

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN PARA  
AVES DE CORRAL USANDO UN INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO  
PARA LA INDUSTRIA AVÍCOLA.

JORGE ELIECER VILLABONA RODRÍGUEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2026

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN PARA  
AVES DE CORRAL USANDO UN INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO  
PARA LA INDUSTRIA AVÍCOLA.

JORGE ELIECER VILLABONA RODRÍGUEZ

Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordóñez

Doctor en Ingeniería Química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2026

## DEDICATORIA

A mi mamá **Carmen Teresa Rodriguez**, por ser la mejor persona que he conocido, por su amor, sus enseñanzas y por su apoyo incondicional en cada etapa de mi vida.

A mi papá **Jorge Villabona Gamboa**, por darme la oportunidad de estudiar y así poder obtener un título profesional.

A mi hermana **Leidy Marcela Villabona Rodriguez**, por su amor y motivación, sobre todo por su gran ejemplo.

A mi hermano **Jeferson Ricardo Villabona Rodriguez**, por su incondicionalidad y cariño.

A mi abuela **Ana Rodriguez** y mi tío **Luis José**, por todo el amor y cariño que me dieron desde niño.

## **AGRADECIMIENTOS.**

A mi familia por brindarme siempre su apoyo, cariño y consejos durante mi tiempo de formación universitaria.

A la universidad industrial de Santander por haberme permitido formarme como profesional.

Al director de trabajo de grado, Yesid Javier Rueda Ordoñez por su orientación y disposición para realizar esta tesis.

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN .....	13
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	14
2. OBJETIVOS.....	16
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	16
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
3. JUSTIFICACIÓN.....	17
4. MARCO TEÓRICO .....	18
4.1 SISTEMA TÉRMICO.....	18
4.1.1 Biomasa.....	18
4.1.2 Combustión.....	20
4.1.2.1 Tecnologías de combustión.....	21
4.1.2.2 Combustión de lecho fijo.....	21
4.1.2.3 Tipos de parrilla.....	22
4.1.2.4 Clasificación de las parrillas de combustión.....	22
4.1.2.5 Propiedades de los productos de combustión.....	24
4.1.3 Intercambiadores de calor.....	24
4.1.3.1 Análisis intercambiadores de calor.....	25
4.1.3.2. Diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD).....	26
4.1.3.3 Banco de tubos.....	27
4.2 SISTEMA DE VENTILACIÓN .....	29
4.2.1 Tipos de ventiladores.....	29
4.2.2 Tipos de alabes.....	29
4.3 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	30
4.3.1 Transportadores: tornillo sin fin.....	31

4.3.2 Sistema de almacenamiento tolva.....	33
4.3.2.1 Diseño estructural de los silos.....	33
4.3.2.2 Diseño patas del silo.....	34
4.4 SISTEMA DE CONTROL.....	34
5. DISEÑO METODOLÓGICO.....	36
5.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO A IMPLEMENTAR.....	36
5.2 PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS.....	36
5.2.1 Sistema de ventilación.....	36
5.2.2 Sistema de alimentación.....	36
5.2.3 Sistema térmico.....	37
5.3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	37
5.3.1 Sistema de ventilación.....	37
5.3.2 Sistema de alimentación.....	38
5.3.3 Sistema termico.....	38
5.4 ALTERNATIVAS DE DISEÑO COMPLETO DEL CALEFACTOR.....	38
5.4.1 Alternativa 1.....	38
5.4.2 Alternativa 2.....	39
5.5 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DE DISEÑO COMPLETO.....	40
6. DISEÑO EN DETALLE.....	41
6.1. SISTEMA TÉRMICO.....	41
6.1.1 Proceso de combustión.....	41
6.1.1.1 Estequiometria.....	41
6.1.1.2 Balance de masa.....	44
6.1.1.3 Temperatura de llama adiabática.....	45
6.1.1.4 Sumatoria de entalpía de reactantes.....	45
6.1.1.5 Análisis cámara de combustión.....	47
6.1.2 Transferencia de calor.....	49
6.1.2.1 Fluido frio: aire.....	50
6.1.2.2 Fluido caliente: gases de combustión.....	51
6.1.2.3 Análisis del intercambiador de calor.....	54
6.1.2.4 Caída de presión en el intercambiador.....	58

6.2. SISTEMA DE VENTILACIÓN .....	59
6.2.1 Ventilador centrifugo. ....	59
6.2.2 Ventilador para exceso de aire en la combustión. ....	62
6.3 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN .....	64
6.3.1 Tornillo sin fin .....	64
6.3.1.1 Cálculos de la potencia total. ....	66
6.3.1.2 Deflexión del transportador. ....	68
6.3.2 Diseño de la tolva .....	69
6.3.2.1 Análisis de esfuerzos. ....	72
7. SELECCIÓN DE MATERIALES Y DISPOSITIVOS. ....	75
7.1 SISTEMA TÉRMICO.....	75
7.2 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN. ....	76
7.3 SISTEMA DE VENTILACIÓN. ....	76
7.4 SISTEMA DE CONTROL.....	77
8. CONCLUSIONES. ....	78
BIBLIOGRAFÍA.....	80
ANEXOS.....	82

## LISTA DE FIGURAS.

	Pág.
<b>Figura 1.</b> Análisis morfológico de la cascarilla.....	19
<b>Figura 2.</b> Análisis fisicoquímico de la cascarilla de palma.....	20
<b>Figura 3.</b> Tecnologías principales de combustión. ....	22
<b>Figura 4.</b> Combustión en parrillas fijas. ....	23
<b>Figura 5.</b> Factor de corrección para fluidos: uno mezclado y el otro no mezclado. .....	28
<b>Figura 6.</b> Intercambiador tubular de un solo paso, arreglo de tubos en línea. .	28
<b>Figura 7.</b> Curvas características ventilador .....	30
<b>Figura 8.</b> Característica del transportador .....	31
<b>Figura 9.</b> Alternativa completa 1.....	39
<b>Figura 10.</b> Alternativa completa 2.....	40
<b>Figura 11.</b> Sistema de calefacción .....	41
<b>Figura 12.</b> Intercambiador flujo cruzado .....	49
<b>Figura 13.</b> Red de resistencias térmicas de las paredes del calefactor. ....	54
<b>Figura 14.</b> Tabla característica CM 400 .....	60
<b>Figura 15.</b> Curva característica del ventilador CM400 .....	61
<b>Figura 16.</b> Característica técnicas ventilador axial HCM.....	63
<b>Figura 17.</b> Sistema de alimentación. ....	64
<b>Figura 18.</b> coeficientes de relleno en función del tipo de carga.....	65
<b>Figura 19.</b> Inclinación del tornillo Sinfín.....	66
<b>Figura 20.</b> Coeficiente de resistencia del material transportado. ....	67
<b>Figura 21.</b> Inercia del tubo. ....	68
<b>Figura 22.</b> Peso del tornillo sinfín.....	69

## LISTA DE TABLAS.

	Pág.
<b>Tabla 1.</b> Alternativas de ventilación según los criterios. ....	37
<b>Tabla 2.</b> Alternativas de alimentación según los criterios. ....	38
<b>Tabla 3.</b> Alternativas térmicas según los criterios.....	38
<b>Tabla 4.</b> Composición química cascarilla. ....	42
<b>Tabla 5.</b> Entalpias.....	46
<b>Tabla 6.</b> Perdidas de calor en las paredes del calefactor. ....	55
<b>Tabla 7.</b> Interpolación de caudales.....	61

## LISTA DE ANEXOS.

	Pág.
<b>ANEXO A.</b> Presupuesto. ....	83
<b>ANEXO B.</b> Diseño en detalle del sistema de calefacción. ....	85
<b>ANEXO C.</b> Manual de funcionamiento .....	107

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO Y ANÁLISIS DE COSTOS DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN PARA AVES DE CORRAL USANDO UN INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO PARA LA INDUSTRIA AVÍCOLA.\*

**AUTOR:** JORGE ELIECER, VILLABONA RODRÍGUEZ.\*\*

**PALABRAS CLAVE:** BIOMASA, CASCARILLA DE PALMA, CALEFACTOR, INTERCAMBIADOR DE CALOR, DISEÑO, GALPÓN.

**DESCRIPCIÓN:** Este documento tiene como objetivo el diseño de un sistema de calefacción para aves de corral, usando un intercambiador de calor de flujo cruzado y como fuente de energía la biomasa residual de los procesos de producción del aceite de palma (cascarilla de palma).

La necesidad de este tipo de calefacción surge con la problemática de disminuir el uso de combustibles fósiles como fuente principal de energía en los procesos de calefacción. El calefactor de biomasa es un dispositivo diseñado para calentar aire del ambiente con el fin de tener unas condiciones específicas de temperatura y humedad, necesarias para la crianza de aves de corral.

El diseño del calefactor de biomasa consta de varios sistemas, un sistema de alimentación, conformado por una tolva de almacenamiento en material ASTM A-36 donde reposa la cascarilla y un sistema de tornillo sin fin del mismo material encargado del transporte hasta el horno. El sistema térmico, está formado por un quemador que es un horno tipo parrilla con cajones para la ceniza y un intercambiador de calor de flujo cruzado, que son un haz de 42 tubos en material ASTM A56.

El sistema de ventilación conformado por un ventilador centrifugo de la serie CM400 encargado de inyectar el aire caliente al galpón y un sistema de control conformado por sensores de nivel, velocidad y temperatura.

El proceso de diseño fue realizado bajo los lineamientos de la norma ASME, con el fin de garantizar el correcto funcionamiento y los lineamientos comerciales de este tipo de equipos.

---

\* Trabajo de grado.

\*\* Facultad de Ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordóñez. Ingeniero mecánico.

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN AND COST ANALYSIS OF A POULTRY HEATING SYSTEM USING A CROSS-FLOW EXCHANGER FOR THE POULTRY INDUSTRY\*

**AUTHOR:** JORGE ELIECER, VILLABONA RODRÍGUEZ\*\*

**KEY WORDS:** Biomass, palm kernel shell, heater, Heat-exchanger, design, Poultry Farm Shed.

**DESCRIPTION:** The purpose of this document is to design a heating system for a poultry farm shed through the implementation of a cross-flow heat exchanger using residual biomass from the palm oil (palm kernel shell) production processes as an energy source.

Due to the increasing need to reduce the use of fossil fuels as the primary energy source in heating processes, this type of heating alternative has become more important. The biomass boiler is a device designed to heat the air in the shed to specific temperature and humidity conditions required for raising poultry.

The biomass heating system is designed with a feeding system that includes a feed hopper made of ASTM A-36 material for holding the palm husk, and an endless screw system, also made of the same material, to transport the biomass to the boiler. The thermal system consists of a burner, which is a grill-type oven with an ash compartment, and a cross-flow heat exchanger that is made up of a bundle of 42 tubes made of ASTM A56 material.

The shed's ventilation system comprises a centrifugal fan (series CM400), which injects hot air, and a control system that includes level, speed, and temperature sensors.

The design process followed ASME guidelines to ensure proper operation and commercial standards for this type of equipment.

---

\* Bachelor Thesis.

\*\* Faculty of Ingenierías físico-mecánicas. School of ingeniería mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordóñez. Ingeniero mecánico.

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los combustibles fósiles son la principal fuente de energía en el mundo. La quema de estos combustibles representa el 73% de las emisiones de efecto invernadero<sup>1</sup>, convirtiéndolos en el principal responsable del calentamiento global, además de que su uso excesivo ha llevado al agotamiento de estos.

Con el fin de disminuir el abuso de los combustibles fósiles y su impacto negativo en el cambio climático, hoy en día se plantea el aprovechamiento de otras fuentes de energía que ayuden a disminuir su uso, siendo una gran opción los residuos agroindustriales, ya que son una fuente de energía renovable y de fácil aprovechamiento.

Por lo tanto, es imprescindible diseñar y construir equipos que funcionen con otras fuentes de energía, principalmente energías renovables que puedan generar la misma o mejor eficiencia que los combustibles fósiles, así diversificar la industria con el fin de obtener nuevas alternativas para sus procesos de producción.

El mejorar los métodos de calefacción en la industria avícola, va de la mano con el tipo de combustible que se use en el proceso de combustión. La cascarilla de palma tiene características como alto poder calorífico, baja humedad y bajo costo<sup>2</sup>, esto la hace un excelente sustituto para los combustibles fósiles.

Una forma de aprovechar las energías renovables es diseñar un equipo de calefacción para la industria avícola que tenga como fuente de energía la cascarilla de palma y así sustituir los combustibles fósiles. Con el poder calorífico de la cascarilla de palma se podrá calentar el aire que se inyectará al galpón, para así mantener en las condiciones óptimas de temperatura y humedad para la crianza de aves de corral.

---

<sup>1</sup> OYARZÚN, Manuel. Impacto del cambio climático en la salud. En: Revista Médica. Chile. 2021. No 149. p. 738-746.

<sup>2</sup> J. Sechage, D. Gómez, A. Meléndez, M. Mayorga «Modelamiento matemático para la pirolisis del cuesco de palma aceitera», Ingenium, vol18, n.0 36, pp. 44 -56, junio de 2017.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

El uso y abuso de los combustibles fósiles ha generado una gran cantidad de contaminación en todo el mundo. Esto se debe a que el proceso de combustión se generan óxidos de carbono en forma de monóxido y dióxido, los cuales se liberan a la atmósfera y contribuyen a la aceleración del efecto invernadero<sup>3</sup>. por lo tanto, es necesario reemplazar los equipos diseñados para funcionar con combustibles por otras fuentes de energía renovables, que puedan generar la misma o mejor eficiencia de estos combustibles fósiles, siendo el más usado el Gas licuado del petróleo (GLP)

El mejoramiento de los procesos en la producción avícola va directamente vinculado a mejorar las condiciones necesarias para la evaluación y concepción de un ambiente térmico adecuado para las aves de corral.

Dentro de los factores ambientales, los térmicos son los que más afectan a las aves de corral cuando se crían en condiciones de alta humedad relativa y baja temperatura. Las aves de corral al someterse a un estrés climático, principalmente calórico, las lleva a una disminución en la ingesta de alimento con el fin de reducir la cantidad de calor generado por la digestión<sup>4</sup>. Como resultado, el crecimiento de las aves se ve estancado, las aves se enferman y las tasas de mortalidad son altas.

El principal problema con el GLP como combustible reside en los altos niveles de humedad que genera en el galpón ya que los quemadores se encuentran ubicados dentro del recinto, cuando el gas alcanza su punto de rocío moja la cama de las aves de corral, aumentando así la humedad relativa.

Es eficiente en calentar los galpones, pero esta humedad hace difícil mantener una cama seca, siendo esta un factor importante en la tasa de conversión de alimento. Por consiguiente, para mejorar la eficiencia en la ingesta de alimento de las aves, una cama seca es difícil de alcanzar con los sistemas de calefacción

---

<sup>3</sup> Estrada-Pareja. MM, Márquez-Girón SM, Restrepo-Betancur. Efecto de la temperatura y la humedad relativa en los parámetros productivos y la transferencia de calor en pollos de engorde Rev Col.Cienc.Pec 2007;20:288-303

<sup>4</sup> Ibid., p 290

por GPL, por esto la calefacción por biomasa es una excelente solución a este factor de la humedad.

Debido a esto surge la necesidad de contribuir con el medio ambiente y de paso generar un alivio económico para las empresas utilizando biomasa producida en la región. La biomasa puede contener residuos de poda, leña, cascara, excremento de rumiantes y otros desechos orgánicos. La biomasa es clasificada como una fuente de energía renovable ya que se puede restituir constantemente.

Los gases de combustión que se producen al quemar la biomasa son el calor perfecto para aumentar la temperatura del aire, que se va a distribuir por los galpones, no se necesita de grandes cantidades de dinero para implementarla o mantenerla. Además, adquirir la biomasa en el país es muy económico, debido a su fácil acceso a ella.

El calor seco que se obtiene en el sistema de calefacción por biomasa permite combatir los niveles de humedad de los galpones y así, mantener las camas secas, siendo una alternativa eficiente este sistema de calefacción en la industria agrícola.

Con lo expuesto anteriormente, se plantea la pregunta de investigación:

¿La implementación de los intercambiadores de calor de flujo cruzado como sistema de calefacción mejora la relación beneficio-costos de la industria avícola?

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GENERAL.

Diseñar un sistema de calefacción para la industria avícola usando un intercambiador de flujo cruzado.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

Diseñar un intercambiador de calor de flujo cruzado para calentar aire del ambiente utilizando gases del producto de la combustión de biomasa.

Diseñar los subconjuntos mecánicos relacionados al sistema de ventilación y alimentación del calefactor que cumpla con los siguientes requerimientos:

Capacidad de depósito: 100 kg.; Caudal de aire:  $8.000 \frac{m^3}{h}$ .

Realizar un análisis de costos para la construcción del sistema mecánico, bajo los parámetros requeridos.

Elaborar el equipo y planos a través del software de diseño SOLIDWORKS. Para verificar el funcionamiento y correcto ensamble antes de su fabricación.

Generar Manual de uso e instrucciones básicas de mantenimiento de los sistemas mecánicos.

### 3. JUSTIFICACIÓN

En la actualidad existen equipos con los cuales se está generando calefacción a bases de biomasa como la cascarilla de arroz o lechada de ganado, dependiendo la disponibilidad que se tenga de estos biocombustibles en las regiones de uso. Santander se posiciona como uno de los líderes en la siembra de palma en Colombia<sup>5</sup>, la biomasa también es un resultado de la producción del aceite de palma.

Asimismo, en las plantas de extracción y producción de aceite de palma, se originan productos derivados y residuos como la cascarilla, la fibra, el raquis, el palmiste, entre otros. Estos deben ser procesados y manejados convenientemente, con el fin de evitar más contaminación ambiental.

Se propone diseñar un equipo de calefacción para la granja La bendición en el municipio de Floridablanca, Santander, con el cual se puede usar esta biomasa y garantizar la calidad del producto, debido a que el costo para acceder a dicha biomasa sería muy bajo y se incentivaría el progreso en la región, bajándole costos a los productores y reutilizando residuos de otras industrias de la región.

Teniendo en cuenta que la obtención de la cascarilla de palma es muy simple, que aliviana el impacto ambiental que genera la producción de aceite de palma, además de que es muy accesible económicamente comparado con cualquier otra fuente energética y que puede brindar buenas condiciones de temperatura y humedad, esta sería la alternativa energética más eficaz para lograr las condiciones de confort requeridas por las aves de corral.

Además, se ha comprobado que la producción de carne con respecto al alimento aumenta en un aproximado de por cada 1,6 kilogramo de alimento se genera 1,0 kilogramo de carne<sup>6</sup>, esto gracias a las propiedades de la biomasa para el confort del galpón.

---

<sup>5</sup> VANEGAS ESCUDERO, Andres. Alternativas ambientales para el aprovechamiento de la biomasa residual de palma aceitera (ELAEIS GUINEENSIS) en procesos industriales y agrícolas. *Revista Especializada en Ingeniería e tecnología*. 2019, volumen 13, nro2, pp. 70.

<sup>6</sup> David Farrell, School of Veterinary Science, The University of Queensland, St. Lucia 4072, Queensland, Australia

## 4. MARCO TEÓRICO

### 4.1 SISTEMA TÉRMICO

**4.1.1 Biomasa.** La biomasa es conocida como la energía verde del planeta. Consiste en utilizar la materia orgánica como fuente de energía. Normalmente se obtiene de forma natural o de manera residual producto de las actividades agrarias o ganaderas<sup>7</sup>. El contenido energético de la biomasa suele medirse en términos del poder calorífico del recurso.

