	0,37	455,3
80	20,45	33,53	435,83	20,45	40,25	34,34	0,38	489,8

Continúa
→

100	21,03	34,33	443,33	21,03	41,5	33,80	0,39	640
120	21,85	37,65	526,67	21,85	46	34,04	0,38	686,3
140	21,63	44,35	757,50	21,63	52,25	37,90	0,34	748,5
160	22,5	40,85	611,67	22,5	49,5	35,26	0,37	713
180	23,75	42,05	610,00	23,75	47,25	39,26	0,32	634,8
200	25,33	44,35	634,17	25,33	49,25	39,83	0,32	712,5
220	27,4	41,1	456,67	27,4	48,5	33,79	0,39	800,1
240	27,75	39,28	384,17	27,75	44,75	35,18	0,37	605,7
260	27,83	35,6	259,17	27,83	40,25	32,55	0,40	585,5
280	28,15	35,6	248,33	28,15	41,5	28,41	0,45	584,1
300	28,58	35,48	230,00	28,58	43	22,02	0,53	589,6
320	27,85	34,68	227,50	27,85	39,75	29,44	0,44	507,7
340	27,2	34,25	235,00	27,2	37,75	34,72	0,38	513,7
360	27,03	33,8	225,83	27,03	38	32,08	0,41	477
380	26,63	33,03	213,33	26,63	37,75	29,55	0,44	450,3
400	25,88	32,05	205,83	25,88	35,25	34,26	0,38	409,5
420	25,83	32,08	208,33	25,83	34	38,75	0,33	409,9
440	25,7	32,03	210,83	25,7	35	35,28	0,37	351,2
460	25,35	31,38	200,83	25,35	34,25	35,13	0,37	302,1
480	25,08	30,85	192,50	25,08	32,5	39,23	0,32	252,2
			349,83			34,60		

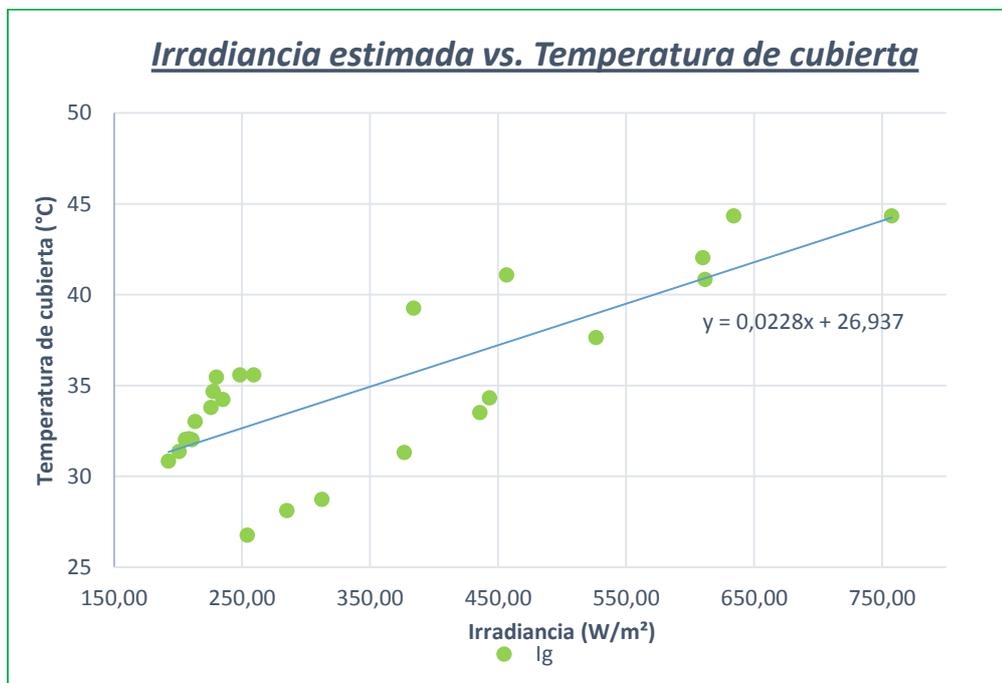


Figura 106. Irradiancia estimada vs. Temperatura de cubierta.

De acuerdo con la figura 106 se observan los datos de dispersión correspondientes a la irradiancia estimada y la temperatura de cubierta, en este diagrama, se puede observar una correspondencia lineal entre irradiancia y temperatura obteniéndose una expresión matemática semejante a una línea recta poner ecuación $0.0228x+26.937$.

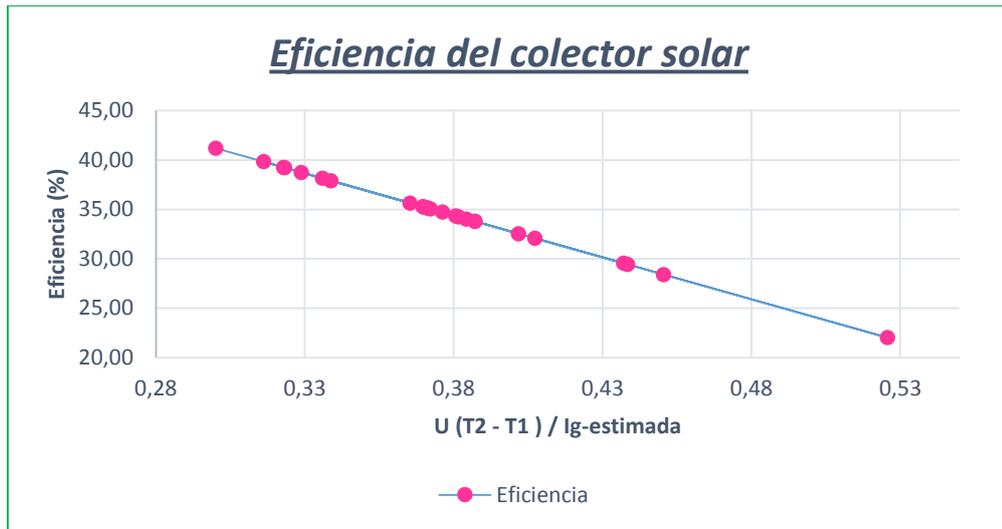


Figura 107. Eficiencia del colector solar.

Como se observa en la figura 107 la eficiencia máxima que alcanza el colector solar es del 41.20%, la mínima del 22.02% y una promedio que alcanza el colector solar es de 34.60%

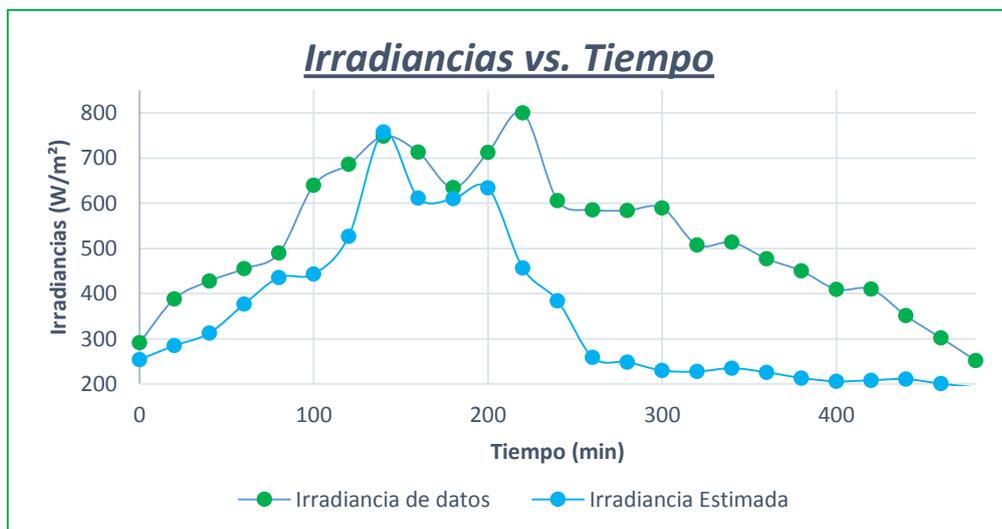


Figura 108. Irradiancia vs. Tiempo.

En figura 108 se observa la irradiancia obtenida con datos y la irradiancia estimada en donde la gráfica con datos, es la mayor pues su valor máximo es de 800.1 W/m^2 , una mínima de 252.2 W/m^2 y una promedio de 521.1 W/m^2 .

5.2. Análisis del poder calorífico.

Para determinar el poder calorífico del pennisetum clandestinum antes y después de su secado se utilizara la Bomba Calorimétrica Adiabática de Gallenkam. Este aparato es esencialmente un calorímetro de agua convencional. Sin embargo, adquiere la característica de adiabática al tener una camisa alrededor del recipiente que contiene el agua en el cual se sumerge la bomba.



Figura 109. Bomba Calorimétrica Adiabática de Gallenkam

Esta camisa posee una solución de agua destilada y bicarbonato de sodio; al llevar a cabo la combustión, un termistor recepta la elevación de

temperatura del agua del calorímetro que en forma electrónica comanda el encendido automático de un calentador eléctrico que calienta el agua de la camisa a la misma temperatura censada.

El equipo posee, un termómetro especial de gran tamaño y cuya escala es tal que puede percibirse cambios de temperatura de hasta 0,05 °C. La presión del oxígeno dentro de la bomba debe ser de unos 15 bar como mínimo.

El procedimiento que se utiliza para obtener el poder calorífico del kikuyo es el siguiente tomando en cuenta que para calibrar el equipo se quema previamente una cantidad de ácido benzoico cuyo valor calorífico es conocido con gran exactitud ver tabla 24:



Figura 110. Ácido Benzoico.

- Se ensambla la bomba colocando en un pequeño recipiente la muestra a quemarse en este caso el kikuyo; se ata el cordel de algodón al fino conducto que se sujeta uniendo la horqueta de suspensión del recipiente. Se coloca una gota de agua dentro de la bomba. La cantidad de la muestra debe ser de alrededor de 1 gramo. Se ajusta

solo con la mano la tapa de la bomba y se llena con oxígeno a presión (14.75 bares).



Figura 111. Proceso de molienda del kikuyo.

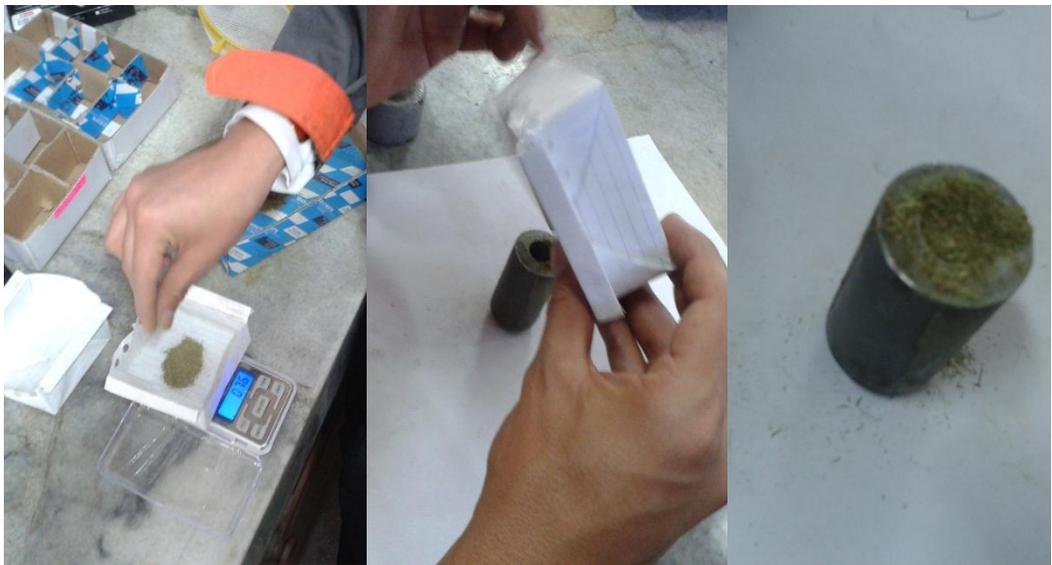


Figura 112. Proceso de compactación del kikuyo.



Figura 113. Cantidad de la muestra 1 gramo.



Figura 114. Ensamblaje de la bomba colocación del cordel al fino conductor.



Figura 115. Llenado de oxígeno en la bomba.

- Se introduce la bomba en el agua y se procede a tapar el conjunto asegurando que haya un buen contacto para la ignición (lo cual se indica con una luz encendida) y que los termistores no estén rotos y si en contacto con el agua tanto del calorímetro como de la camisa.



Figura 116. Introducción de la bomba en el agua.

- Cuando todo esté listo iniciara la combustión registrando la mínima y máxima temperatura señaladas por el termómetro especial.



Figura 117. Registro de mínima y máxima temperatura.

Se realiza tres pruebas por cada muestra de las siguientes biomásas e hidrocarburos: Kikuyo húmedo, kikuyo seco, kikuyo mas aglutinante natural, madera, tusa de choclo, cascarilla de arroz, gasolina extra, gasolina súper y diésel.



Figura 118. Kikuyo húmedo.



Figura 119. Kikuyo seco y molido.



Figura 120. Kikuyo más aglutinante natural.



Figura 121. Cascarilla de arroz.



Figura 122. Tusa de choclo.



Figura 123. Madera (Aserrín)

5.3. Evaluación de resultados del PCI.

Para el cálculo del poder calorífico se utilizaran las temperatura mínima y máxima obtenidas a través de la bomba calorimétrica, tabla 24 y las siguientes formulas:

Tabla 24

Ácido benzoico.

ÁCIDO BENZOICO

1	Valor Calorífico del Ácido Benzoico	J/g	PC_{ab}	26454
		r		
2	Peso del Ácido Benzoico quemado	gr	W_{ab}	1.00
3	Energía Liberada por el Ácido, (1x2)	J	E_{ab}	26454
4	Temperatura Inicial	°C	T_{ini}	21.02
5	Temperatura Final	°C	T_{fin}	23.49
6	Elevación de Temperatura, (5-4)	°C	e_T	2.47
7	Capacidad Calorífica Total del aparato, (1/6)	J/° C	CC_{bo} m	10710.1 2

Fuete: Datos obtenidos en el Laboratorio de Motores de Combustión Interna, ESPE, 2015.

$$E_{ab} = PC_{ab} \cdot W_{ab} \quad (5.1)$$

$$e_T = T_{fin} - T_{ini} \quad (5.2)$$

$$CC_{bom} = \frac{PC_{ab}}{e_T} \quad (5.3)$$

Como ejemplo base se realiza los cálculos para el kikuyo seco, ya que para todas las muestras de productos e hidrocarburos es el mismo procedimiento.