En Colombia hay de 200.000 a 300.000 toneladas de cascarilla de palma en el año disponibles para su uso. Santander es líder en la extracción y producción del aceite de palma, este proceso nos deja residuos tales como tusa, fibra y cuesco o cascarilla<sup>8</sup>, la cual es una muestra perfecta para la utilización de biomasa como una solución que contribuye a cubrir necesidades energéticas de una forma sostenible.

En el país, las zonas que más generan este tipo de energía son: Los llanos orientales, la Costa atlántica y los Santanderes, una gran ventaja de la biomasa es la facilidad de acceso a zonas rurales, además de ser un tipo de energía muy eficiente.

La variable física de mayor importancia de la biomasa es su densidad energética, la cual expresa la cantidad de energía contenida en una unidad de volumen. Esta se calcula a partir de la multiplicación de la densidad de bulbo (medida de masa de muchas partículas de un material, dividida sobre el volumen que ocupan) y el poder calorífico de la biomasa.<sup>9</sup>

---

<sup>7</sup> Seoáñez Calvo, Mariano. Tratado de la biomasa. Madrid: McGraw-Hill España; 2013, p.45.

<sup>8</sup> Barrera, J. C., Ramírez-Contreras, N. E., & Garcia-Nunez, J. A. (2018). Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. Palmas, p.25

<sup>9</sup> Ibid., p 28

En el proceso de combustión la biomasa, el tamaño de la partícula afecta la eficiencia del proceso, por ende, “es muy importante disminuir el tamaño de partícula para aumentar la superficie útil donde ocurren las reacciones de oxidación”<sup>10</sup>

La composición morfológica y el análisis físico químico de la cascarilla de palma es necesario para realizar balances de masa y energía en el proceso de combustión, además de los subproductos, para esto se tienen las siguientes figuras.

**Figura 1.** Análisis morfológico de la cascarilla.

Densidad kg/m <sup>3</sup>			Volumen de poros mm <sup>3</sup> /g			Porosidad (Fracción Vacía)	Área superficial m <sup>2</sup> /g		Ángulos característicos °	
$\rho_b$	$\rho_s$	$\rho_w$	V <sub>Ma</sub>	V <sub>Me</sub>	V <sub>Mi</sub>	$\epsilon$	AHg	ABET	$\alpha$	$\gamma$
773	1208	1381	48.5	51.2	<1	0.13	24.4	<1	34.8	25.8

**Fuente:** Modelamiento matemático para la pirolisis del cuesco de palma aceitera. [Sitio web] Colombia: Ingenium, vol18. [Consulta: 26 de Julio 2023] Disponible en:<file:///C:/Users/57312/Downloads/Dialnet-ModelamientoMatemáticoParaLaPirolisisDelCuescoDePa-6333253.pdf>.

En la figura 1, se tienen las propiedades de:

$\rho_b$  = Densidad a granel,  $\rho_s$  = Densidad aparente,  $\rho_w$  = Densidad verdadera,  $V_{ma}$  = Volumen específico de macroporos,  $V_{me}$  = Volumen específico de mesoporos,  $V_{mi}$  = Volumen específico de microporos,  $\alpha$  = Angulo de reposo,  $\gamma$  = Angulo dinámico de reposo.

<sup>10</sup> J. Sechage, D. Gómez, A. Meléndez, M. Mayorga «Modelamiento matemático para la pirolisis del cuesco de palma aceitera», Ingenium, vol18, n.0 36, pp. 44 -56, junio de 2017.

**Figura 2.** Análisis fisicoquímico de la cascarilla de palma.

Análisis Elemental %				Análisis Próximo %			Poder Calorífico MJ/kg	
C	H	N	O	Humedad	Volátiles	Ceniza	PCS	PCI
52.8	5.7	<1	40.5	11.2	79	1.4	22.2	21.1

**Fuente:** Modelamiento matemático para la pirolisis del cuesco de palma aceitera. [Sitio web] Colombia: Ingenium, vol18. [Consulta: 26 de Julio 2023] Disponible en:<file:///C:/Users/57312/Downloads/Dialnet-ModelamientoMatematicoParaLaPirolisisDelCuescoDePa-6333253.pdf>

**4.1.2 Combustión.** El proceso de combustión depende del tipo de combustible que se use, es importante realizar el análisis del comportamiento de las diferentes variables que influyen de manera directa en la combustión, estas son:

- Mecanismos de transferencia de calor: se refiere a la manera como se transfiere el calor proveniente de la combustión de la cascarilla de palma. Este calor se almacena en las paredes de la cámara de combustión contribuyendo a que el recinto se caliente dando lugar a una cámara cuyo combustible permanecerá encendido más tiempo<sup>11</sup>.
- Contenido de humedad del combustible: Varía durante el proceso de la combustión puesto que durante el quemado la humedad se va evaporando y por tanto va disminuyendo, es importante que el combustible ingrese a la cámara con la menor cantidad de humedad posible<sup>12</sup>.
- Exceso y distribución del aire: El exceso de aire es necesario para asegurar una mezcla de aire-biocombustible que termine en una combustión completa, el exceso de aire tiene gran influencia en la temperatura de los gases producto de la combustión<sup>13</sup>.

<sup>11</sup> Barrera, J. C., Ramírez-Contreras, N. E., & Garcia-Nunez, J. A. (2018). Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. *Palmas*, 39(4), 24-44.

<sup>12</sup> *Ibid.*, p 28

<sup>13</sup> *Ibid.*, p 29

- Tipo de combustible: Teniendo en cuenta que el combustible utilizado en el proyecto es de origen vegetal, hay que hacer notar que este tiene bajo contenido de carbono en comparación con el carbón y alto contenido de partículas volátiles<sup>14</sup>, lo cual desempeñará un papel importante durante la combustión y el proceso de transferencia de calor en el interior de las paredes del biocaldefactor.

4.1.2.1 Tecnologías de combustión. Existen tres tipos de tecnología de combustión, en la figura número 3, se muestra la configuración básica de cada una de estas tecnologías.

4.1.2.2 Combustión de lecho fijo. Este tipo de combustión contiene los alimentadores y los hornos con parrilla. La cascarilla de palma se instala en una parrilla donde ocurre el proceso de combustión. El aire necesario en el proceso se proporciona por unos agujeros a lo largo de la parrilla.

En la combustión de lecho fijo, son más comunes los hornos de parrilla, estos pueden ser de tipo fijo, móvil, viajante y vibratorio. Todas esas tecnologías tienen ventajas y desventajas y su elección depende de las propiedades del combustible y de las condiciones en que se usa<sup>15</sup>.

Se debe tener en cuenta que, para la efectividad de la etapa de combustión del horno de parrillas, las corrientes de aire primario y secundario deben estar separadas. Lo que se busca es una combustión completa, esta cantidad de oxígeno depende de que los gases producto de la combustión y el aire de combustión secundario se mezclen de una manera uniforme, con el fin de obtener una mayor eficiencia<sup>16</sup>.

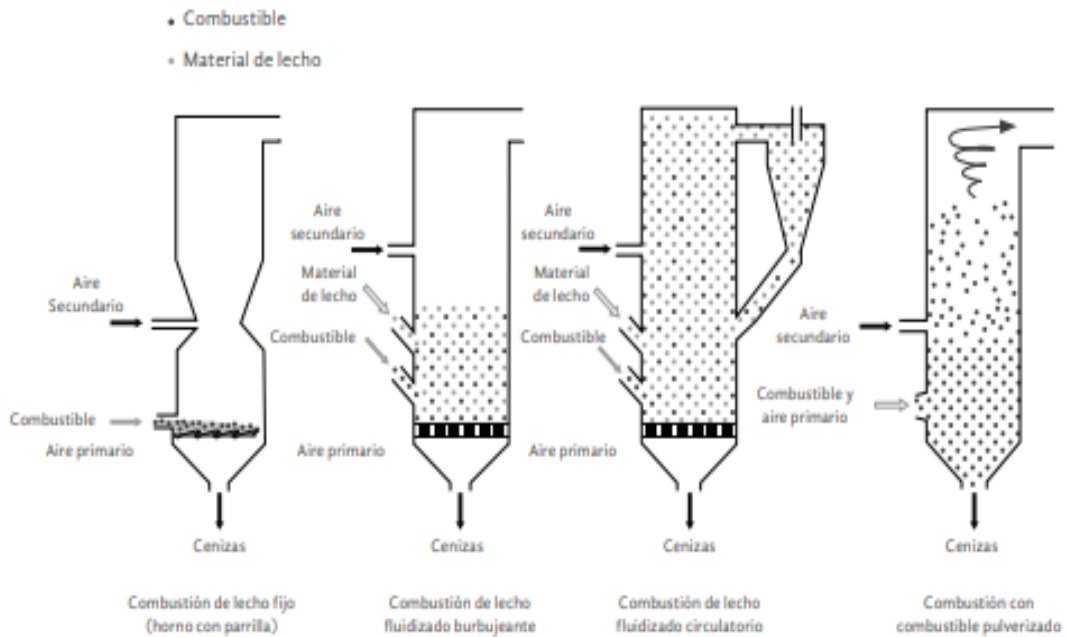
---

<sup>14</sup> Ibid., p 30

<sup>15</sup> Ibid.p.30.

<sup>16</sup> Ibid.p.32.

**Figura 3.** Tecnologías principales de combustión.



**Fuente:** Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. [Sitio web] Revista Palmas. Bogotá (Colombia) vol. 3 [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: [file:///C:/Users/57312/Downloads/lpaipilla,+Gestor a+de+la+revista,+Art02 Combustion biomasa VF%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/57312/Downloads/lpaipilla,+Gestor+a+de+la+revista,+Art02+Combustion+biomasa+VF%20(1).pdf)

#### 4.1.2.3 Tipos de parrilla.

Parrilla fija: sólo se usan en aplicaciones a pequeña escala, en estos sistemas el combustible es transportado mediante el sistema de alimentación del que se disponga y la gravedad. Dado que la distribución del combustible sobre la parrilla no se puede controlar, este sistema no se usan plantas modernas de combustión de biomasa.

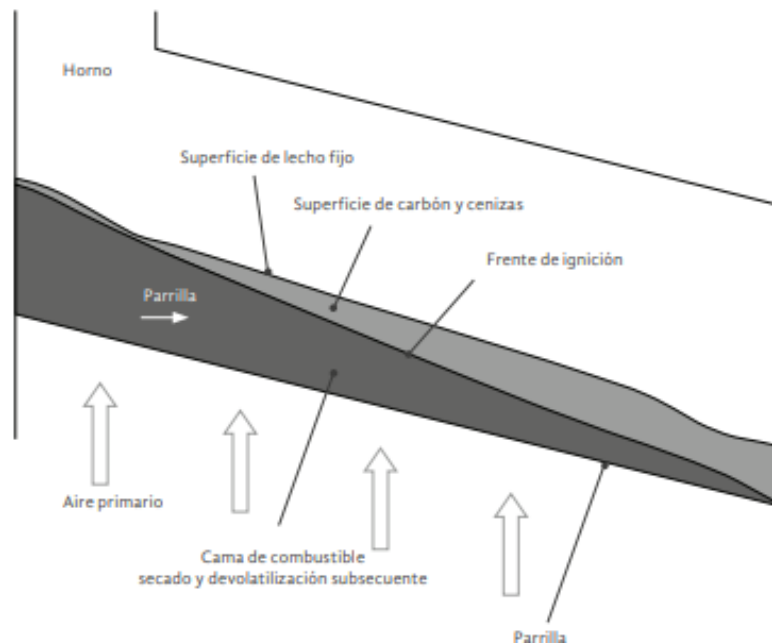
#### 4.1.2.4 Clasificación de las parrillas de combustión.

A partir del flujo de combustible y del gas proveniente de este, existen 3 tipos de sistema de operación de hornos de parrilla: flujo en contracorriente, flujo en co-corriente y flujo cruzado.

Flujo en contracorriente: es el más utilizado para combustibles con bajo poder calorífico (corteza húmeda, astillas de madera, aserrín). este sistema requiere

una buena mezcla entre el aire y el combustible para evitar el ingreso a la caldera flujos enriquecidos con los gases no quemados.

**Figura 4.** Combustión en parrillas fijas.



**Fuente:** Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. [Sitio web] Revista Palmas. Bogotá (Colombia) vol. 3 [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: [file:///C:/Users/57312/Downloads/lpaipilla,+Gestor a+de+la+revista,+Art02\\_Combustion biomasa\\_VF%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/57312/Downloads/lpaipilla,+Gestor+a+de+la+revista,+Art02_Combustion_biomasa_VF%20(1).pdf)

El sistema más apropiado para las condiciones específicas de este proyecto es la parrilla fija ya que este proyecto tiene una aplicación en el área rural y por otro lado el flujo en contracorriente porque es el más utilizado con combustibles de material vegetal. Con el fin de conseguir una combustión completa, se incorpora al sistema un aire secundario, este no debe mezclarse con el aire primario con el fin de lograr un proceso de gasificación y oxidación separado.

Debe ser de esta manera, pues el ambiente en el que se mueve el aire primario es más calmado, ya que este es introducido directamente al lecho en el que se deposita el material en cambio la cámara en la que se desenvuelve el aire

secundario expone un comportamiento turbulento el cual es propicio para una combustión completa.

4.1.2.5 Propiedades de los productos de combustión. Para los gases producto de la combustión, se hallan las propiedades de la siguiente manera, La propiedad termodinámica del producto se multiplica por la concentración molar de cada producto, con el fin de calcular lo que contribuye cada producto a la propiedad termodinámica que estamos hallando. El valor total de la propiedad del gas se obtiene con la suma de lo que contribuye cada producto.

$$Cp_{gas} = Y_{CO_2} * Cp_{CO_2} + Y_{H_2O} * Cp_{H_2O} + Y_{N_2} * Cp_{N_2} + Y_{O_2} * Cp_{O_2} \quad ( 1 )$$

$$\rho_{gas} = Y_{CO_2} * \rho_{CO_2} + Y_{H_2O} * \rho_{H_2O} + Y_{N_2} * \rho_{N_2} + Y_{O_2} * \rho_{O_2} \quad ( 2 )$$

$$K_{gas} = Y_{CO_2} * K_{CO_2} + Y_{H_2O} * K_{H_2O} + Y_{N_2} * K_{N_2} + Y_{O_2} * K_{O_2} \quad ( 3 )$$

$$\mu_{gas} = Y_{CO_2} * \mu_{CO_2} + Y_{H_2O} * \mu_{H_2O} + Y_{N_2} * \mu_{N_2} + Y_{O_2} * \mu_{O_2} \quad ( 4 )$$

$$Pr_{gas} = Y_{CO_2} * Pr_{CO_2} + Y_{H_2O} * Pr_{H_2O} + Y_{N_2} * Pr_{N_2} + Y_{O_2} * Pr_{O_2} \quad ( 5 )$$

**4.1.3 Intercambiables de calor.** Los intercambiadores de calor son dispositivos que favorecen el intercambio de calor entre dos fluidos que se hallan a diferentes temperaturas, además de evitar que estos fluidos se mezclen entre sí.<sup>17</sup> Según la trayectoria de los fluidos, los intercambiadores de calor se pueden clasificar así:

El intercambiador de calor de flujo paralelo: Los fluidos interno y externo fluyen en la misma dirección. Es decir, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa

---

<sup>17</sup> ÇENGEL, Yunus A., y Afshin J. Ghajar. *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4a. edición). México D.F.: McGraw Hill. P.609.

El intercambiador de calor de flujo contracorriente: Se presenta un contraflujo entre los fluidos interno y externo, estos fluidos entran al intercambiador por diferentes extremos.

El intercambiador de calor de flujo cruzado: es un dispositivo en el cual los fluidos fluyen de manera perpendicular, es decir, que uno de los fluidos fluye por un banco de tubos y el otro fluye alrededor del banco de tubos, formando un ángulo de 90° entre ellos, estos intercambiadores de calor normalmente son usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase<sup>18</sup>.

4.1.3.1 Análisis intercambiadores de calor. En el análisis local, un balance de energía estipula que la transferencia de calor a partir de una corriente caliente es igual a la transferencia de calor de la corriente fría, y que la transferencia de calor es dirigida por el diferencial de temperatura local entre las corrientes calientes y fría.

$$\Delta Q = (\dot{m}C_p)_c [T_c(x + \Delta x) - T_c(x)] \quad ( 6 )$$

$$\Delta Q = (\dot{m}C_p)_h [T_h(x + \Delta x) - T_h(x)] \quad ( 7 )$$

Donde:

$Q$  = Tasa de transferencia de calor.

$\dot{m}$  = Tasa de flujo masico de la corriente de fluido caliente o fría.

$C_p$  = Calor especifico.

$T$  = Temperatura del fluido.

$\Delta A$  = Área de la diferencial de la transferencia de calor.

En el análisis global, la razón de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\Delta Q = U * A_S * \Delta T_m \quad ( 8 )$$

---

<sup>18</sup> Ibid., p 610.

Donde:

$A_S$  = Área superficial.

$U$  = Coeficiente total de transferencia de calor.

$\Delta T_m$  = Promedio de temperatura entre los dos fluidos.

En este punto, se puede calcular el área superficial  $A_S$  del intercambiador de calor. Normalmente, la diferencia de temperatura ( $T$ ) y el coeficiente total de transferencia de calor ( $U$ ), entre los fluidos caliente y frío pueden cambiar en los diferentes  $\Delta x$  del intercambiador.

La ecuación es escrita asumiendo que,  $U$  es una función de las resistencias convectiva y conductiva, y la razón de área externa a interna. La razón de área es virtualmente constante (los tubos son iguales) y las resistencias pueden ser asumidas para ser constantes en su mayor parte de flujo.

$$U_{intercambiador} = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{aire} * r_i} + \frac{r_e}{k} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{h_{gas}}} \quad ( 9 )$$

Donde:

$h_{gas}$  = coeficiente de transferencia de calor por convección del gas.

$h_{aire}$  = coeficiente de transferencia de calor por convección del aire.

$K_{tubo}$  = Resistencia térmica del tubo.

$r_e$  = Radio externo de los tubos.

$r_i$  = Radio interno de los tubos.

#### 4.1.3.2. Diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD)

$$\Delta Q = U * A_S * LMTD \quad ( 10 )$$

Las ecuaciones anteriores describen la total transferencia de calor a través del intercambiador de calor en términos de las temperaturas de entrada y de salida y el  $UA$  total del intercambiador de calor. La ecuación es a menudo reescrita en

términos de una diferencia logarítmica de temperaturas, algunas veces conocidos como la verdadera diferencia de temperatura media.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad ( 11 )$$

La diferencia de temperatura media logarítmica, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso, Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo.

En este caso,  $(T_{h,i} - T_{c,o})$  representa la diferencia de temperaturas de los fluidos caliente a la entrada y frío a la salida,  $(T_{h,o} - T_{c,i})$  representa la diferencia de temperaturas de los fluidos caliente a la salida y frío a la entrada.

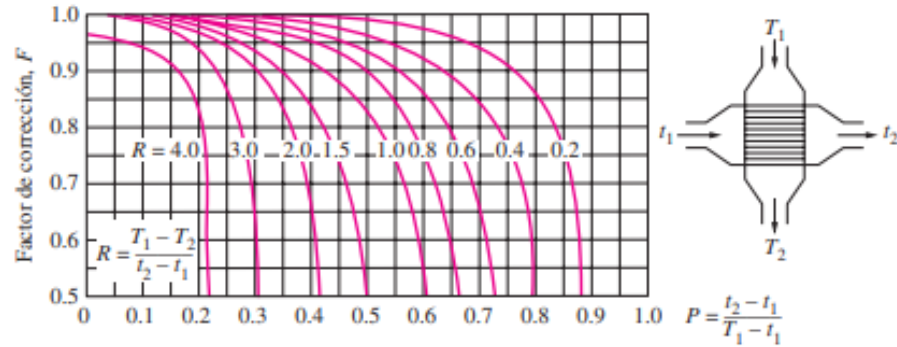
En general, la diferencia de temperatura media para otras configuraciones es analizada usando un factor de corrección, F, este factor de corrección, únicamente depende de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente – frío, y de la configuración geométrica del intercambiador<sup>19</sup>.