Tabla 25

Muestra de combustible: Kikuyo Seco

MUESTRA DE COMBUSTIBLE: KIKUYO SECO

8	Peso del porta muestra	gr	W_c	7.00
9	Peso del porta muestra más Combustible	gr	W_{c-m}	8.00 Continúa →
10	Peso del combustible, (9 - 8)	gr	W_m	1.00
11	Temperatura Inicial	°C	T_1	21.00
12	Temperatura Final	°C	T_2	22.48
13	Elevación de la Temperatura, (12-11)	°C	ΔT	1.48
14	Energía Total Liberada, (13x7)	J	E_T	15850.98
15	Valor Calorífico de la Muestra, (14/10)	J/gr	PC_m	15850.98

$$W_c = 7.00 [gr]$$

$$W_{c-m} = 8.00 [gr]$$

$$W_m = W_{c-m} - W_c$$

$$W_m = 8.00 - 7.00$$

$$W_m = 1.00 [gr]$$

$$T_1 = 21.00 [°C]$$

$$T_2 = 22.48 [°C]$$

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

$$\Delta T = 22.48 - 21.00$$

$$\Delta T = 1.48 [°C]$$

$$CC_{bom} = 10710.12 [J/°C]$$

$$E_T = 1.48 \cdot 10710.12$$

$$E_T = 15850.98 \text{ [J]}$$

$$PC_m = \frac{E_T}{W_m}$$

$$PC_m = \frac{15850.98}{1.00}$$

$$PC_m = 15850.98 \text{ [J/gr]}$$

5.4. Grado de humedad final.

Para el cálculo del porcentaje de humedad final del kikuyo se utiliza la ecuación 3.8 una vez encontrada la masa seca del mismo.



Figura 124. Peso inicial del kikuyo



Figura 125. Peso final del kikuyo

Los resultados obtenidos luego de realizar los ensayos son los siguientes:

Tabla 26

Grado de humedad final horno eléctrico, solar.

ENSAYO	PESO INICIAL (kg)	PESO FINAL (kg)	HUMEDAD FINAL (%)
1	10,001	3,133	12,39
2	10,020	3,162	14,14
3	10,137	3,195	13,84
4	10,083	3,158	12,32
5	10,092	3,149	11,36
			Continúa →
6	10,096	3,191	14,45
7	10,044	3,150	12,65
8	10,100	3,171	12,94
9	10,056	3,136	11,25
10	10,076	3,159	12,58
11	10,039	3,230	18,40
12	10,053	3,242	18,87
			13,76

El mayor porcentaje de humedad final es 18.87 (%) del ensayo 12, el menor porcentaje es 11.25 (%) del ensayo 9 y el promedio es de 13.76 (%), cumpliendo con lo establecido teóricamente donde el porcentaje varía entre 12 y 15 (%).

Tabla 27

Grado de humedad final colector solar.

ENSAYO	PESO INICIAL (kg)	PESO FINAL (kg)	HUMEDAD FINAL (%)
13	10,080	3,231	17,60
14	10,030	3,192	16,05
15	10,094	3,238	17,80
16	10,073	3,225	17,36
			17,20

El mayor porcentaje de humedad final es 17.80 (%) del ensayo 15, el menor porcentaje es 16.05 (%) del ensayo 14 y el promedio es de 17.20 (%).

Despejando el porcentaje de humedad final (X_{wf}) de la ecuación 3.8 la expresión es la siguiente:

$$X_{wf} = \frac{\left[\frac{\Delta_w}{MS} - \frac{X_{wi}}{100 - X_{wi}} \right] \cdot 100}{\left[\frac{\Delta_w}{MS} - \frac{X_{wi}}{100 - X_{wi}} \right] - 1} \quad (5.4)$$

Ejemplo de cálculo:

Reemplazando los valores del ensayo número 1 en la ecuación anterior, el porcentaje de humedad final para el mismo es el siguiente:

$$X_{wf} = \frac{\left[\frac{10.001 - 3.133}{3.133} - \frac{70}{100 - 70} \right] \cdot 100}{\left[\frac{10.001 - 3.133}{3.133} - \frac{70}{100 - 70} \right] - 1}$$

$$X_{wf} = \frac{[2.192 - 2.333] \cdot 100}{[2.192 - 2.333] - 1}$$

$$X_{wf} = \frac{-14.138}{-1.141}$$

$$X_{wf} = \frac{-14.100}{-1.141}$$

$$X_{wf} = 12.39\%$$

5.5. Poder calorífico final.

Después de realizadas las pruebas se obtienen los siguientes resultados de acuerdo a la tabla 28 y 29, utilizando el proceso de calentamiento mixto (solar, eléctrico) y el proceso de calentamiento solar.

Tabla 28

Poder Calorífico para proceso de calentamiento mixto (solar, eléctrico).

MUESTRA	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	ENERGÍA LIBERADA (J)	PODER CALORÍFICO (J/Gr)	PODER CALORÍFICO FINAL (kcal/ kg)
1	21,00	22,34	1,34	14351,56	14351,56	3564,24
	21,00	22,32	1,32	14137,36	14137,36	
	21,00	22,52	1,52	16279,38	16279,38	
2	21,00	22,52	1,52	16279,38	16279,38	3820,05
	21,00	22,45	1,45	15529,67	15529,67	
	21,00	22,51	1,51	16172,28	16172,28	
3	21,00	22,45	1,45	15529,67	15529,67	3606,88
	21,00	22,36	1,36	14565,76	14565,76	
	21,00	22,42	1,42	15208,37	15208,37	
4	21,00	22,44	1,44	15422,57	15422,57	3700,67
	21,00	22,44	1,44	15422,57	15422,57	
	21,00	22,46	1,46	15636,78	15636,78	
5	21,00	22,50	1,50	16065,18	16065,18	3785,94
	21,00	22,48	1,48	15850,98	15850,98	
	21,00	22,46	1,46	15636,78	15636,78	
6	21,00	22,38	1,38	14779,97	14779,97	3555,72
	21,00	22,34	1,34	14351,56	14351,56	
	21,00	22,45	1,45	15529,67	15529,67	
7	21,00	22,49	1,49	15958,08	15958,08	3692,15
	21,00	22,41	1,41	15101,27	15101,27	
	21,00	22,43	1,43	15315,47	15315,47	
8	21,00	22,45	1,45	15529,67	15529,67	3717,73
	21,00	22,43	1,43	15315,47	15315,47	
	21,00	22,48	1,48	15850,98	15850,98	
9	21,00	22,29	1,29	13816,05	13816,05	3334,02
	21,00	22,26	1,26	13494,75	13494,75	
	21,00	22,36	1,36	14565,76	14565,76	
10	21,00	22,36	1,36	14565,76	14565,76	3487,50
	21,00	22,35	1,35	14458,66	14458,66	
	21,00	22,38	1,38	14779,97	14779,97	
11	21,00	22,31	1,31	14030,26	14030,26	3299,91
	21,00	22,22	1,22	13066,35	13066,35	
	21,00	22,34	1,34	14351,56	14351,56	
12	21,00	22,33	1,33	14244,46	14244,46	3410,76
	21,00	22,32	1,32	14137,36	14137,36	
	21,00	22,35	1,35	14458,66	14458,66	
						3581,30

De acuerdo con la tabla 28 el poder calórico promedio es de 3581.30 kcal/kg.



Figura 126. Poder Calorífico para proceso de calentamiento mixto (solar, eléctrico).

Aquí se observa que el mayor valor del poder calorífico es de la muestra 2, pudiendo alcanzar un valor máximo de 3820.05 kcal/kg y un poder calorífico mínimo de 3299.91 kcal/kg.

Tabla 29

Poder Calorífico para proceso de calentamiento solar.

MUESTRA	T1 (°C)	T2 (°C)	ΔT (°C)	ENERGÍA LIBERADA (J)	PODER CALORÍFICO (J/Gr)	PODER CALORÍFICO FINAL (kcal/ kg)
13	21,00	22,29	1,29	13816,05	13816,05	2975,89
	21,00	22,18	1,18	12637,94	12637,94	
	21,00	22,02	1,02	10924,32	10924,32	
14	21,00	22,30	1,30	13923,16	13923,16	3163,48
	21,00	22,29	1,29	13816,05	13816,05	
	21,00	22,12	1,12	11995,33	11995,33	
15	21,00	21,65	0,65	6961,58	6961,58	2310,79
	21,00	22,10	1,10	11781,13	11781,13	
	21,00	21,96	0,96	10281,72	10281,72	
16	21,00	22,07	1,07	11459,83	11459,83	2882,09
	21,00	22,16	1,16	12423,74	12423,74	
	21,00	22,15	1,15	12316,64	12316,64	
						2833,06

KIKUYO HUMEDO	21,00	21,58	0,58	6211,87	6211,87	1748,01
	21,00	21,65	0,65	6961,58	6961,58	
	21,00	21,82	0,82	8782,30	8782,30	
GAS. EXTRA	21,00	24,39	3,39	36307,31	36307,31	8987,35
	21,00	24,37	3,37	36093,10	36093,10	
	21,00	24,78	3,78	40484,25	40484,25	
GAS. SUPER	21,00	24,07	3,07	32880,07	32880,07	7810,64
	21,00	24,04	3,04	32558,76	32558,76	
	21,00	24,05	3,05	32665,87	32665,87	
DIÉSEL	21,00	24,69	3,69	39520,34	39520,34	8748,60
	21,00	24,25	3,25	34807,89	34807,89	
	21,00	24,32	3,32	35557,60	35557,60	
TUSA CHOCCLO	21,00	22,53	1,53	16386,48	16386,48	3845,63
	21,00	22,51	1,51	16172,28	16172,28	
	21,00	22,47	1,47	15743,88	15743,88	

De acuerdo con la tabla 30 el poder calórico máximo que predomina es el de la gasolina extra 8987.35 kcal/kg y el mínimo el del kikuyo húmedo con 1748.01 kcal/kg.

Se observa que el poder calórico de la muestra kikuyo con aglutinante natural es de 5346.36 kcal/kg, que comparado con el poder calórico de la madera 3896.79 kcal/kg, lo supera con 1449.57 kcal/kg.

5.6. Validación de resultados

Para la validación de resultados se procede a realizar un cuadro comparativo de poder calórico de los diferentes datos de biomásas e hidrocarburos obtenidos en el laboratorio y de diferentes fuentes bibliográficas.

Tabla 31

Comparativa de kikuyo, biomasas e hidrocarburos

	BIOMASA E HIDROCARBURO	PODER CALORÍFICO (kcal/ kg)
	KIKUYO HÚMEDO	1748,01
	KUKUYO SECO(ELÉCTRICO, SOLAR)	3581,30
	KIKUYO SECO (COLECTOR)	2833,03
	KIKUYO SECO (AGLUTINANTE NATURAL)	5346,36
	ALFALFA	4459,25
	PEREJIL	550,42

Continúa→



TALLOS DE GIRASOL 3000,00



TALLOS DE CAÑA DE MAÍZ 3500,00



TUSA DE CHOCLO 3845,63



MADERA DE LAUREL 3896,79



MADERA DE ABEDUL 4000,00



MADERA DE PINO 4600,00



MADERA DE EUCALIPTO 4500,00

Continúa→



CARBÓN VEGETAL

5800,00



CASCARILLA DE ARROZ

3231,69



PAJA DE ARROZ

3604,18



PAJA DE TRIGO

4284,89



CASCARILLA DE ALMENDRA

3690,00



CASCARILLA DE AVELLANA

3470,00



GASOLINA EXTRA

8987,35

Continúa→



GASOLINA SÚPER

7810,64



DIÉSEL

8748,60



ALCOHOL METÁLICO

5015,76



ALCOHOL ETÁLICO

5995,03



Figura 128. Comparativa poder calorífico.

Se observa en la figura 122 la comparativa del poder calorífico del kikuyo húmedo, kikuyo seco, kikuyo con aglutinante natural, biomásas e hidrocarburos.

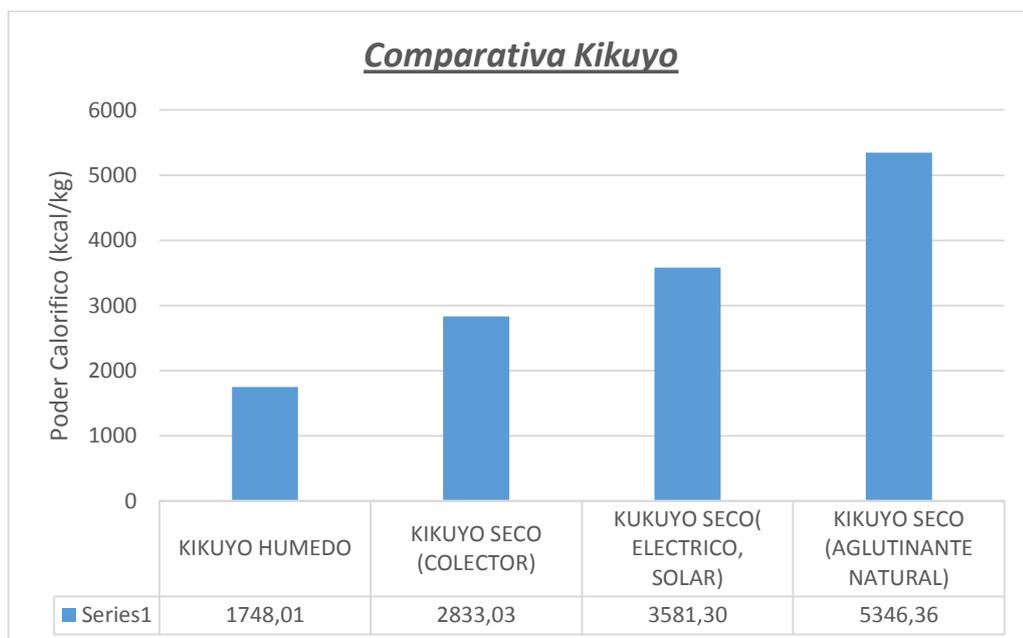


Figura 129. Comparativa kikuyo.

En la figura 123 se observa que el poder calorífico del kikuyo seco con aglutinante natural es de 5346.36 kcal/kg siendo este el máximo comparado con los otros kikuyos.

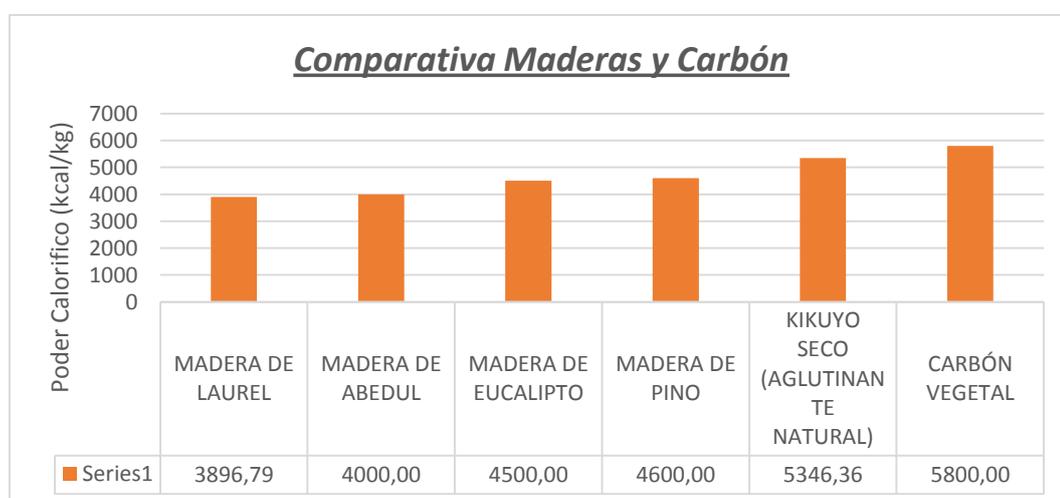


Figura 130. Comparativa Maderas y Carbón.