4.1.3.3 Banco de tubos. Arreglo en línea: La geometría básica para un banco de tubos de flujo cruzado de un solo paso con un arreglo de tubos en línea es mostrada en la Figura 6. Las dimensiones titulares (placa del banco) para este banco de tubo están considerado como L2 x L3. De esta forma la longitud central para el flujo normal al banco de tubos es L2 y la dimensión de no flujo es L3. Así las características geométricas para ser derivadas son para un arreglo de tubo infinito.

---

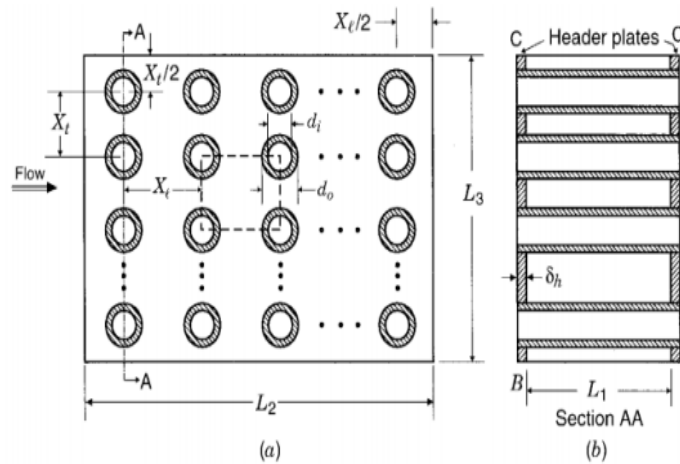
<sup>19</sup> Ibid., p 618.

**Figura 5.** Factor de corrección para fluidos: uno mezclado y el otro no mezclado.



**Fuente:** ÇENGEL, Yunus A., y Afshin J. Ghajar. [En línea]. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones (4a. edición). México D.F.: McGraw Hill. P. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://pavisva.files.wordpress.com/2016/01/transferencia-de-calor-y-masa-yunus-cengel.pdf>

**Figura 6.** Intercambiador tubular de un solo paso, arreglo de tubos en línea.



**Fuente:** ÇENGEL, Yunus A., y Afshin J. Ghajar. [En línea]. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones (4a. edición). México D.F.: McGraw Hill. P. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://pavisva.files.wordpress.com/2016/01/transferencia-de-calor-y-masa-yunus-cengel.pdf>

## 4.2 SISTEMA DE VENTILACIÓN.

En el sistema de ventilación tendrá dos partes a cumplir, como se va a mantener la combustión en la hornilla del calefactor y un subsistema en el cual tenemos un ventilador centrífugo encargado de la extracción del aire caliente del equipo.

### 4.2.1 Tipos de ventiladores.

**Ventiladores axiales:** Se caracteriza por que el flujo de aire a través del rotor conserva la dirección del eje. Normalmente son usados en espacios abiertos y para mover grandes cantidades de aire. La principal aplicación de los ventiladores axiales son inyectores de aire o extractores<sup>20</sup>.

**Ventiladores centrífugos:** Se caracteriza por que el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados (90°). Estos ventiladores trabajan con presiones más elevadas que los ventiladores axiales, alcanzan presiones de 1300 (mmcda) y normalmente son usados en los sistemas de ventilación localizada<sup>21</sup>.

### 4.2.2 Tipos de alabes.

**Álabes curvados hacia atrás:** Estos alabes tienen un rendimiento que va del (69%– 84%). El ángulo del alabe es menor de 90° ( $\beta_2 < 90^\circ$ ).<sup>22</sup>

**Álabes radiales rectos:** Estos alabes tienen un rendimiento que va del (68%– 79%). Normalmente son usados en ambientes de temperaturas elevadas y presiones moderadas. El ángulo de alabe es ( $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ )<sup>23</sup>

**Álabes curvados hacia adelante:** Estos alabes tienen un rendimiento muy bajo, entre (34 – 64%)<sup>24</sup>. El ángulo del alabe es mayor de 90° ( $\beta_2 > 90^\circ$ ).

Los ventiladores que pertenecen a la misma serie tienen la misma curva característica. Para unas condiciones dadas de diámetro ( $D$ ) y de presión ( $\Delta h$ ),

---

<sup>20</sup> ZÚÑIGA MORENO, Pablo. Recomendaciones básicas para la selección de ventiladores. 2016. p. 4

<sup>21</sup> ZÚÑIGA MORENO, Pablo. Recomendaciones básicas para la selección de ventiladores. 2016. p. 5.

<sup>22</sup> SOLER & PALAU. Catálogo de ventilación. 2 ed. Lima. Perú. 2012. p.2

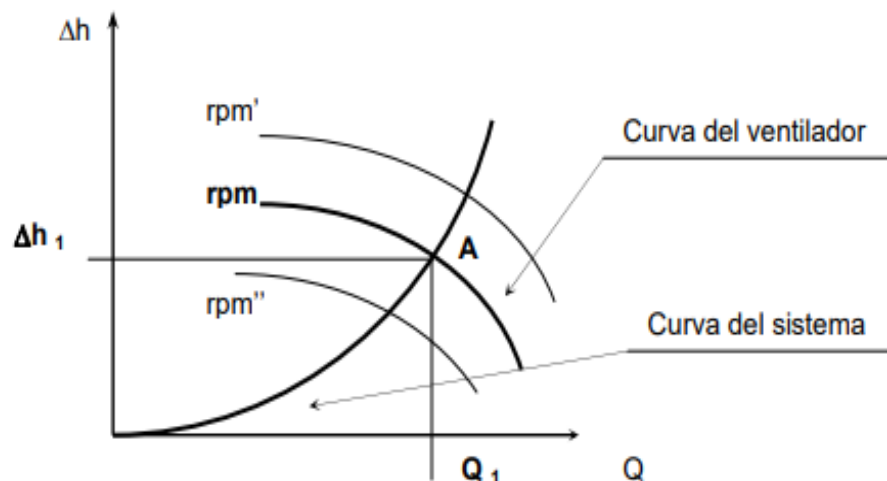
<sup>23</sup> Ibid., p.3.

<sup>24</sup> Ibid., p.3.

siendo esta, una presión estática o total, se representa en un gráfico de curvas en función de caudal ( $Q$ ). Estas curvas se les conoce como ( $h - Q$ ) y a cada una le corresponde a su vez un número de revoluciones por minuto del rotor, ( $RPM$ ).

De las diferentes curvas probables, solo una intercepta en el punto de funcionamiento de la curva característica del sistema. Por consiguiente, un ventilador con una condición de diámetro ( $D$ ), solo podrá funcionar a unas determinadas ( $RPM$ ) tal que esta curva pase por el punto de funcionamiento que requiere el sistema.

**Figura 7.** Curvas características ventilador

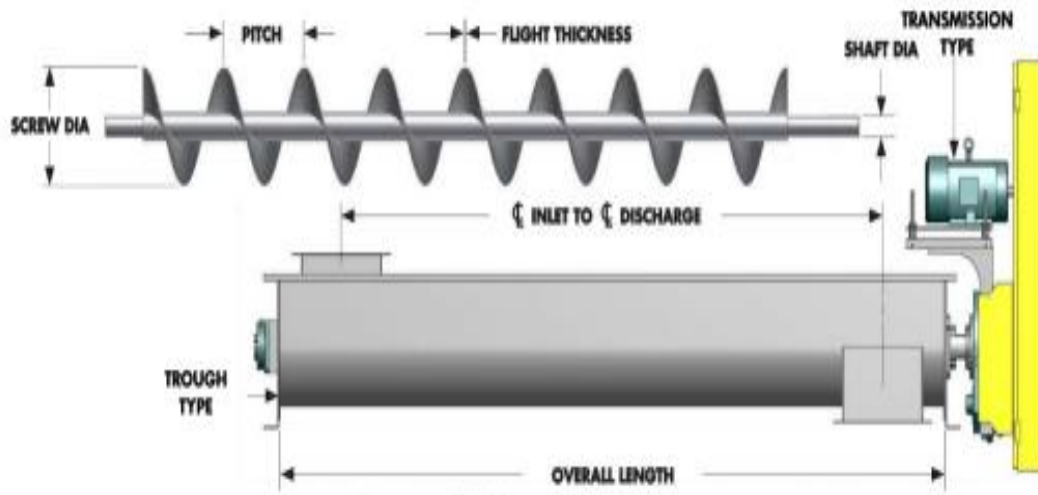


**Fuente:** Soler & Palau. [En línea]. Catálogo de ventilación. Lima. PERU. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <http://fricaval89.com/descargas/pdf/ventiladores-industriales/S&P/S&P-soler-Palau-catalogo-extractores-ventiladores-industriales.pdf>

#### 4.3 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

En este subsistema se explicará el modelo para la obtención y distribución de la biomasa (cascarilla de palma) hacia el sistema de calefacción.

**Figura 8.** Característica del transportador



**Fuente:** Cifuentes Castro. [en línea]. Diseño del sistema de alimentación y transporte de material sólido. Bogotá .2017. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://www.semanticscholar.org/paper/Dise%C3%B1o-del-sistema-de-alimentaci%C3%B3n-y-transporte-de-Castro-Alberto/>

**4.3.1 Transportadores: tornillo sin fin.**

En el cálculo de los tornillos de transporte de material, se siguen los siguientes pasos, con el fin de obtener los parámetros necesarios para su diseño, estos son dimensionales y de potencia, según lo describe el manual de diseño de transportadores de tornillos sin fin MARTIN.

- Detallar las características del material que va a ser transportado, entre estos, la forma, el tamaño, la densidad, fluidez y temperatura de operación.
- Puntualizar las características del transportador, si es un transportador cerrado o abierto, el paso, el tipo de transmisión y su longitud de transporte.
- Partiendo del flujo que se requiere  $Q$ , Calcular la capacidad equivalente del transportador, con la ecuación número 12.

$$C = Q * CF_1 * CF_2 * CF_3 \left[ \frac{Ft^3}{h} \right] \quad ( 12 )$$

En donde los valores de  $CF1$ ,  $CF2$ ,  $CF3$  se determinan en las Tablas (1-3, 1-4, 1-5) del manual de diseño de Martin en la página 17.

El porcentaje de carga se hallan con la Tabla (1-6) de materiales de del manual de diseño de Martin en la página 18.

- Calcular la velocidad angular de rotación del tornillo:

$$N = \frac{C}{\text{Capacidad en } \frac{ft^3}{h} \text{ a } 1 \text{ RPM}} [RPM] \quad ( 13 )$$

- Se calculan las potencias  $HP_f$  que es la potencia requerida para vencer la fricción al interior del tornillo,  $HP_h$  que es la potencia requerida para transportar el material horizontalmente. La potencia total del tornillo  $HP_t$ , depende de estas dos potencias como se observa en la ecuación número 17.

$$HP_f = \frac{LNF_d F_b * 746}{1000000} [W] \quad ( 14 )$$

$$HP_h = \frac{CL\rho F_m F_f F_p * 746}{1000000} [W] \quad ( 15 )$$

$$HP_v = \frac{C\rho h * 746}{33000 * 60} [W] \quad ( 16 )$$

El valor de los factores  $F_d$ ,  $F_b$ ,  $F_f$  y  $F_p$  se determinan en las tablas (1-12, 1-13, 1-14, 1-15) respectivamente del catálogo de Martin páginas 23 y 24. El factor  $F_m$  que es el factor del material se encuentra en la tabla (1-2) en la página 7.

Por tanto, la potencia total del tornillo  $HP_t$  es:

$$HP_t = \frac{(HP_f + HP_h + HP_v) F_o}{e} [W] \quad ( 17 )$$

- Determinar el tamaño recomendado de los componentes según el tipo de trabajo (ligero, normal o pesado).

- Comprobar deflexión del tornillo:

$$D_t = \frac{W_{\text{tornillo}} L^3}{48 EI} \text{ [mm]} \quad ( 18 )$$

El valor del momento de inercia I se puede determinar según las Tablas (1-20, 1-21) del catálogo de Martin páginas 29 y 30. El Peso Total del Helicoidal en libras W en las páginas 80 y 81.

- Calcular la elongación del tornillo causado por la temperatura del material a transportar.

$$\Delta L = L (T_1 - T_2) * \alpha \text{ [mm]} \quad ( 19 )$$

**4.3.2 Sistema de almacenamiento tolva.** Se debe tener en cuenta:

4.3.2.1 Diseño estructural de los silos. Se clasifican en las siguientes categorías:

- Clase 1: Son silos con capacidades menores a 100 toneladas. Su diseño es robusta y simple. En general, tienen resistencias elevadas.
- Clase 2: Son silos con capacidad media, es decir de 100 toneladas a 1000 toneladas. Se diseñan con cálculos manuales sencillos. Estos garantizan que las presiones y los flujos de cargas, sean resultados confiables.
- Clase 3: Son silos grandes con capacidad superior a 1000 toneladas. Son diseños más especializados, previenen problemas debidos a la incertidumbre de las presiones y la distribución de cargas. Estos diseños normalmente están soportados por análisis de elementos finitos.
- Clase 4: Son silos con salida de descarga excéntrica, la excentricidad de la salida debe ser mayor a  $\frac{1}{4}$  del diámetro del silo.

Para el diseño de los silos, se debe seguir el siguiente paso a paso.

- Establecer las características del flujo del material.
- Establecer la geometría del silo con el fin de que posea la capacidad necesaria. Con características adecuadas para obtener un excelente

patrón de flujo y una descarga segura, normalmente se usan alimentadores mecánicos especiales.

- Estimar las cargas que actúan sobre el silo, teniendo en cuenta las cargas causadas por el material almacenado, por el viento y por instalaciones complementarias.
- Diseño y cálculo de la estructura.

4.3.2.2 Diseño patas del silo. Los soportes de una tolva se pueden considerar como elementos tipo columna de carga axial centrada, donde normalmente fallan por el efecto de pandeo causados por las cargas de compresión que actúan en ella.

El primer paso por realizar es definir la razón de esbeltez, este valor debe ser inferior a 10 para considerarse una columna corta, si este valor da mayor se considera como una columna larga.

$$Sr = \frac{l}{k} \quad ( 20 )$$

En donde,

$l$ : Es la longitud del elemento.

$k$ : Es el radio de giro.

En el caso de perfiles normalizados, los valores de radio de giro se encontrarán en las tablas de propiedades mecánicas, no obstante, la ecuación para calcularlo sería la siguiente:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad ( 21 )$$

#### 4.4 SISTEMA DE CONTROL

La señal de salida en un controlador ON/OFF también conocido como control todo o nada, solo puede conmutar entre dos estados definidos estos controladores carecen de la capacidad de mantener un valor exacto de la variable controlada, ya que son incapaces de generar valores intermedios entre

los estados definidos, esto afecta el comportamiento de la variable controlada haciéndola de carácter oscilatorio; estos sistemas son de fácil construcción y es por ello que son ampliamente utilizados para el control de temperatura. Una buena opción es el termostato digital.

## 5. DISEÑO METODOLÓGICO

### 5.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO A IMPLEMENTAR.

La cascarilla se almacena en una tolva, la cual se encarga de alimentar el tornillo sin fin, para que la cascarilla llegue a la hornilla del equipo y pueda ser quemada en su totalidad, generando la combustión necesaria para lograr la temperatura de trabajo ideal. El aire a temperatura ambiente entra a su vez por un lado del banco de tubos, el cual se calentará al cruzar los tubos y será absorbido por un ventilador que se encargará de inyectar el aire caliente al galpón por medio de los ductos ya instalados dentro de este.

### 5.2 PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS

**5.2.1 Sistema de ventilación.** Con dos alternativas para el sistema de ventilación.

- Alternativa 1: Ventilador axial.

Ventilador tipo axial impulsado por eje, chumaceras y motor con transmisión de poleas y correas, mayor tamaño, salida de aire más grande, proporcionando un mayor caudal de aire. Este ventilador será en acero inoxidable, con un motor de 3600 rpm.

- Alternativa 2. Ventilador centrifugo.

Ventilador tipo centrifugo, con aspas y rotor metálico, de menor tamaño y fácil mantenimiento, proporcionando una alta presión en el aire de extracción del equipo y posterior inyección al galpón. Este ventilador será en acero inoxidable, con un motor 1800 rpm.

**5.2.2 Sistema de alimentación.** Con dos alternativas para el sistema de alimentación.

- Alternativa 1. Tornillo horizontal.

Sistema de alimentación por tornillo sin fin horizontal de hélice continua, paso igual al diámetro, generando un menor consumo de energía por parte del motor

y un menor tamaño del sistema. Fabricado en acero y el sistema de potencia con un motorreductor.

- Alternativa 2. Tornillo diagonal.

Alimentación por tonillo sin fin en posición diagonal, motor en la parte superior que sube la cascarilla y alimenta la hornilla con ayuda de la gravedad. Fabricado en acero y el sistema de potencia con un motorreductor.

### 5.2.3 Sistema térmico. Con dos alternativas para el sistema térmico.

- Alternativa 1. Intercambiador de calor de fujo cruzado.

Un sistema de haz de tubos en acero ASTM A516 Grado 70, que permite el paso del aire del ambiente (fluido frio), impulsado por un ventilador a la salida del galpón. Por otro lado, los gases producto de la combustión de la biomasa (fluido caliente) sale de la cámara de combustión, entrando al cuerpo del calentador llevando a la temperatura requerida el aire, los fluidos se cruzan perpendicularmente.

- Alternativa 2. intercambiador de calor tubulares.

Un sistema de haz de tubos ASTM A516 Grado 70, en el cual fluye aire del ambiente, dentro de una carcasa tubular, en el cual fluyen los gases producto de la combustión de la biomasa. La cámara de combustión se encuentra en la parte lateral de la carcasa tubular.