Se observa en la figura anterior que el poder calorífico del carbón vegetal es de 5800 kcal/kg, siendo el máximo comparado con las maderas y el kikuyo con aglutinante natural.

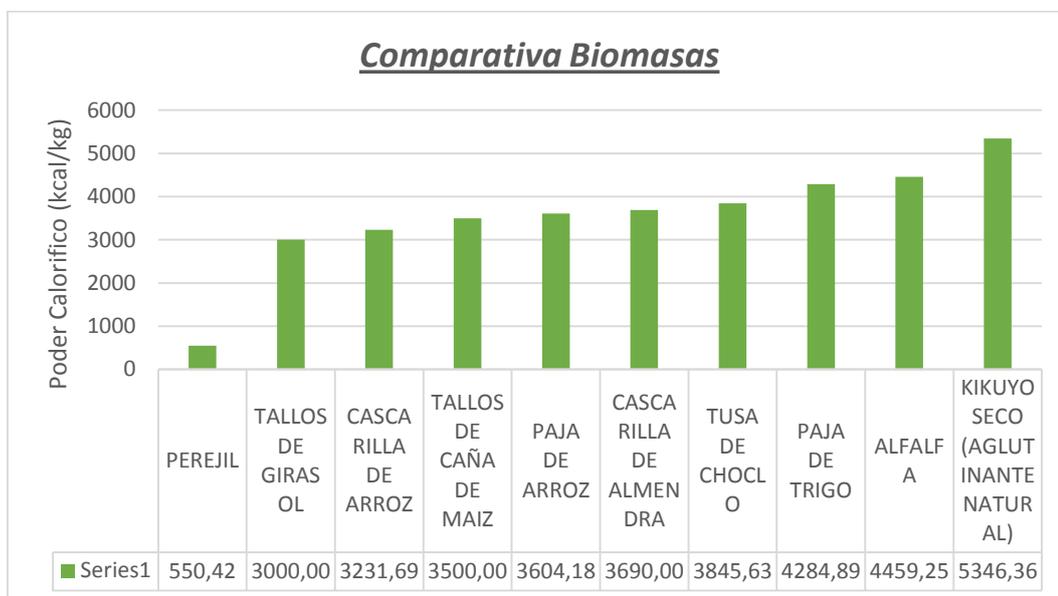


Figura 131. Comparativa Biomosas.

En la figura 125 se observa que el poder calorífico del kikuyo seco con aglutinante es de 5346.36 kcal/kg es el máximo comparado con biomosas: perejil, tallos de girasol, cascarilla de arroz, paja de arroz y demás.

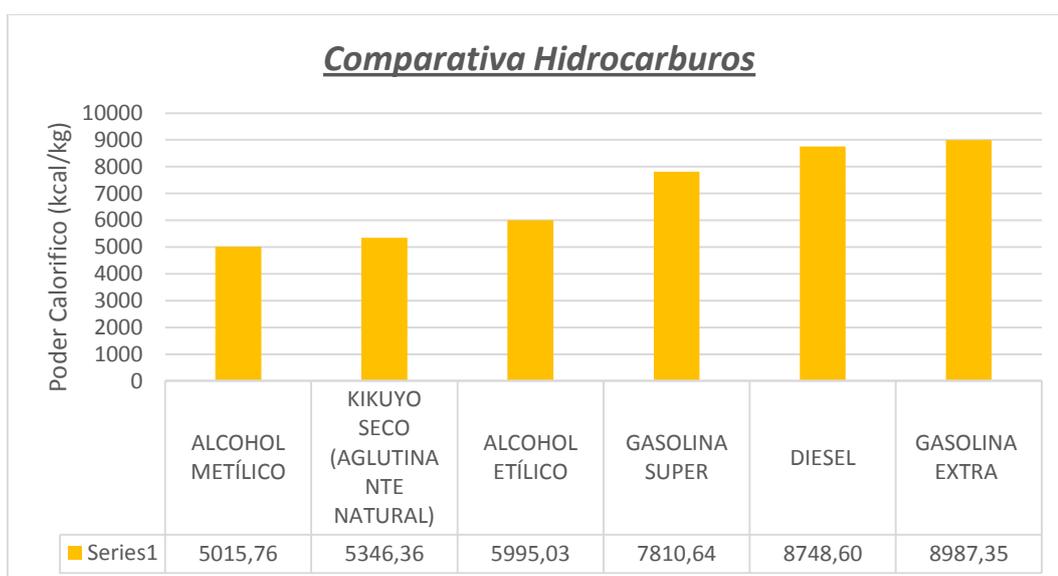


Figura 132. Comparativa Hidrocarburos.

Se observa en la figura anterior que el poder calorífico de la gasolina extra es de 8987.35 kcal/kg siendo el máximo comparado con el kikuyo seco con aglutinante.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.

6.1. Análisis económico.

6.1.1. Costos directos.

En lo concerniente a costos directos de construcción del horno híbrido se han considerado los rubros de materiales, accesorios y mano de obra, los cuales se detallan en las siguientes tablas:

Tabla 32

Honorarios Estudiantes

ORDEN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Gabriela Sánchez	800	Horas	4.00	3200,00
2	Daniel Morales	800	Horas	4.00	3200,00
				TOTAL	6400,00

Tabla 33

Costo de materiales directos de la cámara de secado, bandejas y colector solar.

ÍTEM	MATERIALES DIRECTOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Plancha de acero inoxidable 2mm	2.40 X1.20 (m)	2	260,00	520,00
2	Plancha de acero galvanizado 0.75mm	2.40 x 1.20 (m)	2	80,00	160,00
3	Plancha de acero al carbono ASTM A36	2.40 x 1.20 (m)	0,5	36,00	18,00
4	Lana de vidrio	2.5 x 0.70 (m)	2	52,85	105,70
					Continúa→

5	Tubo de acero de alta temperatura $\varnothing=1\frac{1}{2}$ "	6 (m)	1	80,90	80,90
6	Aislante térmico 2.725mm	1 x 0.76 (m)	1	45,50	45,50
7	Plancha acero de alta temperatura 1mm	1 x 0.76 (m)	2	44,30	88,60
8	Pintura electrostática	galón	1	30,30	30,30
9	Pernos autoroscados	5/32x5/16"	100	0,05	5,00
10	Pernos hexagonal	2x1/2"	10	0,24	2,40
11	Vidrio templado 4mm	1 x 0.74 (m)	1	85,00	85,00
12	Remaches	5/32 x 1/4"	100	0,04	4,00
13	Remaches	5/32 x 1/2"	100	0,05	5,00
14	Bisagras acero inoxidable	3"	2	2,84	5,68
15	Aldaba	-	1	1,50	1,50
16	Silicón transparente industrial.	163 cc	2	15,20	30,40
17	Rasqueteador	-	6	1,10	6,60
Subtotal					1194,58
IVA 12%					143,35
TOTAL					1337,93

Tabla 34

Costo de materiales directos del recubrimiento del horno, ducto y estructuras soporte.