## 5.3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

### 5.3.1 Sistema de ventilación.

**Tabla 1.** Alternativas de ventilación según los criterios.

CRITERIO	%	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
DIMENSIONES	28	3	0,84	10	2,8
CAPACIDAD	26	3	0,78	10	2,6
PRECIO	24	3	2,4	3	0,72
AUTOMATIZACION	22	10	2,2	3	0,66
<b>TOTAL</b>	100	19	6,22	26	<b>6,78</b>

### 5.3.2 Sistema de alimentación.

**Tabla 2.** Alternativas de alimentación según los criterios.

CRITERIO	%	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
DIMENSIONES	27	3	0,81	10	2,7
MANTENIBILIDAD	25	3	0,75	10	2,5
CAPACIDAD	24	3	0,72	3	0,72
AUTOMATIZACION	24	10	2,4	3	0,72
<b>TOTAL</b>	100	19	4,68	26	6,64

### 5.3.3 Sistema térmico.

**Tabla 3.** Alternativas térmicas según los criterios.

CRITERIO	%	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
DIMENSIONES	30	9	2.7	8	2.4
MANTENIBILIDAD	30	8	2.4	6	1.8
PRECIO	30	7	2.1	5	1.5
AUTOMATIZACION	10	5	0.5	5	0.5
<b>TOTAL</b>	100	29	7.7	24	6.2

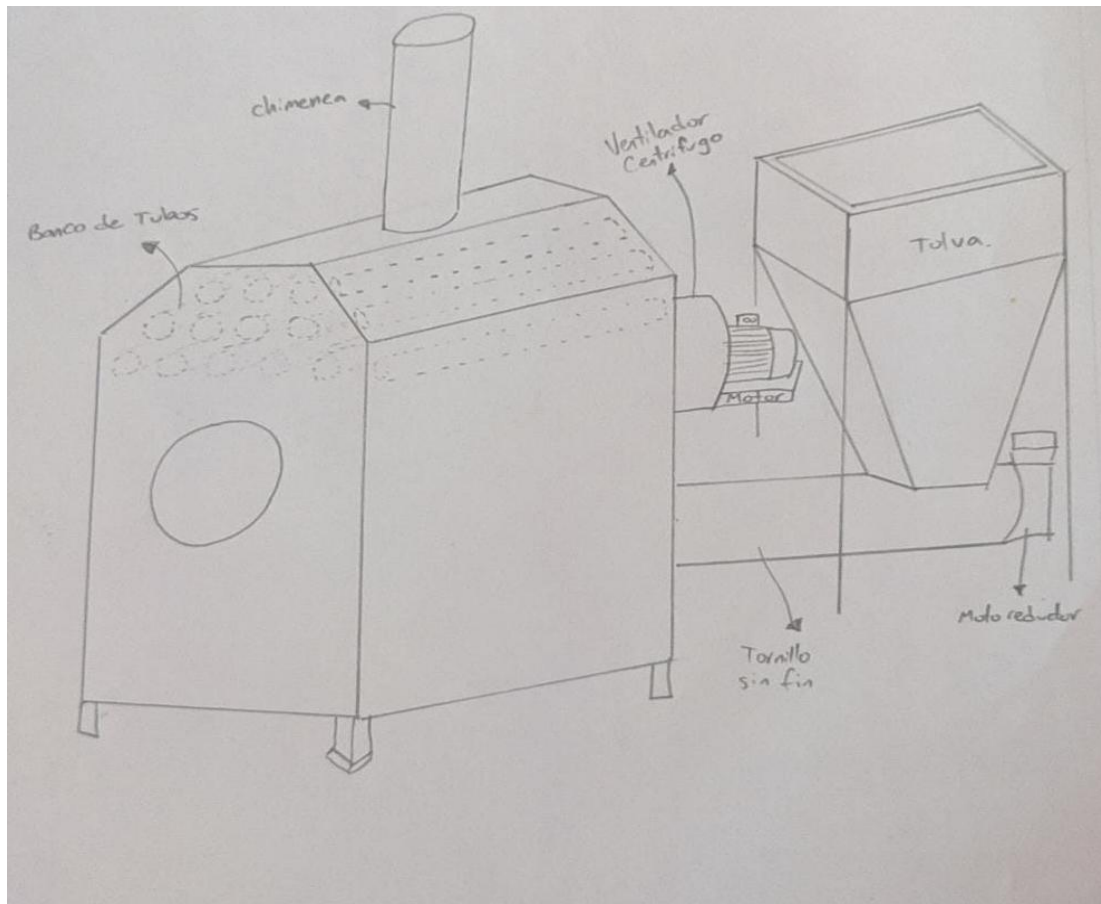
## 5.4 ALTERNATIVAS DE DISEÑO COMPLETO DEL CALEFACTOR

**5.4.1 Alternativa 1.** Especificación: Se planteó esta alternativa pensando en la forma más óptima de reducir los materiales y el tamaño del equipo y a su vez lograr un óptimo desempeño, por lo cual se plantea un sistema de calefacción, el cual es alimentado a través de una tolva que contiene la cascarilla y un sensor encargado de detener el equipo y generar una alarma cuando está se encuentre sin cascarilla, la tolva se encarga de entregar cascarilla de palma al equipo por medio de un tornillo sin fin alimentado por un motorreductor.

Esta cascarilla se deposita en el interior del equipo en donde se da la combustión necesaria para calentar el banco de tubos controlado por un sensor de temperatura que se encargara de activar o desactivar la alimentación logrando siempre calentar el banco de tubos por encima de la temperatura establecida, el aire que atraviesa el banco de tubos será inyectado al galpón por medio de un sistema de ventilación, el cual consta de un ventilador centrifugo, que aumenta

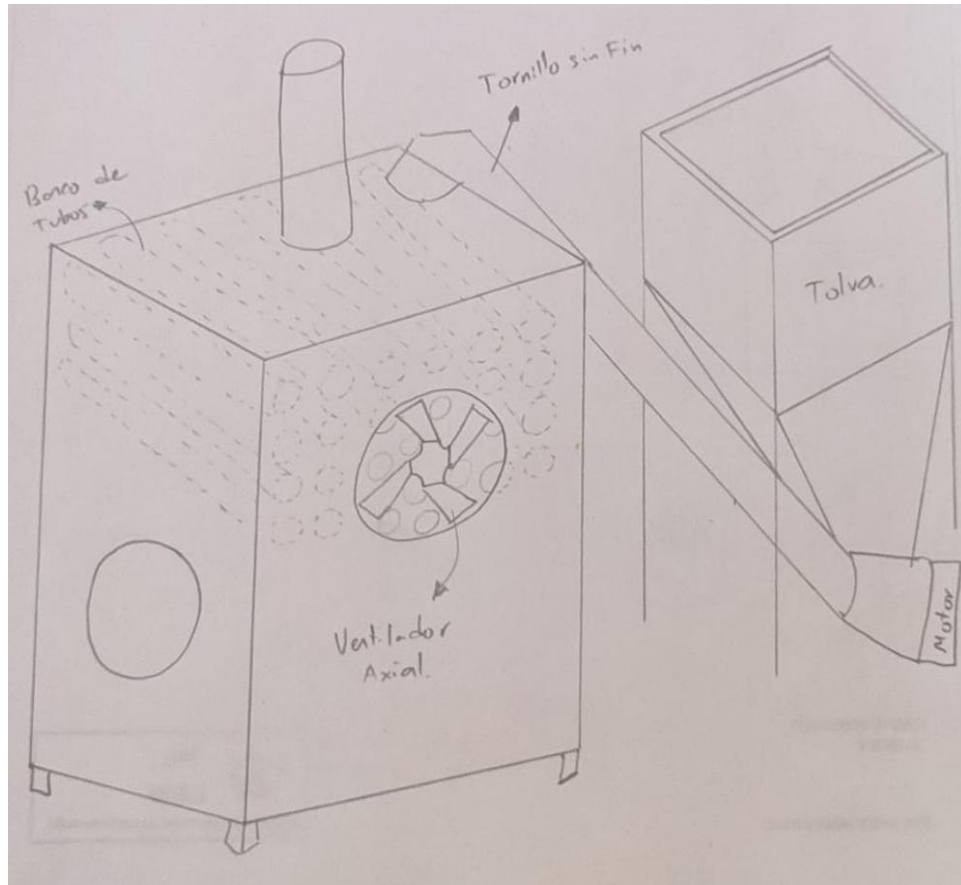
la presión del aire caliente y logra repartirlo por medio de los ductos instalados dentro del galpón.

**Figura 9.** Alternativa completa 1.



**5.4.2 Alternativa 2.** Especificación: En esta alternativa se mantiene la tolva con su sensor de capacidad que detiene el equipo cuando está se desocupa, pero se modifica el tamaño del equipo debido a que el tornillo sin fin de alimentación estará inclinado e introducirá la biomasa desde la parte alta del horno logrando por gravedad caer justo en la hornilla ubicada en la mitad del calefactor para así calentar todo el banco de tubos, y lograr por medio del sistema de ventilación que consta de un ventilador axial alimentado por un eje y un motor con transmisión por correas, introducir la mayor cantidad de aire caliente al galpón a través de la tubería conectada al ventilador axial.

**Figura 10.** Alternativa completa 2.

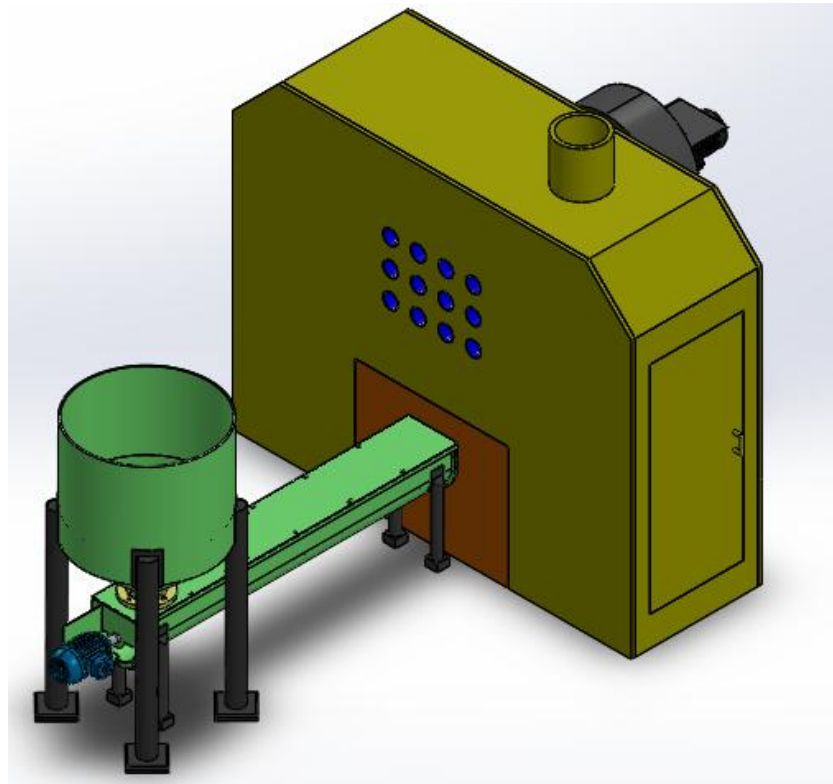


### **5.5 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DE DISEÑO COMPLETO.**

Por criterios de diseño y requerimientos del cliente, se pretende buscar un equipo que satisfaga la necesidad calorífica de las aves, aumentando la relación beneficio costo en comparación con los métodos actuales. Teniendo en cuenta las alternativas planteadas, la alternativa escogida fue la ALTERNATIVA 1 debido a que el rendimiento que ofrece el ventilador centrífugo es mayor, pues este aumenta la presión del aire caliente logrando así su total repartición en el galpón y el tornillo sin fin horizontal genera que el tamaño general del equipo sea menor y por ende su costo de fabricación sea menor.

## 6. DISEÑO EN DETALLE

**Figura 11.** Sistema de calefacción.



### 6.1. SISTEMA TÉRMICO.

**6.1.1 Proceso de combustión.** En el proceso de combustión se busca una combustión completa de la cascarilla de palma, esta depende de:

- El aire de oxidación debe ser suministrado en exceso (más que el estequiométrico).
- El proceso entero de combustión requiere una temperatura suficientemente alta.

6.1.1.1 Estequiometria. El quemador de la caldera es de tipo parrilla fija y utiliza cascarilla de palma como combustible, para la estequiometria, la composición química de la cascarilla de palma obtenida del estudio de la Universidad internacional SEK del año 2020, con una muestra de 1kg.

**Tabla 4.** Composición química cascarilla.

Composición química de la cascarilla de palma (COMBUSTIBLE)		
Elemento	Porcentaje	número de moles
C	53%	44,126
H	5%	24,80
O	41%	12,81
N	1%	0,710

Se obtienen el número de moles de los compuestos con la ecuación número 22:

$$n_{\text{elemento}} = \frac{m_{\text{elemento}}}{PM_{\text{elemento}}} = \frac{\text{masa en porcentaje}}{\text{Peso molecular}} \quad ( 22 )$$

$$n_C = \frac{m_C}{PM_C} = \frac{53\% (1000g)}{12.011 \left( \frac{g}{mol} \right)} = 44,126(\text{moles})$$

$$n_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{PM_{H_2}} = \frac{5\% (1000g)}{1.00784 * 2 \left( \frac{g}{mol} \right)} = 24,80(\text{moles})$$

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{PM_{O_2}} = \frac{41\% (1000g)}{15.999 * 2 \left( \frac{g}{mol} \right)} = 12,81(\text{moles})$$

$$n_N = \frac{m_N}{PM_N} = \frac{1\% (1000g)}{14.0067 \left( \frac{g}{mol} \right)} = 0,71(\text{moles})$$

Reemplazando el número de moles de los reactivos llegamos a la siguiente ecuación estequiométrica:

$$44,126 * C + 24,80 * H_2 + 12,81 * O_2 + 0,71 * N + \varepsilon [O_2 + 3.77 * N_2] \quad ( 23 )$$

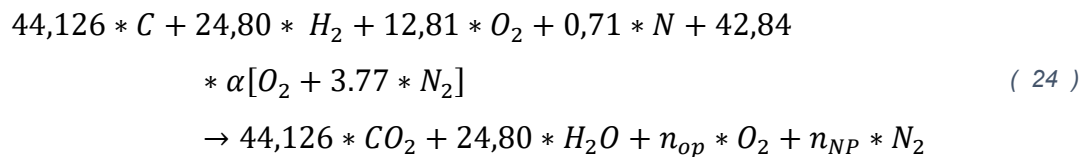
$$\rightarrow 44,21 * CO_2 + 23,32 * H_2O + n_{NP} * N_2 + n_{op} * O_2$$

Con la ecuación estequiométrica número 23, se halla el aire teórico  $\varepsilon$  necesario para la combustión.

$$\varepsilon = 42,84$$

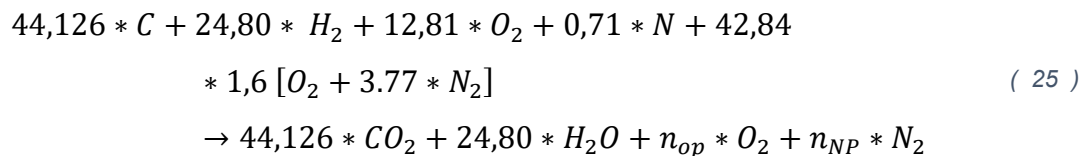
Ahora, en la siguiente ecuación que representa un proceso de combustión completa, ya que en los residuos no hay metano, CO o H<sub>2</sub>. Para garantizar esto, se escoge un exceso de aire  $\alpha$  que garantice que el combustible se queme en su totalidad.

Teniendo en cuenta que  $\varepsilon$  es el coeficiente estequiométrico del aire,  $\alpha$  es el porcentaje de exceso de aire en el proceso de la combustión.



Se hace el balance de la ecuación número 24, dando como resultado un porcentaje de exceso de aire del 60%

$$\alpha = 60\% \text{ exceso}$$

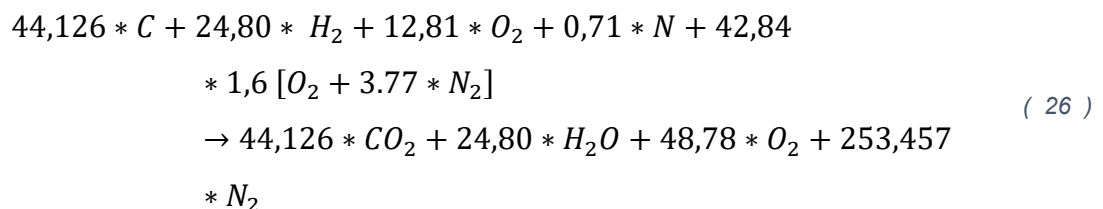


Con el balance de la ecuación número 25, se hallan las moles de los productos de oxígeno y nitrógeno.

$$n_{OP} = 48,78 \text{ moles}$$

$$n_{NP} = 253,4571 \text{ moles}$$

La ecuación balanceada, resulta:



Con esto, se halla el número de moles totales:

$$n_{Totales} = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} = 369,8 \text{ moles}$$

6.1.1.2 Balance de masa. Con un balance de masa, tenemos:

$$\dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{combustible}} - \text{cenizas} = \dot{m}_{\text{gases}} \quad ( 27 )$$

la relación estequiométrica de aire/combustible para la combustión de la cascarilla de palma se da, mediante la siguiente expresión:

$$\left(\frac{A}{C}\right) = \frac{\varepsilon * \alpha * \dot{m}_{\text{aire}} * PM_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{biomasa}}} \quad ( 28 )$$

Al aplicar la ecuación número 28, se tiene:

$$\left(\frac{A}{C}\right) = \frac{42,86 * 1.60 * 4,76(\text{moles}) * 28,97 \left(\frac{g}{\text{mol}}\right)}{1 \text{ kg biomasa}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 9.45 * \dot{m}_{\text{combustible}} \quad ( 29 )$$

Al aplicar la ecuación número 29, se halla el  $\dot{m}_{\text{aire}}$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 9.45 * 15 \left(\frac{kg}{h}\right) = 145.75 \left(\frac{kg}{h}\right)$$

El porcentaje de las cenizas va de 5% al 8% del  $\dot{m}_{\text{combustible}}$

$$m_{\text{cenizas}} = 5\% * \dot{m}_{\text{combustible}} \quad ( 30 )$$

Al aplicar la ecuación número 30, se halla el  $\dot{m}_{\text{cenizas}}$

$$\dot{m}_{\text{cenizas}} = 5\% * 15 \left(\frac{kg}{h}\right) = 0.75 \left(\frac{kg}{h}\right)$$

Entonces, al aplicar la ecuación número 27, se halla el  $\dot{m}_{\text{gases}}$

$$\dot{m}_{\text{gases}} = 145.75 \left(\frac{kg}{h}\right) + 15 \left(\frac{kg}{h}\right) - 0.75 \left(\frac{kg}{h}\right)$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} = 156 \left(\frac{kg}{h}\right)$$

6.1.1.3 Temperatura de llama adiabática. Esta se refiere a la temperatura máxima que llegan a tener los productos tras la combustión completa para determinar la cantidad de aire teórico.

En el proceso de obtención de la temperatura de la llama adiabática  $T_u$ , es necesario determinar la temperatura a la cual la sumatoria de entalpías de los reactivos es igual a la de los productos.

$$\Sigma H_R = \Sigma H_P \quad ( 31 )$$

6.1.1.4 Sumatoria de entalpía de reactivos. Para la sumatoria de entalpía de los reactivos, se tiene:

$$\Sigma H_R = \Delta H_f + hf_{O_2} + hf_{N_2} \quad ( 32 )$$

$$hf_{N_2} = 0$$

$$hf_{O_2} = 0$$

La sumatoria de entalpías de los reactivos es igual al poder calorífico inferior de la biomasa.

$$\Sigma H_R = \Delta H_f = 21100 \frac{KJ}{Kg}$$

- Sumatoria de entalpía de los productos:

Usando los valores obtenidos de la estequiometria y las entalpías de los productos para las condiciones ya especificadas, reemplazamos en la siguiente ecuación:

$$\Sigma H_p = \Delta hf_{CO_2} * \frac{m_{CO_2}}{1000} + \Delta hf_{H_2O} * \frac{m_{H_2O}}{1000} + \Delta hf_{N_2} * \frac{m_{N_2}}{1000} + \Delta hf_{O_2} * \frac{m_{O_2}}{1000} \quad ( 33 )$$

Donde, la masa de los productos está definida por:

$$m_x = N_x * M_x \quad ( 34 )$$

Donde:

$N_x$  = Numero de moles del producto.

$M_x$  = Masas molares.

Al aplicar la ecuación número 34, se halla:

$$m_{CO_2} = 1941,94 \text{ (kg)}$$

$$m_{H_2O} = 446,764 \text{ (kg)}$$

$$m_{O_2} = 1560 \text{ (kg)}$$

$$m_{N_2} = 7100 \text{ (kg)}$$

Con estos resultados, se aplica la ecuación número 33:

$$21100 = \Delta h_{f_{CO_2}} * 16,935 + \Delta h_{f_{H_2O}} * 0,7998 + \Delta h_{f_{O_2}} * 1,560 + \Delta h_{f_{N_2}} * 7,1$$

Donde,

$$\Delta h_{f_i} = \dot{h}_f + \Delta h_{@TU} - \Delta h_{@T_{amb}} \quad ( 35 )$$

$\dot{h}_f$  =Entalpía de formación.

$\Delta h_{@TU}$  = Entalpía de llama adiabática.

$\Delta h_{@T_{amb}}$  = Entalpía de referencia.

Asumiendo una temperatura de llama adiabática, se realiza un proceso iterativo hasta encontrar una temperatura a la que la sumatoria de las entalpías sea igual a la de los reactivos.

Tabla 5. Entalpías.

Propiedad	Entalpía (KJ/Kg)
$h_{CO_2amb}$	-8941
$h_{H_2Oamb}$	-13422
$h_{N_2amb}$	-0,1557
$h_{O_2amb}$	-0,1371
$h_{CO_2TU}$	-7041
$h_{H_2OTU}$	-9738
$h_{N_2TU}$	1837

$h_{O_2TU}$	1698
$h_{formacionCO_2}$	-203,2
$h_{formacionH_2O}$	-745

El programa EES arrojó que para estas condiciones específicas la temperatura de llama adiabática debe ser:

$$T_u = 1870 \text{ (K)} = 1596,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

6.1.1.5 Análisis cámara de combustión. Cálculo de pérdidas:

$$\dot{Q}_{perdida} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{TOTAL}} \quad (36)$$

Donde  $R_{TOTAL}$  es la resistencia térmica total.

$$\begin{aligned} R_{TOTAL} &= R_{conv1} + R_{capa1} + R_{capa2} + R_{conv2} \\ &= \frac{1}{h_1 * A} + \frac{L_1}{K_1 * A} + \frac{L_2}{K_2 * A} + \frac{1}{h_2 * A} \end{aligned} \quad (37)$$

Se tiene una red de resistencias térmicas para la transferencia de calor en las paredes de la cámara de combustión. La cámara de combustión tiene unas dimensiones de (1m) de ancho, (0,8m) de alto y (0,8m) de largo. La superficie externa de la cámara de combustión no debe exceder los 45°C para evitar lesión en los operarios.

Teniendo los datos del aislante térmico lana afelpada  $K_{aislante} = 0,036 \frac{W}{m^\circ C}$  y del acero ASTM A516 grado 70  $K_{acero} = 52 \frac{W}{m^\circ C}$

Se analiza la pérdida de calor en cada una de las paredes de la cámara de combustión:

- Pared 1:

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_1 * A} = \frac{1}{4,09 \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * 0,8(m^2)} = 0,3056 \left( \frac{^\circ C}{W} \right)$$

$$R_{capa1} = \frac{L_1}{K_1 * A} = \frac{0,0127 (m)}{0,036 \left(\frac{W}{m * ^\circ C}\right) * 0,8(m^2)} = 0,441 \left(\frac{^\circ C}{W}\right)$$

$$R_{capa2} = \frac{L_2}{K_2 * A} = \frac{0,026 (m)}{52 \left(\frac{W}{m * ^\circ C}\right) * 0,8(m^2)} = 0,000649 \left(\frac{^\circ C}{W}\right)$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_2 * A} = \frac{1}{25,7 \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C}\right) * 0,8(m^2)} = 0,04864 \left(\frac{^\circ C}{W}\right)$$

$$\begin{aligned} R_{TOTAL} &= 0,3056 \left(\frac{^\circ C}{W}\right) + 0,441 \left(\frac{^\circ C}{W}\right) + 0,000649 \left(\frac{^\circ C}{W}\right) + 0,04864 \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \\ &= 0,7959 \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \end{aligned}$$

Donde:

$h_1$  y  $h_2$  : Coeficiente de transferencia de calor por convección. Calculando  $h_2$  .

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L^3}{\mu^2} * Pr \quad (38)$$

Donde,  $Ra$ : Número de Rayleigh,  $g$ : Gravedad,  $\beta: \frac{1}{T_f}$ ,  $Pr$ : Prandtl,  $L$ : Longitud de la placa,  $\mu$ : Viscosidad.

$$Ra = \frac{(9,81 \frac{m}{s^2}) * (1,60 * 10^{-3} \frac{1}{K}) * (318,15 - 303,15)K * (0,8m)^3}{(5,068 * 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} * (0,7605)$$

$$Ra = 3,824 * 10^9$$

$$Nu = 0,59 * Ra^{\frac{1}{4}} = 0,59 * (3,824 * 10^9)^{\frac{1}{4}} = 239,35 \quad (39)$$

$$h_2 = \frac{K}{L} * Nu$$

$$h_2 = \frac{(0,08612 \frac{W}{m * k})}{(0,8 m)} * 239,35 = 25,7 \left(\frac{W}{m^2 * k}\right) \quad (40)$$

Se hace el mismo procedimiento para hallar  $h_1$ . Se aplica la ecuación 36:

$$\dot{Q}_{perdida} = \frac{1596,5(^{\circ}\text{C}) - 30(^{\circ}\text{C})}{0,7959 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right)} = 1968 \text{ (W)}$$

Las pérdidas totales son:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = (2 * 1968)(\text{W}) + (2 * 1574)(\text{W}) = 7083(\text{W})$$

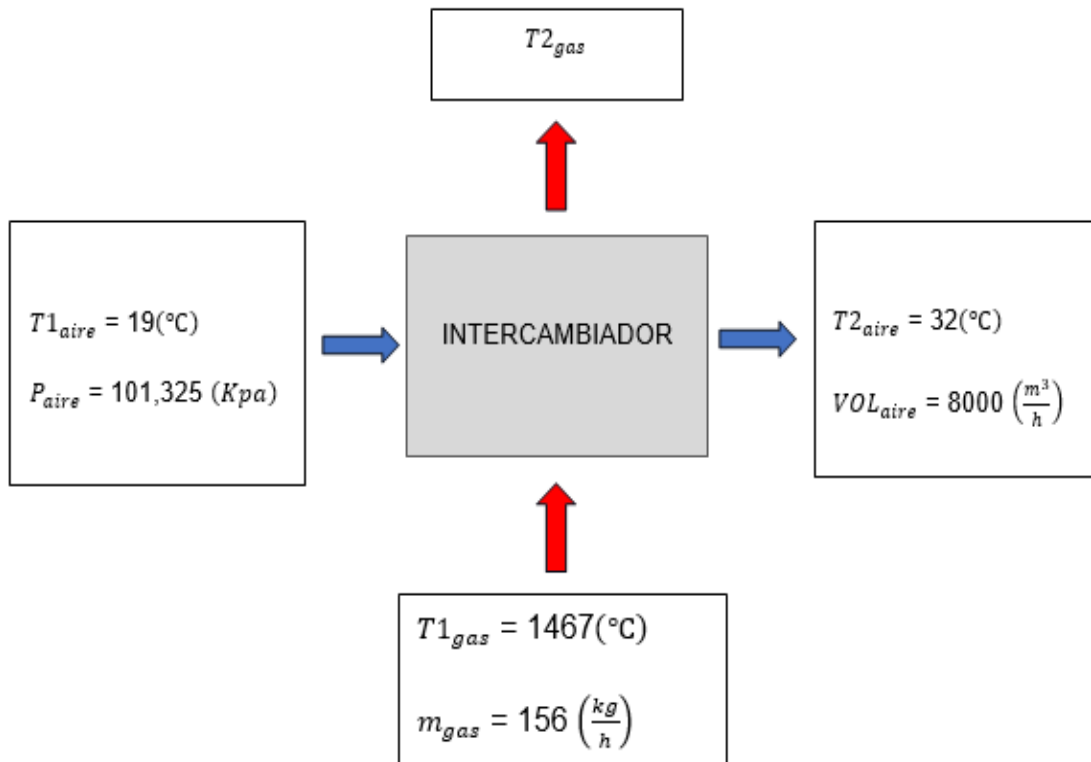
Conociendo estas pérdidas, se halla la temperatura de salida de los gases en la cámara de combustión:

$$T1_{gases} = 1740 \text{ K} = 1466,85 (^{\circ}\text{C})$$

### 6.1.2 Transferencia de calor.

Con los resultados de la combustión de la cascarilla, se obtuvieron los datos de los gases de combustión (Fluido caliente). Los datos del aire (Fluido frío) son los datos ambientales de Floridablanca, Santander.

**Figura 12.** Intercambiador flujo cruzado



6.1.2.1 Fluido frio: aire. Parámetros ambientales:

$$T1_{aire} = 19(^{\circ}\text{C})$$

$$P_{aire} = 101,325 \text{ (Kpa)}$$

Parámetros operacionales:

$$T2_{aire} = 32(^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{V}_{aire} = 8000 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

Con los datos de temperatura y presión de proceso para el aire podemos hallar las propiedades del aire:

$$T_{prom} = \frac{T1_{aire} + T2_{aire}}{2} \quad (41)$$

Al aplicar la ecuación numero 36:

$$T_{prom} = \frac{19 + 32}{2} = 25,5 (^{\circ}\text{C})$$

Con el programa EES, se obtiene las siguientes propiedades del aire a estas condiciones:

$$Cp_{aire} = 1,007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} * ^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho_{aire} = 1,182 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$K_{aire} = 0,02628 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^{\circ}\text{C}}$$

$$\mu_{aire} = 0,00001847 \frac{\text{Kg}}{\text{m} * \text{s}}$$

$$Pr_{aire} = 0,7077$$

Con las propiedades del aire anteriormente halladas, calculamos:

Reynolds:

$$Re_{aire} = \frac{v_{aire} \left(\frac{m}{s}\right) * \rho_{aire} \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * d_{interno}(m)}{\mu_{aire} \left(\frac{Kg}{m * s}\right)} \quad (42)$$

Velocidad del aire:

$$v_{aire} = \frac{\dot{V}_{aire} \left(\frac{m^3}{s}\right)}{\text{Área}_{Rodete}} \quad (43)$$

$$v_{aire} = \frac{2,22 \left(\frac{m^3}{s}\right)}{\frac{\pi}{4} (0,406)^2 (m^2)} = 17,1 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$Re_{aire} = \frac{17,1 \left(\frac{m}{s}\right) * 1,182 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,096(m)}{0,00001847 \left(\frac{Kg}{m * s}\right)} = 89207$$

Nusselt:

$$Nu_{aire} = 0,023 * Re_{aire}^{0.8} * Pr_{aire}^{0.4} \quad (44)$$

$$Nu_{aire} = 0,023 * (89207)^{0.8} * (0,7077)^{0.4} = 123,4$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{aire} = \frac{Nu_{aire} * K_{aire}}{d_{interno}} \quad (45)$$

$$h_{aire} = \frac{123,4 * 0,02628 \frac{W}{m * ^\circ C}}{0,096 (m)} = 33,78 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

6.1.2.2 Fluido caliente: gases de combustión. De los resultados obtenidos de la combustión tenemos:

$$T_{1gases} = 1467(^{\circ}C)$$

$$\dot{m}_{gases} = 156 \left(\frac{Kg}{h}\right)$$

$$P_{gases} = 101,325 \text{ (Kpa)}$$

Para obtener una propiedad termodinámica de los productos de combustión se multiplica la concentración de cada producto por el valor de la propiedad termodinámica de ese producto, con esto se obtiene la aportación de cada producto a la propiedad termodinámica de los gases de combustión. El valor de la propiedad termodinámica se obtiene sumando las aportaciones de cada producto.

Al aplicar la ecuación número 1, se halla:

$$Cp_{gas} = 1,385 \frac{KJ}{Kg * ^\circ C}$$

Al aplicar la ecuación número 2, se halla:

$$\rho_{gas} = 0,1808 \frac{Kg}{m^3}$$

Al aplicar la ecuación número 3, se halla:

$$K_{gas} = 0,1238 \frac{W}{m * ^\circ C}$$

Al aplicar la ecuación número 4, se halla:

$$\mu_{gas} = 0,00006779 \left( \frac{Kg}{m * s} \right)$$

Al aplicar la ecuación número 5, se halla:

$$Pr_{gas} = 0,7574$$

Con las propiedades de los gases anteriormente halladas, calculamos:

Velocidad media del gas:

$$v_{mgas} = \frac{156 \left( \frac{kg}{h} \right)}{0,8(m^2) * 0,1808 \left( \frac{kg}{m^3} \right)} = 1078,53 \left( \frac{m}{h} \right) \quad (46)$$

$$v_{mgas} = 0,3 \left( \frac{m}{s} \right)$$

Con las propiedades de los gases anteriormente halladas, calculamos:

Velocidad máxima:

$$v_{maxgas} = \frac{S_T}{S_T - d_{ext}} * v_{mgas} \quad (47)$$

$$v_{maxgas} = \frac{0,18}{0,18 - (0,1)} * 0,3 \left(\frac{m}{s}\right) = 0,675 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Reynolds:

$$Re_{gas} = \frac{v_{maxgas} \left(\frac{m}{s}\right) * \rho_{gas} \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * d_{ext}(m)}{\mu_{gas} \left(\frac{Kg}{m * s}\right)} \quad (48)$$

$$Re_{gas} = \frac{0,675 \left(\frac{m}{s}\right) * 0,1808 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,1 (m)}{0,00006779 \left(\frac{Kg}{m * s}\right)} = 1801$$

Nusselt:

$$Nu_{gas} = 0,52 * Re_{gas}^{0.63} * Pr_{gas}^{0.36} * \left(\frac{Pr_{gas}}{Pr_{sgas}}\right)^{0.25} \quad (49)$$

$$Nu_{gas} = 0,52 * 1801^{0.63} * 0,7574^{0.36} * \left(\frac{0,7574}{0,7012}\right)^{0.25}$$

$$Nu_{gas} = 28,02$$

coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{gas} = \frac{Nu_{gas} * K_{gas} \left(\frac{W}{m * ^\circ C}\right)}{D_{cilindro}(m)} \quad (50)$$

$$h_{gas} = \frac{28,02 * 0,1238 \left(\frac{W}{m * ^\circ C}\right)}{0,1(m)} = 34,6 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

6.1.2.3 Análisis del intercambiador de calor.  
 paredes del calefactor.

Pérdidas de calor en las

Teniendo en cuenta del cálculo de las pérdidas en el cuerpo del calefactor a través de las paredes se aplica la ecuación número 51.

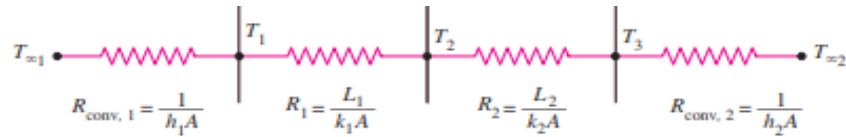
$$\dot{Q}_{perdida} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{TOTAL}} \quad (51)$$

Donde  $R_{TOTAL}$  es la resistencia térmica total, expresada como:

$$\begin{aligned} R_{TOTAL} &= R_{conv1} + R_{capa1} + R_{capa2} + R_{conv2} \\ &= \frac{1}{h_1 * A} + \frac{L_1}{K_1 * A} + \frac{L_2}{K_2 * A} + \frac{1}{h_2 * A} \end{aligned} \quad (52)$$

En la figura 13, se observa la red de resistencias térmicas para la transferencia de calor en las paredes del calefactor. La capa 1 es el aislante térmico y la capa 2 es el cuerpo del calefactor, teniendo en cuenta que la superficie externa del calefactor no debe exceder los 35°C para evitar lesión en los operarios.

**Figura 13.** Red de resistencias térmicas de las paredes del calefactor.



Teniendo los datos del aislante térmico lana afelpada  $K_{aistante} = 0,036 \frac{W}{m^{\circ}C}$  y del acero ASTM A516 grado 70  $K_{acero} = 52 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Se analiza la pérdida de calor en cada una de las paredes del calefactor:

- Pared 1:

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_1 * A} = \frac{1}{2,8 \left( \frac{W}{m^2 * ^{\circ}C} \right) * 1,6(m^2)} = 0,2232 \left( \frac{^{\circ}C}{W} \right)$$

$$R_{capa1} = \frac{L_1}{K_1 * A} = \frac{0,0508 (m)}{0,036 \left( \frac{W}{m * ^{\circ}C} \right) * 1,6(m^2)} = 0,8819 \left( \frac{^{\circ}C}{W} \right)$$

$$R_{capa2} = \frac{L_2}{K_2 * A} = \frac{0,026 (m)}{52 \left( \frac{W}{m * ^\circ C} \right) * 1,6(m^2)} = 0,0003125 \left( \frac{^\circ C}{W} \right)$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_2 * A} = \frac{1}{2,373 \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * 1,6(m^2)} = 0,2634 \left( \frac{^\circ C}{W} \right)$$

$$R_{TOTAL} = 0,2232 \left( \frac{^\circ C}{W} \right) + 0,8819 \left( \frac{^\circ C}{W} \right) + 0,0003125 \left( \frac{^\circ C}{W} \right) + 0,2634 \left( \frac{^\circ C}{W} \right) \\ = 1,369 \left( \frac{^\circ C}{W} \right)$$

Aplicando la ecuación número 52:

$$\dot{Q}_{perdida} = \frac{1467(^\circ C) - 30(^\circ C)}{1,369 \left( \frac{^\circ C}{W} \right)} = 1050 (W)$$

Se aplica el mismo método anterior para calcular el resto de las pérdidas en las paredes del calefactor.