ORDEN	MATERIALES DIRECTOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Tubo cuadrado	0.40 x 0.40 (m)	9 (m)	32,00	32,00
2	Tubo rectangular	0.40 x 0.20 (m)	8 (m)	25,00	25,00
3	Angulo	0.40 x 0.40 (m)	7 (m)	18,00	18,00
4	Plancha de acero galvanizado 0.75mm	240 x 120 (m)	1/2	80,00	40,00

Continúa→

5	Tubo de acero	Ø = 4"	0.25 (m)	10,10	10,10	
6	Tubo de acero	Ø = 4 ¼ "	0.20 (m)	8,40	8,40	
8	Pintura electrostática	galón	1/2	30,30	15,15	
					Subtotal	148,65
					IVA 12%	17,84
					TOTAL	166,49

Tabla 35**Costo de materiales directos del sistema de control.**

ORDEN	MATERIALES DIRECTOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]	
1	Extractor IMASU	220V ~50Hz	1	60,85	60,85	
2	Resistencia de ductos cerámicos alta potencia	110V/220V 1 kW ~7Kw	2	120,00	240,00	
3	Interruptores	110V	1	30,00	30,00	
4	Enchufes	110V	2	0,95	1,90	
5	Botonera switch ON/OFF	110V	1	5,60	5,60	
6	Breaker	BKM C6	1	17,00	17,00	
7	Luz piloto rojo	110V	1	0,95	0,95	
8	Cable gemelo	# 12	8 (m)	0,56	4,48	
9	Taype eléctrico negro	10 x10 mm	5	0,55	2,75	
					Subtotal	363,53
					IVA 12%	43,62
					TOTAL	407,15

Tabla 36**Costo de mano de obra directa.**

ORDEN	DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL [USD]
1	Construcción cámara de secado, bandejas y colector solar.	500,00
2	Construcción de recubrimiento del horno, ducto y estructuras soporte.	400,00
3	Instalación eléctrica y de equipos	50,00
	Subtotal	1050,00
	IVA 12%	126,00
	TOTAL	1176,00

En la tabla 37 se resume el total de costos directos del proyecto, una vez culminado con la construcción, pruebas y validación del horno híbrido:

Tabla 37**Total de costos directos**

ORDEN	DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL INCLUIDO IVA [USD]
1	Honorarios Estudiantes	6400,00
2	Materiales cámara de secado, bandejas y colector solar	1337,93
3	Materiales de recubrimiento del horno, ducto y estructuras soporte.	166,49
4	Accesorios y equipos del sistema de control.	407,15
5	Costo de mano de obra.	1176,00
	TOTAL COSTOS DIRECTOS	9487,57

6.1.2. Costos indirectos

Los costos indirectos son gastos que no influyen directamente en el costo del horno híbrido, pero se ha incurrido a ellos para concluir este proyecto, y se los detalla en la tabla 38, 39 y 40:

Tabla 38

Honorarios Profesionales

ORDEN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Director del Proyecto	50	Horas	20	1000,00
				TOTAL	1000,00

Tabla 39

Costos de Materiales Indirectos

ÍTEM	MATERIALES INDIRECTOS	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [USD]	COSTO TOTAL [USD]
1	Broca HSS	¼ x 1/16 "	3	3,52	10,56
2	Broca de Cobalto	1/4 "	3	7,20	21,60
3	Disco de Desbaste	7x0.45x1/8"	2	4,27	8,54
4	Thinner	galón	2 1/2	12,00	30,00
5	Lija de agua	# 240	7	0,38	2,66
6	Lija de agua	# 480	7	0,41	2,87
7	Mascarilla con filtro para vapores orgánicos	-	2	15,00	30,00
8	Gafas de protección	-	2	8,15	16,30

9	Guantes de cuero	par	2	4,86	9,72	
10	Disco grano fino	7x7/8"	2	5,36	10,72	
11	Disco grano grueso	7x7/8"	2	4,25	8,50	
12	Disco de corte	7x1/8x7/8"	2	8,53	17,06	
13	Sierra grano fino	12"- 24T	2	1,76	3,52	
14	Sierra grano grueso	12"- 18T	2	1,76	3,52	
15	Materiales varios	GLOBAL	1	100,00	100,00	
					Subtotal	275,57
					IVA 12%	33,07
					TOTAL	308,64

Tabla 40

Costo de Materiales Indirectos insumos de oficina.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL INCLUIDO IVA [USD]
1	Útiles de oficina	70,00
2	Transporte	200,00
3	Internet	80,00
4	Impresiones y copias	100,00
5	Varios	200,00
TOTAL COSTOS INDIRECTOS INSUMOS		650,00

En la tabla 41 se resume el total de costos indirectos del proyecto, una vez culminado con la construcción, pruebas y validación del horno híbrido:

Tabla 41**Total de costos indirectos**

ORDEN	DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL INCLUIDO IVA [USD]
1	Honorarios Profesionales	1000,00
2	Materiales Indirectos	308,64
3	Insumos de oficina	650,00
	TOTAL COSTOS DIRECTOS	1958,64

6.2. Costo total.

En la tabla 42 se resume el total de costos directos e indirectos del proyecto, una vez culminado con la construcción, pruebas y validación del horno híbrido:

Tabla 42**Costo Total**

ORDEN	DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL INCLUIDO IVA [USD]
1	Total de costos Directos	9487,57
2	Total de costos Indirectos	1958,64
	TOTAL COSTOS	11446,21

6.3. Análisis financiero.

La fuente de financiamiento del proyecto provino de los autores del mismo, quienes aportaron con el capital total para la compra de materiales e

instrumentos, y todos los gastos que fueron apareciendo a medida que se avanzaba con el proyecto.

Valor actual neto (VAN)

El VAN de un proyecto mide los flujos de futuros ingresos y egresos que tendrá el mismo, para determinar, si después de descontar la inversión inicial nos queda ganancia. Si el resultado es positivo, el proyecto es viable.

Para lo cual es necesario calcular el valor actual de flujo de caja o beneficio neto proyectado (BNA). Por lo invertido en el proyecto se espera que la inversión sea recuperada en 7 años, por lo que se realizan los cálculos en función de esto.

Se analiza la producción estimada en un año, tomando en cuenta que para el primer año y en el transcurso de los siguientes solo se realizara el secado de tres cargas de kikuyo por semana, es decir de 30 kg y recordando que el porcentaje de humedad es del 70%.

Tabla 43

Producción anual estimada

PRODUCCIÓN ANUAL ESTIMADA		
Trabajo por semana	3	vez
Carga de producto fresco semanal	30	Kg/carga
Producto secado estimado	9	Kg/semana
Numero de semanas al año	52	semanas
TOTAL DE CARGA KIKUYO SECO EN EL AÑO	468	Kg/año

En el año se tendrá un total de kikuyo seco de 468 [Kg/Año], realizando tres cargas para secado de kikuyo a la semana.

Mano de obra

Para el costo de mano de obra se tomara una persona que trabaje para las cargas, cada una con un sueldo de \$354 dólares al mes, tomando en cuenta que son 22 días laborables y cada día de 8 horas de trabajo nos da un valor de 2,01 dólares por hora de trabajo.

Tabla 44

Costo Mano de Obra por Carga

MANO DE OBRA POR CARGA		
Sueldo básico por persona	2,01	\$/hora
Número de trabajadores	1	Personas
Tiempo corte de kikuyo	1	Horas
Tiempo de carga en bandejas	½	Horas
Tiempo en vaciar bandejas	¼	Horas
Tiempo de empaque	½	Horas
Tiempos perdidos	1	Horas
TIEMPO TOTAL DE PREPARACIÓN	3,25	Horas
Costo de mano de obra por carga	6,53	\$/carga
Costo mano de obra por kg. seco	0,73	\$/kg. seco

El costo de mano de obra por cada carga es de \$14,07 dólares, pero como se trabajara en función del total de kikuyo seco en el año, entonces se dividimos este costo para el peso del kikuyo seco por cada carga, y así se obtiene un costo de \$ 1,56 dólares por kg. de kikuyo seco.

Consumo energético

Para el consumo energético de las resistencias eléctricas y del extractor de aire se toma datos de los fabricantes a través de instrumentos de medición, obteniendo la siguiente tabla de datos:

Tabla 45

Costo consumo energético

COSTO CONSUMO ENERGÉTICO			
Resistencias eléctricas	5.6 A	110 V	616 W
Extractor de aire	0.11 A	110 V	12 W
TOTAL DE CONSUMO ENERGÉTICO			628 W
COSTO DE kW/h			\$ 0.079
HORAS DE SECADO MENSUAL			1152 h
POTENCIA TOTAL POR HORA			470.02 kW/h
TOTAL DE COSTO DE CONSUMO			\$ 37.13
			0.16 \$/carga

Empaque

Aproximadamente el costo del empaque para el kikuyo seco será de unos \$ 0.75 dólares por carga.

Costo total de producción por kilo de producto seco

Sumando los costos calculados anteriormente se obtiene que el costo total de producción por cada carga de kikuyo seco es de \$ 7.54 y al dividirlo para 9 kg/semana que es el producto secado estimado se obtiene que el costo de producción por kilo de kikuyo seco que es de \$ 0.84 (dólares por kg. de kikuyo seco).

Flujo de Caja

Debido a la actual estabilidad económica del país se estima un flujo de caja para siete años en los cuales se espera recuperar la inversión del equipo,

manteniendo los costos de venta del producto durante los siete años. El cálculo del flujo de caja se hará solo para el primer año puesto que para los siguientes será igual al mismo.

Aproximadamente se calcula un precio de \$ 0.40 dólares el kilo a nivel mayorista. De 1 kg. de kikuyo se saca el 13% de su peso en el producto ya seco, por lo que 1 kg. de kikuyo seco en realidad tendría un costo de \$ 2.55 dólares por kg. Si a todo esto se le suma el costo de producción por kg. \$0.84, se obtiene el valor de \$ 3.39 dólares por kg. de producto seco.

Si a esto se aumenta el 25% de utilidad, se obtiene el costo por venta de producto seco de \$ 4.24 dólares / kg. seco por venta.

Para el desarrollo de flujo de caja ya que la recuperación del capital será en un año, y que la venta total en el año será lo estimado de producción en el año en kg. por valor de kg. seco.

Ingresos

Venta del producto: 468 kg. x 4.24 dólares/kg

Total de ingresos: \$ 1984.32

Egresos

Costos de producción: 468 kg. x \$ 0.84 dólares / kg. = \$ 393.12

Gastos Administrativos: 10% de Producción = \$ 39.31

Gastos Financieros (préstamos, etc.): 10% de Producción = \$ 39.31

Gastos Ventas (comisiones, depart. de ventas): 15% Producción = \$58.96

Total de egresos: \$ 530.70

Utilidad

Total ingresos – Total egresos: \$ 1984.32 - \$ 530.70

Utilidad: \$ 1453.62

Impuestos

Trabajadores: 15% de la Utilidad = \$ 218.04

Impuesto a la Renta: 22% Utilidad después de trabajadores = \$ 271.82

Utilidad Neta: \$ 963.76

Una vez obtenida la utilidad neta o flujo neto, se calcula el valor del VAN, a través de la siguiente fórmula financiera:

$$VAN = \frac{F_{neto}}{(1 + i)^n} \quad (6.1)$$

Dónde:

VAN valor actual neto, en [\$]; F_{neto} flujo neto, en [\$]; i interés, en [%]; n número de años, en [años].

El valor de la tasa de interés de oportunidad i es de $i = 20\%$ anual.

El criterio de decisión con respecto al VAN nos dice:

$VAN(i) > 0$ Proyecto conveniente.

$VAN(i) = 0$ Proyecto indiferente.

$VAN(i) < 0$ Proyecto no atractivo.

Otra manera de calcular el VAN, es como índice para evaluar la bondad económica de los proyectos de inversión, pues se calcula en función de una tasa de interés conveniente, y así se tiene:

$VAN(i^*) > 0$ El dinero invertido rinde más del interés i^* .

$VAN(i^*) = 0$ El dinero invertido rinde exactamente que el interés i^* .

$VAN(i^*) < 0$ El dinero invertido rinde menos que el interés i^* .

Se tomará un interés conveniente para la inversión del proyecto, este debe ser mayor que el interés que nos pagaría el banco, el cual se encuentra entre el 4% y el 6% puesto que esto depende del tipo de inversión.

Tabla 46

Valor actual neto (i=20%)

VALOR ACTUAL NETO (i=20%)		
AÑO	FLUJO NETO (USD)	VAN (USD)
0	-6004,85	-6004,85
1	963,76	803,13
2	963,76	669,28
3	963,76	493,45
4	963,76	963,76
5	963,76	963,76
6	963,76	963,76
7	963,76	963,76
		779.81

Puesto que el VAN es mayor que 0, se indica que el proyecto es viable, ya que la inversión se recupera en los 7 años planteados, por lo que es conveniente continuar con el secado del kikuyo.

Para evaluar si el proyecto es económicamente rentable, se tomara una tasa de interés del 25%, para el rendimiento anual:

Tabla 47

Valor actual neto (i=25%)

VALOR ACTUAL NETO (i=25%)		
AÑO	FLUJO NETO (USD)	VAN (USD)
0	-6004,85	-6004,85
1	963,76	771,01
2	963,76	616,81
3	963,76	963,76
4	963,76	963,76
5	963,76	963,76
6	963,76	963,76
7	963,76	963,76
		201.76

Se observa que la inversión a este proyecto, rendirá más que el 25%, pues se recuperara la inversión en los 7 años. Pero a pesar de esto, el índice más utilizado para medir la rentabilidad de un proyecto es el TIR por lo que se calculara el mismo.

Tasa interna de retorno (TIR)

Para el cálculo del TIR, son necesarios los siguientes parámetros:

- Todos los ingresos y egresos que aparecen en el proyecto de inversión.
- El valor relativo del dinero con el tiempo.
- La tasa de interés de equivalencias o de oportunidad, cuando se comparan cantidades que aparecen en momentos diferentes.

El valor del $VAN(i) = 0$.

En la tabla del cálculo del VAN se prueba el interés necesario para que el VAN se acerque lo más posible a cero y es así que se obtiene:

Tabla 48

Tasa interna de retorno ($i^* = 74.34\%$)

TASA INTERNA DE RETORNO ($i^* = 74.34\%$)		
AÑO	FLUJO NETO (USD)	VAN (USD)
0	-6004,85	-6004,85
1	963,76	552,80
2	963,76	317,08
3	963,76	963,76
4	963,76	963,76
5	963,76	963,76
6	963,76	963,76
7	963,76	963,76
		-316,16

Entonces la Tasa Interna de Retorno (TIR) es del 74,34%, lo que nos demuestra que efectivamente es muy atractivo invertir en este tipo de proyectos.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones.

- Para realizar los ensayos de secado del pennisetum clandestinum se ha utilizado una cámara de tipo poliédrico con capacidad de secado de combustible sólido compactado de 10 kg. en la parte eléctrica las resistencias tienen una potencia de 602 W_t , mientras que el colector solar le suministra una potencia de 217.31 W_t , el interior de la cámara poliédrica de 12 lados le permite emitir radiación uniforme desde cada una de sus paredes, está fabricada en acero inoxidable mate AISI 304, en el interior de la pared se coloca 50 mm de espesor de aislamiento térmico y tiene una envoltura rectangular de acero galvanizado con espesor de 0.75 mm.
- Luego de realizar los ensayos de secado del pennisetum clandestinum (kikuyo), se ha determinado que la temperatura promedio del producto es de 52.56°C. Este valor se encuentra dentro de los rangos de los procesos de secado en los cuales se recomienda que la temperatura varié desde 40 a 70°C. Por otra parte, en cuanto a la temperatura superficial se indica que en la pared inferior del horno poliédrico, que se encuentra cercana a las resistencias eléctricas la temperatura superficial es de 92.38°C y en la pared vertical, en una zona de menor calentamiento por conducción el valor de esta temperatura es de 58.18°C. además, el secador que dispone de fuente energética mixta (solar, eléctrico), tiene una temperatura de entrada del aire calentado con energía solar de 45.30°C y de salida 67.18°C alcanzando una diferencia de temperatura de 21.88°C.