**Tabla 6.** Perdidas de calor en las paredes del calefactor.

	Perdidas de calor en el calefactor						
	Área (m <sup>2</sup> )	Rconv1 ( <sup>°C</sup> /W)	Raislamiento ( <sup>°C</sup> /W)	Racero ( <sup>°C</sup> /W)	Rconv2 ( <sup>°C</sup> /W)	Rtotal ( <sup>°C</sup> /W)	Qpérdido (W)
Laterales	1.6	0.2232	0.8819	0.0003125	0.2634	1.369	1050
Frontal - posterior	5.2	0.06868	0.2714	0.00009615	0.08104	0.4212	3412
Superior	2.08	0.1717	0.6784	0.0002404	0.02026	1.053	1365

Las pérdidas totales son:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = \sum \dot{Q}_{PERDIDAS} \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{TOTAL} = (2 * 1050)(W) + (2 * 3412)(W) + (1365)(W) = 10288(W)$$

Razón de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{2_{aire}} - T_{1_{aire}}) \quad (54)$$

$$\dot{Q} = 9456 \left( \frac{Kg}{h} \right) * 1,19 \left( \frac{KJ}{Kg * ^\circ C} \right) * (32 - 19)(^\circ C)$$

$$\dot{Q} = 146284 \left( \frac{KJ}{h} \right) = 40634(W)$$

Se tiene en cuenta que:

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * \dot{V}_{aire} \left( \frac{m^3}{h} \right) \quad (55)$$

$$\dot{m}_{aire} = 1,182 \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * 8000 \left( \frac{m^3}{h} \right) = 9456 \left( \frac{Kg}{h} \right)$$

Se calcula la temperatura de salida del gas:

$$90875 \left( \frac{KJ}{h} \right) = 156 \left( \frac{Kg}{h} \right) * 1,385 \frac{KJ}{Kg * ^\circ C} * (1467 - T_{2_{gas}})(^\circ C)$$

$$T_{2_{gas}} = 1046 (^\circ C)$$

Con la ecuación de transferencia de calor por el método de la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\dot{Q}_{intercambiador} = U_{intercambiador} * A_{intercambiador} * F * LMTD \quad (56)$$

U del intercambiador, es el coeficiente de transferencia de calor total:

$$U_{intercambiador} = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{aire} * r_i} + \frac{r_e}{k} \ln \left( \frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{1}{h_{gas}}} \quad (57)$$

$$U_{inter} = \frac{1}{\frac{0,1}{33,78 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} * 0,096} + \frac{0,1}{60} \ln\left(\frac{0,1}{0,096}\right) + \frac{1}{34,6 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}}} = 16,5 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

El factor de corrección F, depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

$$R = \frac{T1_{gas} - T2_{gas}}{T2_{aire} - T1_{aire}} \quad (58)$$

$$R = \frac{1467(^{\circ}C) - 1046(^{\circ}C)}{32(^{\circ}C) - 19(^{\circ}C)} = 25.26$$

$$P = \frac{T2_{aire} - T1_{aire}}{T1_{gas} - T1_{aire}} \quad (59)$$

$$P = \frac{32(^{\circ}C) - 19(^{\circ}C)}{1467(^{\circ}C) - 19(^{\circ}C)} = 0,00897$$

Con estos valores se entra al diagrama del factor de corrección F para intercambiadores de calor de flujo cruzado, donde:

$$F = 0.8$$

Diferencia de temperatura media logarítmica:

$$LMTD = \frac{(T1_{gas} - T2_{aire}) - (T2_{gas} - T1_{aire})}{\ln\left(\frac{T1_{gas} - T2_{aire}}{T2_{gas} - T1_{aire}}\right)} \quad (60)$$

$$LMTD = \frac{(1467(^{\circ}C) - 32(^{\circ}C)) - (1046(^{\circ}C) - 19(^{\circ}C))}{\ln\left(\frac{1467(^{\circ}C) - 32(^{\circ}C)}{1046(^{\circ}C) - 19(^{\circ}C)}\right)} = 1210(^{\circ}C)$$

Con esto, despejando la ecuación número 54, la superficie total del intercambiador será:

$$A_{intercambiador} = \frac{\dot{Q}}{U_{intercambiador} * F * LMTD} = \frac{40634(W)}{16,5 \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * 0,8 * 1210,78(^{\circ}C)}$$

$$A_{intercambiador} = 2,8 (m^2)$$

Longitud total de los tubos:

$$L_{total} = \frac{A_{intercambiador}}{\pi * D_{cilindro}(m)} \quad (61)$$

$$L_{total} = \frac{2,8 (m^2)}{\pi * 0,1(m)} = 9.28 (m)$$

Longitud de cada tubo:

$$N_{tubos} = \frac{L_{total}}{L_{cada tubo}} \quad (62)$$

$$N_{tubos} = \frac{9.28(m)}{0,8(m)} = 11,6 = 12 Tubos$$

6.1.2.4 Caída de presión en el intercambiador.

$$\Delta P_{estatica} = f * \frac{L_{tubo}(m)}{D_{interno}(m)} * \frac{\rho_{aire} \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * (vel_{aire} \left( \frac{m}{s} \right))^2}{2} \quad (63)$$

Donde:

$f$  = Coeficiente de fricción.

$L_{tubo}$  = Longitud del tubo.

$g$  = Gravedad

El coeficiente de fricción depende del número de Reynolds del aire que es 89207, estando este en régimen turbulento.

$$\Delta P = (0,02) * \frac{(0,8)(m)}{(0,096)(m)} * \frac{1,182 \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * (17,17 \left( \frac{m}{s} \right))^2}{2}$$

$$\Delta P = 29,03 Pa.$$

Se tiene en cuenta que son 12 tubos.

$$\Delta P_{estatica} = 12 * 29,03 Pa = 348,46 Pa$$

$$\Delta P_{estatica} = 348,46 Pa = 1,45 \text{ inca}$$

## 6.2. SISTEMA DE VENTILACIÓN

### 6.2.1 Ventilador centrífugo. parámetros de entrada:

- Ambientales:

Temperatura = 21°C

Presión atmosférica: 690 mmHg

Densidad del aire =  $\rho_{Florida} = 1,182 \frac{kg}{m^3}$

- Condiciones de proceso:

Caudal:  $Q = 8000 \frac{m^3}{h}$

$$\Delta P_{estatica} = 348,46 Pa = 1,45 \text{ inca}$$

En la selección del ventilador centrífugo, se basa en los requerimientos y necesidad del equipo, Ventiladores centrífugos de simple aspiración a transmisión, con salida de eje y turbina con álabes hacia curvados hacia atrás que nos garantiza trabajo de bajas presiones con gran caudal.

Con el catálogo Soler & Palau, tenemos las tablas de selección de equipos de ventilación, el catálogo tiene las referencias de:

- $\rho_{catalogo} = 1,2 \frac{kg}{m^3}$
- $T = 20^\circ c$
- Presión atmosférica = 760 mmHg

Convierto los datos al catálogo:

$$\Delta P_{Florida} = \Delta P_{Catalogo} * \left( \frac{\rho_{Florida}}{\rho_{catalogo}} \right) \quad (64)$$

Se entra al catálogo:

$$\Delta P_{Catalogo} = 1,472 \text{ inca}$$

Se obtienen estos datos, con las tablas del ventilador centrifugo CM400 que son equipos que brindan considerables prestaciones de caudal, con bajo consumo de energía y nivel sonoro bajo, ideales para la inyección o extracción de aire en aplicaciones comerciales e industriales.

**Figura 14.** Tabla característica CM 400

**CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES**

Diámetro de rodete: 406 mm (16 inch)  
 Diámetro del eje: Clase I 25.4 mm (1 inch)  
 Clase II 30 mm (1 3/16 inch)

Área de salida: 0.139 m<sup>2</sup> (1.492 ft<sup>2</sup>)  
 BHP máximos: Clase I 4.69, Clase II 9.38

Armazón máx. de motor: Clase I 184T, Clase II 215T  
 RPM máximas: Clase I 2500, Clase II 3300  
 Peso del equipo: 54 Kg (119 Lbs)

CFM m <sup>3</sup> /hr	Vel. salida PPM	PRESIÓN ESTÁTICA mmca - inwg																											
		127 mm / 0.5"		254 mm / 1.0"		381 mm / 1.5"		508 mm / 2.0"		635 mm / 2.5"		762 mm / 3.0"		889 mm / 3.5"		1016 mm / 4.0"		1143 mm / 4.5"		1270 mm / 5.0"		1397 mm / 5.5"		1524 mm / 6.0"					
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP		
1197	800	813	0.11	1017	0.32	1191	0.43	1355	0.64	1511	0.75	1653	0.97	1790	1.07	1913	1.29	2027	1.50	2135	1.72	2238	1.93	1197	2.15				
2035		63		67		67		73		76		78		81		82		84		85		86		86		87			
1347	900	861	0.21	1051	0.32	1217	0.54	1363	0.64	1347	0.86	1656	0.97	1789	1.29	1914	1.50	2030	1.61	2130	1.82	2242	2.15	2340	2.15				
2290		65		69		71		74		76		78		80		82		84		86		86		87		87			
1496	1000	913	0.21	1090	0.43	1252	0.54	1391	0.75	1530	0.97	1660	1.07	1789	1.29	1912	1.50	2029	1.72	2140	2.04	2244	2.15	2343	2.47				
2544		67		71		73		74		76		78		80		82		84		85		86		86		87			
1795	1200	1016	0.32	1182	0.43	1325	0.64	1461	0.86	1589	1.07	1740	1.29	1814	1.50	1923	1.82	2031	1.93	2138	2.25	2242	2.58	2342	2.79				
3052		72		73		75		77		78		80		81		83		84		85		86		86		87			
2095	1400	1123	0.43	1282	0.64	1413	0.86	1536	1.07	1658	1.29	1770	1.50	1874	1.72	1972	2.04	2067	2.36	2151	2.58	2254	2.79	2347	3.22				
3562		75		77		78		79		80		82		83		84		85		86		87		87		87			
2394	1600	1229	0.54	1385	0.75	1512	0.97	1624	1.29	1734	1.50	1836	1.72	1942	2.04	2038	2.36	2129	2.58	2215	2.90	2300	3.22	2382	3.54				
4070		78		79		80		81		83		84		85		86		86		86		87		87		88			
2693	1800	1337	0.75	1442	0.86	1617	1.29	1723	1.50	1824	1.72	1920	2.04	2015	2.25	2107	2.68	2197	2.90	2277	3.22	2364	3.54	2442	3.97				
4578		81		81		83		84		85		86		87		87		88		88		89		89		89			
2992	2000			1600	0.97	1722	1.50	1826	1.72	1921	2.04	2011	2.36	2098	2.68	2184	3.00	2268	3.22	2346	3.65	2432	3.97	2509	4.29				
5086		82		85		86		86		87		88		88		88		89		89		90		90		90			
3292	2200			1705	1.18	1829	1.82	1931	2.15	2023	2.47	2109	2.68	2191	3.00	2271	3.33	2350	3.54	2423	4.08	2504	4.29	2579	4.83				
5596		85		88		88		89		89		89		90		90		90		91		91		91		91			
3591	2400			1812	1.50	1934	2.15	2037	2.47	2127	2.79	2210	3.11	2289	3.54	2366	3.86	2440	4.29	2512	4.51	2584	4.94	2655	5.37				
6105		87		90		90		90		90		91		91		91		92		92		92		93		93			
3890	2600			1933	2.15	2143	2.90	2233	3.22	2315	3.65	2391	3.97	2465	4.29	2536	4.72	2605	5.04	2672	5.37	2739	5.79	2799	5.90				
6613		90		92		92		92		92		92		93		93		93		93		94		94		94			
4189	2800			2039	2.58	2248	3.33	2340	3.76	2421	4.18	2496	4.51	2567	4.94	2636	5.37	2702	5.69	2767	6.12	2830	6.55						
7121		91		93		93		93		94		94		94		94		94		95		95		95		95			
4489	3000			2145	3.00	2353	3.86	2446	4.29	2527	4.72	2602	5.15	2672	5.37	2739	6.01	2803	6.44	2866	6.87	2927	7.30						
7631		93		95		95		95		95		95		96		96		96		96		96		97		97			
4788	3200			2251	3.43	2458	4.51	2550	4.94	2633	5.37	2708	5.79	2778	6.22	2844	6.76	2907	7.19	2967	7.51	3027	8.05						
8140		94		96		96		96		96		97		97		97		97		97		97		98		98			
5087	3400					2564	5.15	2655	5.37	2739	6.12	2815	6.44	2884	6.97	2949	7.51	3011	7.94	3071	8.37	3129	8.91						
8648		97		97		98		98		98		98		98		98		99		99		99		99		99			
5386	3600					2673	5.7942	2760	6.44	2843	6.87	2920	7.30	2990	7.83	3056	8.37	3117	8.80	3176	9.34	3233	9.66						
9156		98		98		98		98		99		99		99		99		100		100		100		100		100			
5686	3800							2867	7.08	2948	7.73	3025	8.15	3096	8.58	3162	9.23	3224	9.76	3286	10.30								
9666		100		100		100		100		100		100		101		101		101		101		101		101		101			
5985	4000							2975	8.05	3053	8.58	3129	9.12	3201	9.66														
10175		101		101		101		101		101		101		102															

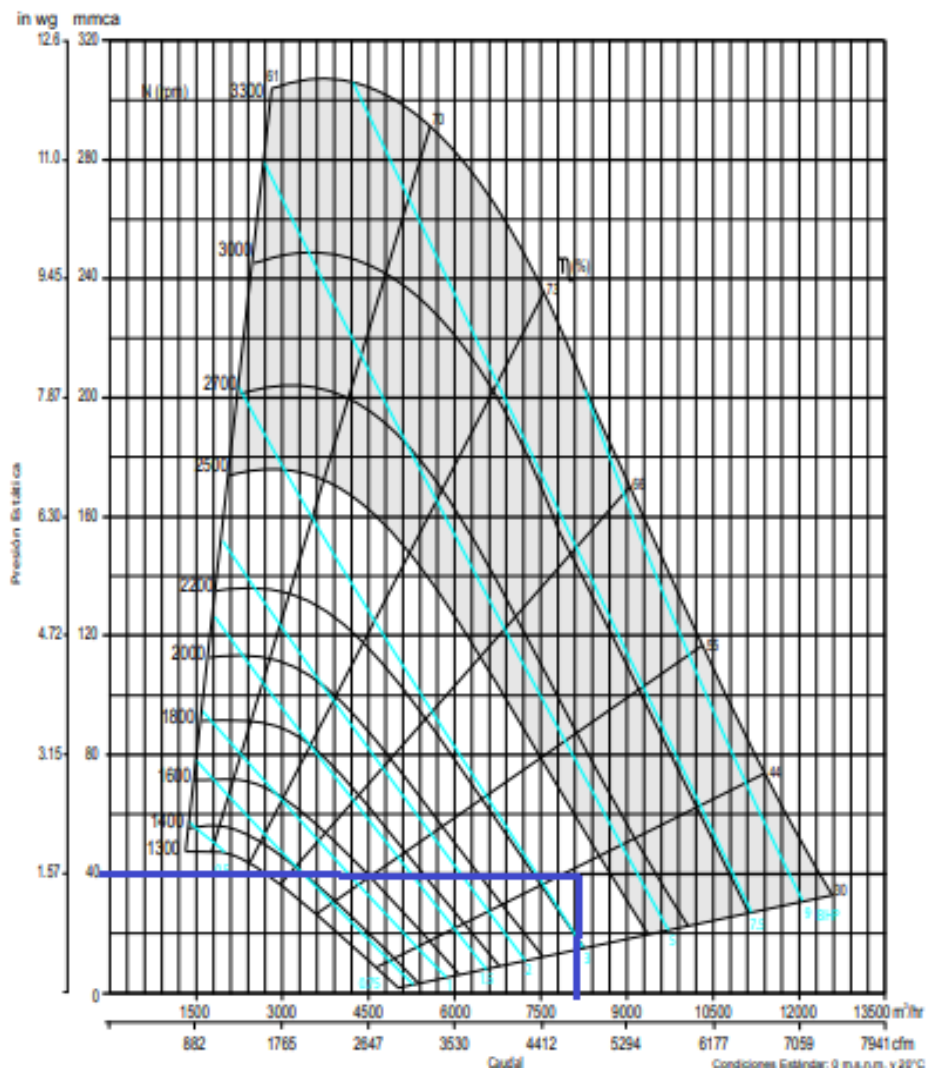
**Fuente:** Soler & Palau. [En línea]. Catálogo de ventilación. Lima. PERU. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <http://fricaval89.com/descargas/pdf/ventiladores-industriales/S&P/S&P-soler-Palau-catalogo-extractores-ventiladores-industriales.pdf>

Teniendo en cuenta los datos de la tabla hacemos una doble interpolación y obtenemos los resultados del ventilador que necesitamos.

**Tabla 7.** Interpolación de caudales.

Q (m <sup>3</sup> /h)	1,5"	
	Rpm	BHP
7631	2145	3,43
8000	2221,84	3,31
8140	2251	3,0

**Figura 15.** Curva característica del ventilador CM400



**Fuente:** Soler & Palau. [En línea]. Catálogo de ventilación. Lima. PERU. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <http://fricaval89.com/descargas/pdf/ventiladores-industriales/S&P/S&P-soler-Palau-catalogo-extractores-ventiladores-industriales.pdf>

En la figura número 15, se observa el punto de trabajo del ventilador calculado, en resumen, se requiere un ventilador de tamaño CM400 girando a 2221,84 RPM, recibiendo en su eje una potencia de 3,31 HP y el rendimiento es de 0,42.

### 6.2.2 Ventilador para exceso de aire en la combustión. Las

condiciones de proceso:

porcentaje de aire= 60%

Flujo masico:  $\dot{m} = 156 \frac{Kg}{h}$

Dimensiones del recinto: ancho (1m), largo (0,8m) y alto (0,8m).

Teniendo el flujo masico y el porcentaje de aire:

$$\rho_{gas} \left( \frac{Kg}{m^3} \right) = \frac{\dot{m} \left( \frac{Kg}{h} \right) * 0,6}{\dot{V} \left( \frac{m^3}{h} \right)} \quad (65)$$

$$\dot{V} = \frac{156 \left( \frac{Kg}{h} \right) * 0,6}{0,1808 \left( \frac{Kg}{m^3} \right)} = 517,69 \left( \frac{m^3}{h} \right)$$

Para el cálculo de la velocidad:

$$vel_{gas} = \frac{\dot{V} \left( \frac{m^3}{h} \right)}{Area(m^2)} \quad (66)$$

$$vel_{gas} = \frac{517,69 \left( \frac{m^3}{h} \right)}{0,8(m^2)} = 647,11 \left( \frac{m}{h} \right) = 0,179 \left( \frac{m}{s} \right)$$

Teniendo en cuenta que el factor de corrección ( $f$ ) depende del número de Reynolds del gas, ( $X$ ) depende de la disposición en el intercambiador.

$$\Delta P_{estatica} = N_L * f * X * \frac{\rho_{gas} \left( \frac{Kg}{m^3} \right) * (vel_{gas} \left( \frac{m}{s} \right))^2}{2} \quad (64)$$

$$\Delta P_{estatica} = 4 * 0,33 * 1 * \frac{0,1808 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * \left(0,179 \left(\frac{m}{s}\right)\right)^2}{2} = 0,00382 Pa.$$

Teniendo los datos de presión y caudal, se selecciona un ventilador Axial HCM180, estos ventiladores transportan grandes caudales con pequeños aumentos de presión.

**Figura 16.** Característica técnicas ventilador axial HCM

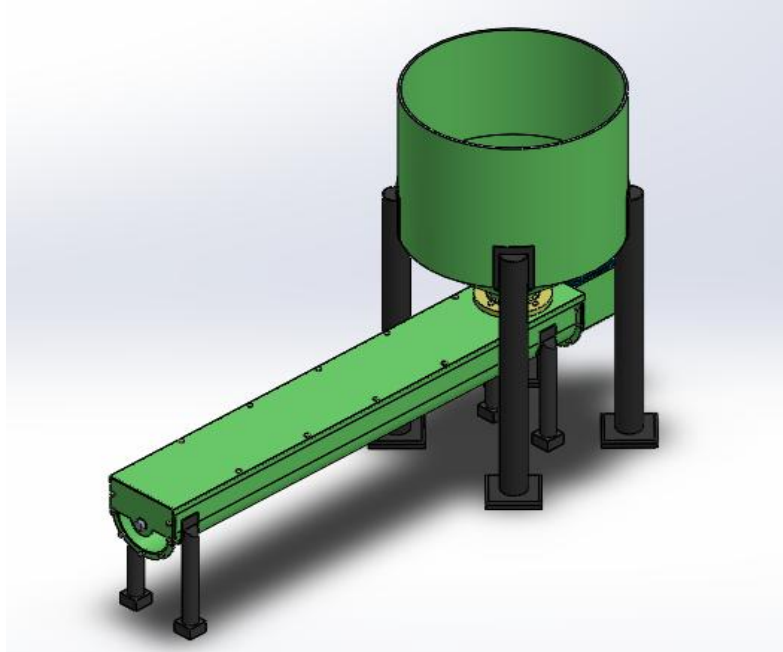
Modelo	Velocidad RPM	Potencia W	Tensión Volts	Caudal a descarga libre m <sup>3</sup> /hr / CFM	Presión sonora dB(A)*	Peso aprox. Kg
HCM 150	2000	40	127	400 / 235	40	0.9
HCM 180	1650	65	127	600 / 353	42	1.7
HCM 225	1800	110	127	900 / 529	45	2.0

**Fuente:** Soler & Palau. [En línea]. Catálogo de ventilación. Lima. PERU. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <http://fricaval89.com/descargas/pdf/ventiladores-industriales/S&P/S&P-soler-Palau-catalogo-extractores-ventiladores-industriales.pdf>

Teniendo en cuenta los cálculos anteriores, se aplican nuevamente para seleccionar el segundo ventilador axial encargado del 40% del aire, se selecciona un ventilador axial HCM150, cumpliendo con los requisitos de caudal y presión.