- El colector solar plano compuesto por cubierta de vidrio y absolvedor de placa metálica con recubrimiento negro mate tiene las siguientes características energéticas: Temperatura de entrada al captador T_1 de 25.34°C que es consecuente con el valor de temperatura ambiental. El aire que atraviesa el colector se calienta por efecto invernadero que se produce entre el vidrio y la placa absorbidora al salir del sistema alcanza una temperatura T_2 de 45.15°C alcanzando un incremento de temperatura promedio de 19.81°C . La cubierta semitransparente de vidrio, alcanza una temperatura de 37.44°C .
- La captación de la energía solar sobre el colector solar plano ha sido influenciada por un valor de irradiancia promedio de 566.5 W/m^2 , valor inferior a la media mundial que es 1000 W/m^2 . Durante las mediciones se ha podido observar que se alcanza en el noveno ensayo un valor pico de 828.76 W/m^2 y en ensayo número once la irradiancia tiene un valor menor y corresponde a 348.51 W/m^2 . Es importante indicar que la zona del experimento corresponde a la serranía ecuatoriana donde la radiación solar se ve afectada por la presencia de polvo atmosférico, contaminación ambiental y un cambio permanente de nubosidad, es por estas razones que los valores de irradiancia, muy apresar que en el mes de junio estamos cerca de la época de verano, ha existido presencia de nubosidad, que hace que la irradiancia solar varíe de segundo a segundo al realizar la toma de datos.
- En el proceso de secado del pennisetum clandestinum se ha logrado reducir el contenido de humedad desde el 70%, con la que viene del corte hasta el 13.76% reduciéndose en 56.24%. Esta reducción del contenido de humedad se ha logrado utilizando el horno con suministro eléctrico y calentamiento solar del aire. Por otra parte, en los ensayos de secado utilizando únicamente energía solar se alcanza un contenido de humedad final de 17.20% en promedio. Por lo tanto, se puede indicar que por sí solo el secado solar no permite alcanzar

valores de humedad final requeridas para procesos de combustión de la biomasa que es inferior al 15% del contenido de humedad.

- En el estado del arte, uno de los parámetros energéticos más importantes de un combustible, sea este sólido, líquido o gaseoso, es el que tiene que ver con el poder calorífico en esta investigación se ha conseguido los siguientes datos para el kikuyo húmedo 1748.01 kcal/kg; en el caso del kikuyo seco al ser deshidratado en el colector solar se tiene un valor de 2833.03 kcal/kg. Utilizado el horno eléctrico y calentador solar se consigue bajar el contenido de humedad hasta 13.76% logrando un poder calorífico de 3581.30 kcal/kg además, aplicando el criterio de incremento de la densidad, al mezclar el kikuyo seco molido con aglutinante natural se obtiene un incremento en el poder calorífico hasta un valor de 5346.36 kcal/kg. Al hacer relación entre un combustible mejorado como es el último caso y el kikuyo húmedo se obtiene una relación de incremento de poder calorífico de 3:1.

7.2.Recomendaciones.

- Luego de haber realizado la investigación de proceso de secado del pennisetum clandestinum utilizando un horno híbrido (solar eléctrico) es recomendable que se continúen realizando ensayos de secado y densificación de biomasa que en la mayoría de casos se los desecha a fin de que se puedan obtener combustibles alternativos.
- Se puede bajar el consumo energético en los hornos mediante el uso de un sistema de calentamiento de aire con energía solar este tipo de tecnologías energéticas permiten reducir el impacto originado por el uso extensivo de energía eléctrica proveniente de centrales térmicas donde se quema búnker, diésel o GLP. Además, es necesario indicar que no es recomendable el uso de la electricidad para de manera directa convertirlo en calor mediante el efecto Joule. Se sabe que la

electricidad es una energía de alta calidad y el calor es de baja calidad por lo que en nuevas investigaciones sobre procesos de secado se debería implementar tecnologías de secado basadas en mayor proporción en el uso del aire caliente, proveniente de fuentes alternativas.

- Para optimizar este proceso de secado se puede reducir el contenido de humedad de cualquier biomasa hasta un 17% mientras que se recomienda el uso del secado artificial para alcanzar porcentajes de humedad inferiores al 15%. Esta recomendación es factible debido a que un combustible sólido debe ser quemado solo cuando contiene proporciones de humedad entre el 8 al 12 % para reducir las emisiones del monóxido de carbono.

BIBLIOGRAFÍA

- Altamirano, M. E. (2013). *Remediación de agua contaminada con petróleo utilizando pennisetum clandestinum como bioadsorbente.*
- Barbosa, C. (1996). *Dehydration of foods.* Chapman and Hall.
- Benitez, I. A. (1980). *Pastos y Forrajes.* Quito, Ecuador: Universitaria.
- Cengel, Y. (2004). *Transferencia de Calor* (2 da ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Chevalier, J. Y. (1980). *Secador al vacio.* Francia.
- Corvalán, R. (1992). *Ingenieria del Secado Solar.* CYTED-D.
- Estrella, J. M. (2002). *Guía para el Acceso a los Recursos Genéticos en el Ecuador. EcoCiencia, Instituto Nacional Autónomo de Investigaciones Agropecuarias y Ministerio del Ambiente. quito.*
- Franco V. Hector, C. A. (2008). *PASTO KIKUYO.*
- Hoheisel, H. (1989). *Manual del Grupo Andino para Secado de Maderas* (1 era ed.). Peru.
- Lobo, M. &. (2001). *En Agrostología. Costa Rica.*
- Orrego, C. E. (2011). *Procesamiento de alimentos.* Obtenido de Universidad Nacional de Colombia
- Osorio, D. R. (2006). *Volvamos al Campo. Cultivo de Pastos y Forrajes. Colombia, Grupo Latino LTDA. 104 p.*
- Pitts, D. (1979). *Transferencia de Calor* (2 da ed.). Bogota: Mc Graw Hill.
- Queiroz, M. P.-M. (1991. 79 p). *Principio de secado de granos, psicrometria. Higroscopia.* Chile.
- Rodriguez, M. O. (2000). *Energias Renovables* (1 era ed.). Paraninfo.
- Rzedowski, R. y. (2001). *Pennisetum clandestinum Hochst. ex Chiov.*
- UNFAO. (1985). *Prevention of Post-Harvest Food Losses.* 120.
- Vera, D. R. (2002). *Perfiles por País del Recurso Pastura/Forraje.* Vere, L. D. (2008). *Agrociencia* (4 ta ed.). Mexico: Artgraph.
- Wilson, J. (1982). *Energía Solar* (1 era ed.). Madrid: Alhambra.

Witt, I. F. (1999. 874 p). *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice Hall.

ACTA DE ENTREGA

El proyecto de investigación denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO HÍBRIDO SECADOR DE MUESTRAS DE PENNISETUM CLANDESTINUM CON CAPACIDAD DE 10 KG PARA EL D.E.C.E.M.**”, fue entregado al Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica y reposa en la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, desde:

Sangolquí, 27 de Agosto 2015

ELABORADO POR:

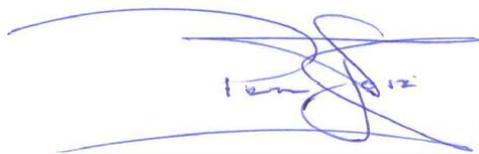


Gabriela Leonor Sánchez Gómez
CI: 172270803-7



Edgar Daniel Morales Montufar
CI: 172241197-0

AUTORIDAD:



Ing. José Pérez, Msc.
DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.