### 6.3 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

Figura 17. Sistema de alimentación.



#### 6.3.1 Tornillo sin fin.

Los parámetros de entrada son:

- Flujo de transporte: 15 kg/h
- densidad de la cascarilla de palma: 0,497 g/cm<sup>3</sup>
- tamaño cascarilla: 10mm a 20mm

Para el diseño del sistema de alimentación se tener en cuenta las características del material, es un producto granular, de bajo peso y tamaño, con gran fluidez.

En primera instancia se selecciona un tornillo sin fin de paso estándar ya que este es usado para transportar material horizontalmente, su hélice se caracteriza por que su paso es igual que el diámetro del eje y se usa para transporte de sólidos.

$$D_{helice} = D_{eje} \quad (65)$$

$$D_{tornillo} = D_{eje} + D_{helice} \quad (66)$$

$$Paso_{tornillo} = D_{tornillo} \quad (67)$$

Para el diámetro del tornillo será 12 veces mayor que el mayor diámetro de los pedazos a transportar.

$$D_{tornillo} = Paso_{tornillo} = 0,24 \text{ m}$$

$$D_{helice} = D_{eje} = 0,12 \text{ m}$$

El área de relleno  $S$  del canalón que ocupa el material que mueve el transportador, se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$S = \lambda * \frac{\pi D_{canal}^2}{4} \quad (68)$$

El diámetro del canal:

$$D_{canal} = D_{tornillo} + 2 * 10^{-3} \quad (69)$$

$$D_{canal} = 0,24 \text{ m} + 2 * 10^{-3} = 0,242 \text{ m}$$

$\lambda$  se obtiene de la tabla, con un coeficiente de relleno de 0,4.

**Figura 18.** coeficientes de relleno en función del tipo de carga.

Tipo de carga	Coefficiente de relleno
Pesada y abrasiva	0,125
Pesa y poco abrasiva	0,25
Ligera y poco abrasiva	0,32
Ligera y no abrasiva	0,4

**Fuente:** Martin Sprocket & Gear. [En línea]. El gran catálogo, Transportadores helicoidales. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://www.norpem.com.br/catalogos/MARTIN/catalogo-martin.pdf>

$$S = 0,4 * \frac{\pi(0,242)^2}{4} = 0,0183 \text{ m}^2$$

La velocidad de desplazamiento en un transportador de tornillo es la siguiente:

$$v_{desplazamiento} = \frac{Paso_{tornillo} * n}{60} \quad (70)$$

La *capacidad de transporte* de un transportador de tornillo sin fin viene determinada por la siguiente expresión que calcula el flujo de material transportado.

$$Q = 3600 * S * v_{desplazamiento} * \rho * i \quad (71)$$

Teniendo el Q podemos hallar la velocidad de desplazamiento.

$$Q = 3600 * 0,0183 \text{ m}^2 * v_{desplazamiento} * 0,497 \frac{Tn}{h} * 1$$

$$v_{desplazamiento} = 0,0004581 \frac{m}{s}$$

Donde el valor del coeficiente *i*, que indica la reducción de capacidad de transporte debida a la inclinación, está dado por la tabla:

**Figura 19.** Inclinación del tornillo Sinfin.

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
K	1	0,9	0,8	0,7	0,6

**Fuente:** Martin Sprocket & Gear. [En línea]. El gran catálogo, Transportadores helicoidales. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://www.norpem.com.br/catalogos/MARTIN/catalogo-martin.pdf>

### 6.3.1.1 Cálculos de la potencia total.

$$P_{total \text{ KW}} = P_H + P_N + P_I \quad (72)$$

Donde,

$P_H$ = Es la potencia para el desplazamiento horizontal del material

$P_N$  =Potencia de acondicionamiento del tornillo vacio.

$P_I$  = Potencia para el caso de un tornillo sinfín inclinado

$$P_H = C_0 * \frac{Q * L_{canal}}{367} \quad (73)$$

$C_0$  = coeficiente de resistencia del material transportado, se obtiene de la tabla

$L_{canal} = 2m$

$$P_H = 1,2 * \frac{0,015 \frac{Tn}{h} * 2 m}{367} = 0,000098092 KW$$

**Figura 20.** Coeficiente de resistencia del material transportado.

Tipo de material	Valor de $C_0$
Harina, productos granulados	1,2
Turba, sosa y polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón y sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal y arena	4

**Fuente:** Martin Sprocket & Gear. [En línea]. El gran catálogo, Transportadores helicoidales. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en:

<https://www.norpem.com.br/catalogos/MARTIN/catalogo-martin.pdf>

$$P_N = \frac{D_{canal} * L_{canal}}{20} \quad (74)$$

$$P_N = \frac{0,242 m * 2 m}{20} = 0,0242 KW$$

$$P_I = 0$$

$$P_{total KW} = 0,000098092 + 0,0242 + 0 = 0,02429 KW$$

$$POT_{HP} = 1,34102 * P_{KW}$$

$$POT_{HP} = 1,34102 * 0,02429 \text{ KW} = 0,0326 \text{ HP}$$

### 6.3.1.2 Deflexión del transportador.

La deflexión calculada del sinfín no debe exceder las 0.25 pulgadas (6.4 mm).

$$D_0 = \frac{5 * W * L_0^3}{384 * E * I} \quad (75)$$

Donde,

$D_0$  = Deflexión en la mitad el tramo, en in.

$W$  = Peso total del transportador, en lbs

$L_0$  = Longitud del transportador, en in.

$I$  = Momento de inercia del tubo o eje.

**Figura 21.** Inercia del tubo.

MOMENTO DE INERCIA DE TUBOS									
Tubo cédula 40									
Tamaño (pulg)	2"	2-1/2"	3"	3-1/2"	4"	5"	6"	8"	10"
I (pulg <sup>4</sup> )	0,67	1,53	3,02	4,79	7,23	15,2	28,1	72,5	161
Tubo cédula 40									
Tamaño (pulg)	2"	2-1/2"	3"	3-1/2"	4"	5"	6"	8"	10"
I (pulg <sup>4</sup> )	0,87	1,92	3,89	6,28	9,61	20,7	40,5	106	212

**Fuente:** Martin Sprocket & Gear. [En línea]. El gran catálogo, Transportadores helicoidales. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://www.norpem.com.br/catalogos/MARTIN/catalogo-martin.pdf>

$$D_0 = \frac{5 * 84 \text{ lb} * (78,7402 \text{ in})^3}{384 * (29000000) * 15,2 \text{ in}^4}$$

$$D_0 = 1,211 \times 10^{-3} \text{ in}$$

Figura 22. Peso del tornillo sinfín.

A Ø Sinfín	B Ø Eje	Código	C	Ø Tubo		Espesor del volado			G Pernos de Acople	Longitud Estandar	PESO PROMEDIO (Lbs)			Espiras por pie
				Interior	Exterior D	Interno E	Externo F	Long. Estd.			Por pie	Por Espira		
4	1	4H204	1-1/2	1-1/4	1-5/8	1/8	1/16	3/8X2-1/16	9-10 1/2	31	3	11	1,1	
4	1	4H206	1-1/2	1-1/4	1-5/8	3/16	3/32	3/8X2-1/16	9-10 1/2	40	4	16	2	
6	1-1/2	6H304	2	2	2-3/8	1/8	1/16	1/2X3	9-10	52	5	14	1,4	
6	1-1/2	6H308	2	2	2-3/8	1/4	1/8	1/2X3	9-10	62	6	28	2,8	
6	1-1/2	6H312	2	2	2-3/8	3/8	3/16	1/2X3	9-10	72	7	42	4,3	
9	1-1/2	9H306	2	2	2-3/8	3/16	3/32	1/2X3	9-10	70	7	31	3,2	
9	1-1/2	9H312	2	2	2-3/8	3/8	3/16	1/2X3	9-10	101	10	65	6,6	
9	2	9H406	2	2-1/2	2-7/8	3/16	3/32	5/8X3-5/8	9-10	91	9	30	3	
9	2	9H412	2	2-1/2	2-7/8	3/8	3/16	5/8X3-5/8	9-10	121	12	60	6,1	
9	2	9H414	2	2-1/2	2-7/8	7/16	7/32	5/8X3-5/8	9-10	131	13	71	7,1	
10	1-1/2	10H306	2	2	2-3/8	3/16	3/32	1/2X3	9-10	81	8	48	4,9	
10	2	10H412	2	2-1/2	2-7/8	3/8	3/16	5/8X3-5/8	9-10	130	13	76	7,7	
12	2	12H408	2	2-1/2	2-7/8	1/4	1/8	5/8X3-5/8	11-10	140	12	67	5,7	
12	2	12H412	2	2-1/2	2-7/8	3/8	3/16	5/8X3-5/8	11-10	180	15	102	8,6	
12	2-7/16	12H508	3	3	3-1/2	1/4	1/8	5/8X4-3/8	11-9	168	14	64	5,4	

Fuente: Martin Sprocket & Gear. [En línea]. El gran catálogo, Transportadores helicoidales. [Consulta: 08 de agosto 2023] Disponible en: <https://www.norpem.com.br/catalogos/MARTIN/catalogo-martin.pdf>

### 6.3.2 DISEÑO DE LA TOLVA.

Los parámetros de entrada que tenemos

son:

- Deposito: 150kg
- Diámetro de entrada a la tolva ( $m$ ) =  $D_{ent} = 0,80$  m
- Diámetro de la salida de la tolva ( $m$ ) =  $d_{sal} = 0,15$  m

Se inician los cálculos definiendo el ángulo de reposo de la biomasa, el ángulo de reposo de la biomasa es de  $34.8^\circ$

**Tabla 8.** Angulo de reposo de la cascarilla.

Volumen de poros mm <sup>3</sup> /g			Porosidad (Fracción Vacía)	Área superficial m <sup>2</sup> /g		Ángulos característicos °	
V <sub>Ma</sub>	V <sub>Me</sub>	V <sub>Mi</sub>	ε	A <sub>Hg</sub>	A <sub>BET</sub>	α	γ
48.5	51.2	<1	0.13	24.4	<1	34.8	25.8

**Fuente:** Modelamiento matemático para la pirolisis del cuesco de palma aceitera. [Sitio web] Colombia: Ingenium, vol18. [Consulta: 26 de Julio 2023] Disponible en:<file:///C:/Users/57312/Downloads/Dialnet-ModelamientoMatematicoParaLaPirolisisDelCuescoDePa-6333253.pdf>

$$\beta = \alpha + 15$$

$$\beta = 34.8^\circ + 15^\circ = 49.8^\circ$$

El volumen inútil de una tolva es normal mente (15 – 30) % del volumen total.

El Volumen de la biomasa ( $m^3$ ) se calcula:

$$Vol_{biomasa} = \frac{Capacidad}{\rho_{biomasa}} \quad (76)$$

$$Vol_{biomasa} = \frac{0,15 \text{ Tn}}{0,497 \frac{\text{Tn}}{m^3}} = 0,301 (m^3)$$

$$Vol_T = \frac{Vol_{biomasa}}{0.85} = \frac{0,301 (m^3)}{0.85} = 0,354(m^3)$$

Altura del cono de entrada de la tolva ( $m$ ), se despeja de la siguiente ecuación:

$$R_{ent} = H_{cono} * \tan(49.8) \quad (77)$$

$$H_{cono} = \frac{R_{ent}}{\tan(49.8)} = \frac{0,40 (m)}{\tan(49.8)} = 0,3380 (m)$$

Altura de silo de entrada de la tolva (m):

$$H_{silo} = H_{cono} - \frac{r_{sal}}{\tan(49.8)} \quad (36)$$

$$H_{silo} = 0,3380 - \frac{0,075}{\tan(49.8)} = 0,274 (m)$$

Volumen del cono de la tolva (m<sup>3</sup>):

$$Vol_{cono} = \frac{\pi * H_{silo}}{3} * (R_{ent}^2 + r_{sal}^2 + R_{ent} * r_{sal}) \quad (79)$$

$$Vol_{cono} = \frac{\pi * 0,274}{3} * (0,40^2 + 0,075^2 + 0,40 * 0,075) = 0,1336(m^3)$$

Volumen del cilindro de la tolva (m<sup>3</sup>):

$$Vol_{cilindro} = Vol_T - Vol_{cono} \quad (80)$$

$$Vol_{cilindro} = 0,354(m^3) - 0,1336(m^3) = 0,2204(m^3)$$

Teniendo el volumen del cilindro, se despeja la altura del cilindro:

$$Vol_{cilindro} = \pi * H_{cilindro} (H_{silo} * \tan(49.8))^2$$

$$0,2204(m^3) = \pi * H_{cilindro} (0,274 (m) * \tan(49.8))^2$$

$$H_{cilindro} = 0,6673 (m)$$

Altura total de la tolva (m):

$$H_{total} = H_{silo} + H_{cilindro} \quad (81)$$

$$H_{total} = 0,274 + 0,6673 = 0,9413 (m)$$

6.3.2.1 Análisis de esfuerzos. Las propiedades del material almacenado, utilizado para el cálculo de las cargas que actúan sobre la estructura, son las siguientes:

$\gamma$  = Densidad =  $12,08 \frac{KN}{m^3}$ ,  $\mu$  = Coeficiente rozamiento contra las paredes 0,4  $K_S$  = Relación presión horizontal-presión vertical 0,55

Las propiedades del acero considerado en esta estructura son:

$F_y$  = Límite elástico =  $275 \frac{N}{mm^2}$  ( $t < 40$  mm)

$E$  = Módulo de elasticidad =  $210 \frac{KN}{mm^2}$

- Cargas debidas al ingreso del material.

En cualquier punto de la profundidad del silo, la presión horizontal del silo se calcula mediante la ecuación número 79. Para la presión vertical  $P_v$  a una profundidad  $z$ , se calcula con la ecuación número 78 y la presión debida a la fricción en la pared  $P_w$  con la ecuación número 80.

$$P_v = \frac{\gamma * A}{U * \mu * K_S} \left[ 1 - e^{\left(-z * k_s \frac{\mu * U}{A}\right)} \right] \quad (82)$$

$$P_h = k_s * P_v \quad (83)$$

$$P_w = \mu * P_h \quad (84)$$

Donde,

$U$  = perímetro del silo.

$A$  = Área del silo

$K_S, \mu$  = Son factores de seguridad que tienen en cuenta las propiedades del material almacenado.

Presión vertical máxima,  $P_v$

$$k_s = 0,91 * 0,55 = 0,501$$

$$\mu = 0,91 * 0,4 = 0,364$$

$$P_v = \frac{12,08 * 0,5626}{2,5132 * 0,364 * 0,501} \left[ 1 - e^{\left( -1 * 0,5 \frac{0,364 * 0,501}{0,5626} \right)} \right]$$

$$P_v = 7,965 \frac{KN}{m^2}$$

Presión horizontal máxima,  $P_h$

$$k_s = 1,15 * 0,55 = 0,63$$

$$\mu = 0,9 * 0,4 = 0,36$$

Lo que nos da,  $P_v = 7,212 \frac{KN}{m^2}$

$$P_h = k_s * P_v = 0,63 * 7,212$$

$$P_h = 4,561 \frac{KN}{m^2}$$

Presión debida al rozamiento contra la pared del fondo del silo,  $P_{wf}$

$$k_s = 1,15 * 0,55 = 0,63$$

$$\mu = 1,15 * 0,4 = 0,46$$

Lo que nos da,  $P_v = 6,365 \frac{KN}{m^2}$

$$P_{wf} = k_s * P_v * \mu = 0,63 * 6,365 * 0,46$$

$$P_{wf} = 1,852 \frac{KN}{m^2}$$

El silo puede estar clasificado en Clase 1, silos pequeños cuya capacidad es menor de 100 toneladas. Su construcción es sencilla y robusta, teniendo en general reservas sustanciales de resistencia.

- Cargas en la salida de la tolva.

Las presiones debidas a la descarga se componen de una carga fija y una carga libre denominada carga específica.

Carga Fija, presión horizontal:

$$P_{he} = C_h * P_{hf} \quad (37)$$

Donde,

$C_h$  = coeficiente amplificador de la carga horizontal.

$$P_{he} = 1,3 * 4,561 = 5,018 \frac{KN}{m^2}$$

Presión debida al rozamiento con las paredes:

$$P_{we} = C_w * P_{wf} \quad (86)$$

Donde,

$C_w$  = coeficiente amplificador debida al rozamiento con las paredes.

$$P_{we} = 1,1 * 1,852 = 2,037 \frac{KN}{m^2}$$

Al momento de calcular las presiones totales ocasionadas por la descarga, mediante el método simplificado, se debe tener en cuenta el cálculo preliminar de la fuerza de tracción periférica en la salida del silo. El pandeo vertical es el que me dimensiona el espesor de pared.

- Espesor de pared

Con la ecuación 83 se calcula el  $t_h$ , que se define como fuerza de tracción periférica por unidad de longitud.

$$t_h = \alpha_Q * P_{he} * r \quad (87)$$

Donde,

$\alpha_Q$  = Factor de seguridad debido a las cargas variables.

$$t_h = 1,5 * 5,018 * 10^{-3} * 400 = 30,108 \frac{N}{mm}$$

$$t = \frac{30,108}{275} = 0,1095 \text{ mm}$$

Para facilitar la fabricación y el montaje, el espesor mínimo será de 5mm

## 7. SELECCIÓN DE MATERIALES Y DISPOSITIVOS.

### 7.1 SISTEMA TÉRMICO.

- Cuerpo del calefactor: Las paredes principales del calefactor, donde están ubicados el haz de tubos se implementó acero ASTM A516 Grado 70 de 1[in], las paredes laterales en acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$ [in] y la puerta de acceso al interior del calefactor para inspección y mantenimiento acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$ [in].

Estará unido con cordón de soldadura con electrodo E7018 de  $\frac{1}{8}$ [in]. El interior de las paredes está revestido con lana afelpada, aplicada en equipos industriales, son rollos flexibles de lana mineral de roca de 2[in]. pulgadas de espesor, bajo la norma ASTM C553.

El cuerpo cuenta con 2 partes principales: la cámara de combustión y el intercambiador de calor.

Cámara de combustión: Constituye la parte del calefactor donde se realiza la combustión, por medio de la mezcla de aire, suministrado por un ventilador y el elemento que arde en este caso, la cascarilla de palma. esta cámara consta de 2 partes fundamentales: una parrilla en forma de rejilla en el cual se quema la biomasa, el cajón de ceniza que es el encargado de recibir y almacenar los residuos de la combustión. El cuerpo de la cámara de combustión está diseñado con acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$ [in], la parrilla en forma de rejilla y el cajón de ceniza están diseñadas con acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{4}$ [in].

El interior de las paredes está revestido con lana afelpada, aplicada en equipos industriales, son rollos flexibles de lana mineral de roca de 1[in]. pulgadas de espesor, bajo la norma ASTM C553.

- Intercambiador de calor: Son tubos que se encuentran soportados en las paredes del calefactor, estos tubos van expandidos, biselados y pestañados, o soldados según los criterios de construcción. Este haz de

tubos, constan de 12 tubos de acero ASTM A56 4 [in] con un espesor de 2 [mm].

## 7.2 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

Es un dispositivo para transportar la biomasa por medio de un tornillo sin fin desde una tolva de entrada que alberga el combustible hasta la cámara de combustión accionado mediante un motor reductor acoplado directamente a su eje.

- Tornillo sin fin: Consta del eje y de la hélice, con el eje se implementó un tubo de 2[in]- SCH 80 según norma ASTM A-36. Para la hélice una Lámina de  $\frac{1}{4}$  [in] según norma ASTM A-36.
- Canal: Se implementa Lámina de  $\frac{3}{16}$  [in] según norma ASTM A-36
- Tapas Laterales: Se implementa Lámina de  $\frac{3}{8}$  [in] según norma ASTM A-36.
- Boca de ingreso: Se implementa Lámina de  $\frac{3}{16}$  [in] según norma ASTM A-36
- Tapa superior: Se implementa Lámina de  $\frac{3}{16}$  [in] según norma ASTM A-36.
- Brida: lamina  $1\frac{1}{2}$  [in] x  $\frac{1}{4}$  [in] según norma ASTM A-36.
- Soportes: Se implementa tubos de perfil estructural redondo según norma ASTM A-500, diámetro exterior 60,20 [mm] y espesor 4 [mm]
- Tolva: Se implementa Lámina de  $\frac{1}{2}$  [in] según norma ASTM A-36
- Uniones: Cordón de soldadura con electrodo E7018 de  $\frac{1}{8}$  [in]

## 7.3 SISTEMA DE VENTILACIÓN.

- Aire primario de combustión: se implementa un ventilador axial, encargado de suministrar el exceso de aire necesario para la combustión completa. HCM150 con potencia de 65[W] y 1650[rpm].

- Aire secundario de combustión: se implementa un ventilador axial HCM180 con potencia de 40 [W] y 1650[rpm].
- Aire del intercambiador: Se implementa un ventilador centrifugo de la serie CM400 con diámetro de rodete de 406 [mm]

#### **7.4 SISTEMA DE CONTROL.**

- Sensor de nivel: Se selecciona un interruptor de nivel de paletas rotatorias para material seco de la serie LVD-800.
- Sensor de temperatura: Se seleccionan dos sensores de temperaturas, uno en la cámara de combustión Termopar tipo S que son destacables para formatos de altas temperaturas, (entre 0°C y 1650°C). el segundo instalado a la salida de aire del intercambiador, un termopar tipo J, que Cuenta con un rango de temperatura entre los 0°C y los 750°C.
- Motorreductor con variador de velocidad: Motor reductor de engranajes 5IK90RGU-CF 90W AC, velocidad ajustable, Reversible, alto par + Control de velocidad.
- Quemador: Encargado de la primera llama. Quemador Lanzallamas, soplete de encendido Weldi.

## 8. CONCLUSIONES.

- Se diseñó un intercambiador de flujo cruzado que calienta aire del ambiente de 19°C hasta 34°C, usando los gases producto de la combustión de la cascarilla de palma, obteniendo las condiciones de temperatura y humedad necesarias para la crianza de las aves de corral.
- Se evaluó el aprovechamiento energético de la cascarilla de palma, que tiene un poder calorífico inferior de 21,1 MJ/Kg lo que representa una excelente oportunidad como sustituto de los quemadores de combustibles fósiles, trayendo beneficios ambientales y de reducción en costos de generación de energía térmica.
- Los cálculos realizados en la cámara de combustión dan como resultado, que con un flujo másico de cascarilla de palma de 15 Kg/h, con un flujo másico de aire de combustión de 145,75 Kg/h y un porcentaje de exceso de aire de 60% la eficiencia de la combustión es superior al 85%.
- Se diseñó el sistema de alimentación, encargado de proveer de cascarilla de palma al sistema de calefacción. Un sistema de tornillo sin fin que alimenta a 15 kg/h de cascarilla de palma y una tolva de almacenamiento de 100 kg.
- Se seleccionaron los dispositivos para el sistema de ventilación, de control, de temperatura y de nivel, necesarios para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de calefacción.
- Se elaboró el presupuesto del sistema de calefacción, teniendo en cuenta todos los parámetros de diseño requeridos

- Se realizó el modelo y planos del sistema de calefacción en el software de diseño SolidWorks, donde se muestra el correcto ensamble de cada uno de sus componentes.
- Se redactó un manual de funcionamiento y mantenimiento del sistema de calefacción que tiene como combustible la cascarilla de palma, que sirve de consulta directa a la persona encargada de operar el equipo.

## BIBLIOGRAFÍA

BARRERA, J. C., Ramírez-Contreras, N. E., & García-Nunez, J. A. (2018). Combustión de biomasa: conceptos, tecnologías y aplicaciones en la agroindustria de la palma de aceite. *Palmas*, 39(4), 24-44.

BUDYNAS, R., & Nisbett, K. (2014). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (10 edición). New York, NY: McGraw-Hill Education.

ÇENGEL, Yunus A., y Afshin J. Ghajar. *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4a. edición). México D.F.: McGraw Hill.

CIFUENTES, D. Diseño del sistema de alimentación y transporte de material sólido para producción de carbón activado de la planta piloto tecsol, trabajo de grado Ingeniero Mecánico, universidad distrital Francisco José de caldas, Bogotá.

INCROPERA, Frank. *Fundamentos de transferencias de calor* (4a. edición). México Pearson education. 1999.

KUO, BENJAMÍN. Sistemas de control automático. Pearson Education (vid. pág. 26).

MARADAY, Juan. Termodinámica aplicada (1a. edición). Colombia: Universidad industrial de Santander. Cap. Combustión.

OGATA, K. Ingeniería de control Moderna. Pearson Education, 2010 (vid. pág. 25).

SÁNCHEZ, M. (2005) Estudio del potencial energético para la generación de calor a base de pellets en las residencias de la localidad de burgos (tesis de pregrado), Universidad de Valencia, España.

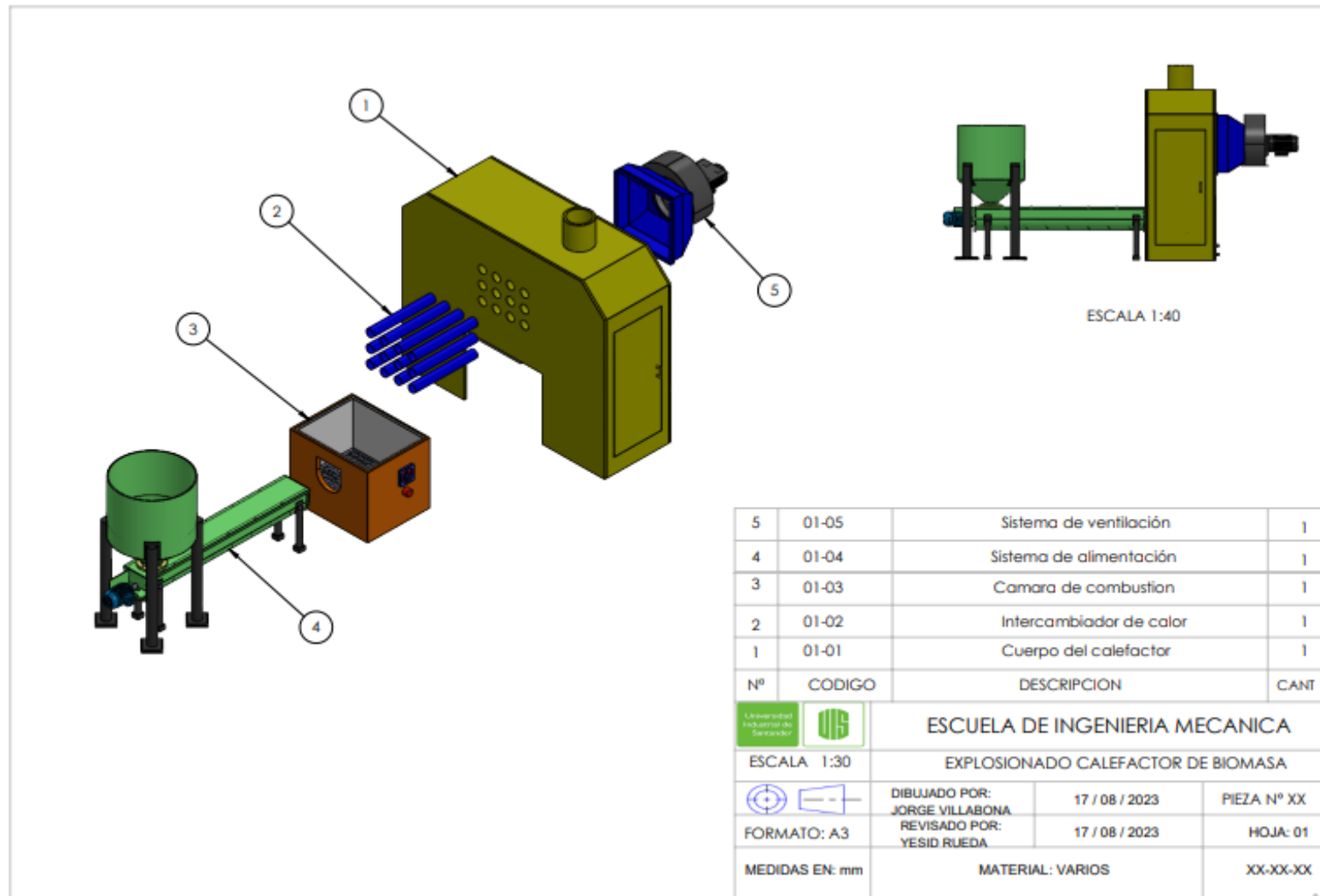
VANEGAS, A. Alternativas ambientales para el aprovechamiento de la biomasa residual de palma aceitera (ELAEIS GUINEENSIS) en procesos industriales y agrícolas. Revista Especializada en Ingeniería e tecnología. 2019, volumen 13, nro2, pp. 70

**ANEXOS.**

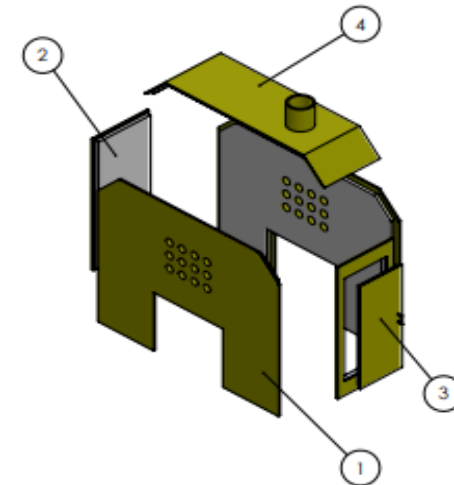
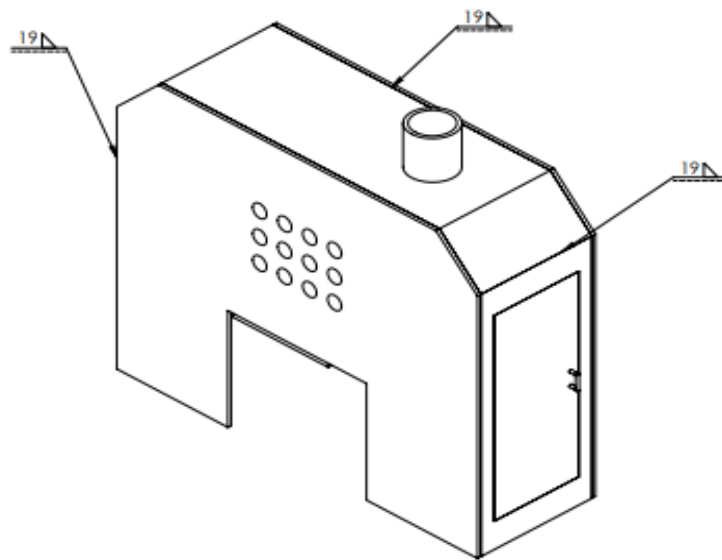
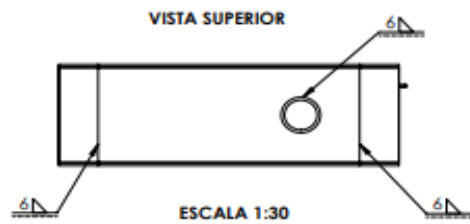
**ANEXO A. Presupuesto.**

Costos del calefactor de biomasa					
Modelo	Tomado de solidworks	Descripción	cantidad	Valor unitario	Costo total
<b>Sistema térmico</b>					
1	Cuerpo del calefactor				
	PIEZA: 01-01-01	Lamina A516 G70 1"	1	2812900	2812900
	PIEZA: 01-01-02	Lamina A516 G70 1/2"	2	172919	345838
	PIEZA: 01-01-03-01	Lamina A516 G70 1/2"	2	115266	230532
	PIEZA: 01-01-03-02	Lamina A516 G70 1/2"	1	211370	211370
	PIEZA: 01-01-03-03	Lamina A516 G70 1/2"	1	10840	10840
	PIEZA: 01-01-04	Lamina A516 G70 1/2"	1	103274	103274
	PIEZA: 01-01-04-01	Varilla A36 de 3/8"	1	4000	4000
	PIEZA: 01-01-05-01	Lamina A516 G70 1/4"	2	5500	11000
	PIEZA: 01-01-05-02	Lamina A516 G70 1/4"	2	4800	9600
	PIEZA: 01-01-05-03	Afelpado ASTM C553 2"	2	200000	400000
2	Intercambiador de calor				
	PIEZA: 01-02-01	tubos A56 Espesor 2mm	12	25000	300000
3	Camara de combustion				
	PIEZA: 01-03-01-01	Lamina A516 G70 1/2"	1	85679	85679
	PIEZA: 01-03-01-02	Lamina A516 G70 1/2"	1	81660	81660
	PIEZA: 01-03-01-03	Lamina A516 G70 1/2"	1	85679	85679
	PIEZA: 01-03-01-04	Lamina A516 G70 1/2"	1	81660	81660
	PIEZA: 01-03-01-05	Lamina A516 G70 1/2"	1	96070	96070
	PIEZA: 01-03-02-01	Lamina A516 G70 1/2"	1	91206	91206
	PIEZA: 01-03-02-02	Lamina A516 G70 1/2"	2	5000	10000
	PIEZA: 01-03-02-03	Lamina A516 G70 1/2"	2	6000	12000
	PIEZA: 01-03-02-04	Varilla A36 de 3/8"	1	4000	4000
	PIEZA: 01-03-03-01	Lamina A516 G70 1/4"	1	100000	100000
	PIEZA: 01-03-03-02	Lamina A516 G70 1/4"	2	5000	10000
	PIEZA: 01-03-03-03	Lamina A516 G70 1/4"	2	6000	12000
	PIEZA: 01-03-03-04	Varilla A36 de 3/8"	1	4000	4000
	PIEZA: 01-03-03-05	Afelpado ASTM C553 1"	1	150000	4000
4	<b>Sistema de alimentación</b>				
	PIEZA: 01-04-01-01	tubo 2"-SCH80 A-53	1	80000	80000
	PIEZA: 01-04-01-02	Lamina A-36 1/4"	1	118670	118670
	PIEZA: 01-04-02-01	Lamina A-36 3/16"	1	370000	370000
	PIEZA: 01-04-02-02	tubo A-500	4	45000	180000
	PIEZA: 01-04-03	Lamina A-36 3/16"	1	174700	174700
	PIEZA: 01-04-04	Lamina A-36 3/16"	1	1250	1250
	PIEZA: 01-04-05	Lamina A-36 3/16"	1	3000	3000
	PIEZA: 01-04-06	Lamina A-36 1"	1	12000	12000
	PIEZA: 01-04-07-01	Lamina A-36 1/2"	1	600000	600000
	PIEZA: 01-04-07-02	tubo A-500	4	50000	200000
	PIEZA: 01-04-08	Tornillo HEX G8 1/2"	23	3000	69000
	PIEZA: 01-04-09	TUERCA HEX G8 1/2"	23	2000	46000
5	<b>Sistema de ventilación</b>				
	PIEZA: 01-05-01-01	Lamina A516 G70 1/4"	4	47646	190584
	PIEZA: 01-05-01-02	Lamina A516 G70 1/4"	4	72541	290164
	PIEZA: 01-05-02	Tornillo HEX G8 1/2"	6	3000	18000
	PIEZA: 01-05-03	TUERCA HEX G8 1/2"	6	2000	12000
<b>Equipos</b>					
	ventilador centrifugo	CM400	1	4000000	4000000
	Ventilador axial	HCM180	1	150000	350000
	Ventilador axial	HCM150	1	150000	150000
	Sensor de nivel	LVD-800	1	145000	145000
	Sensor de temperatura	Termopar tipo S	1	60000	60000
	Sensor de temperatura	Termopar tipo J	1	32000	32000
	Motorreductor/ variador	SIK90RGU-CF	1	480000	480000
	Quemador	TIPO WELDI	1	50000	50000
	SOLDADURA	E7018 1/8"	10	11500	115000
<b>TOTAL MATERIALES Y EQUIPOS</b>					<b>12,860,676</b>
<b>TOTAL MANO DE OBRA</b>					<b>5,500,000</b>
<b>GRAN TOTAL</b>					<b>18,360,676</b>

**ANEXO B.** Diseño en detalle del sistema de calefacción.



Art



**NOTA:** PAREDES DEL CALEFACTOR RECUBIERTAS POR AISLANTE TERMICO ASTM C553

4	01-01-04	Lamina A516 G70 1/2"	1
3	01-01-03	Lamina A516 G70 1/2"	1
2	01-01-02	Lamina A516 G70 1/2"	1
1	01-01-01	Lamina A516 G70 1"	2
Nº	CODIGO	DESCRIPCION	CANT



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 1:40

EXPLOSIONADO CUERPO DEL CALEFACTOR



DIBUJADO POR:  
JORGE VILLABONA

17 / 08 / 2023

PIEZA N° XX

FORMATO: A3

REVISADO POR:  
YESID RUEDA

17 / 08 / 2023

HOJA: 02

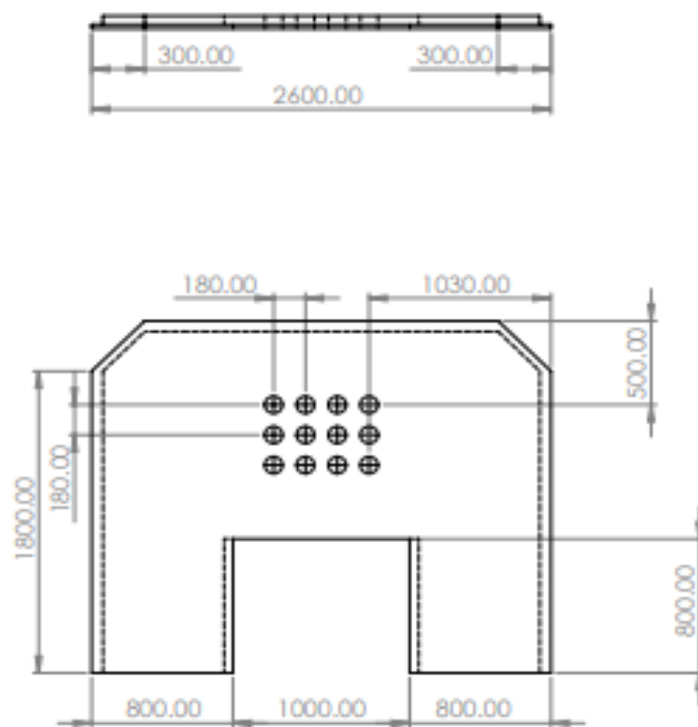
MEDIDAS EN: mm

MATERIAL: ACERO ASTM A516 GRADO 70

XX-XX-XX

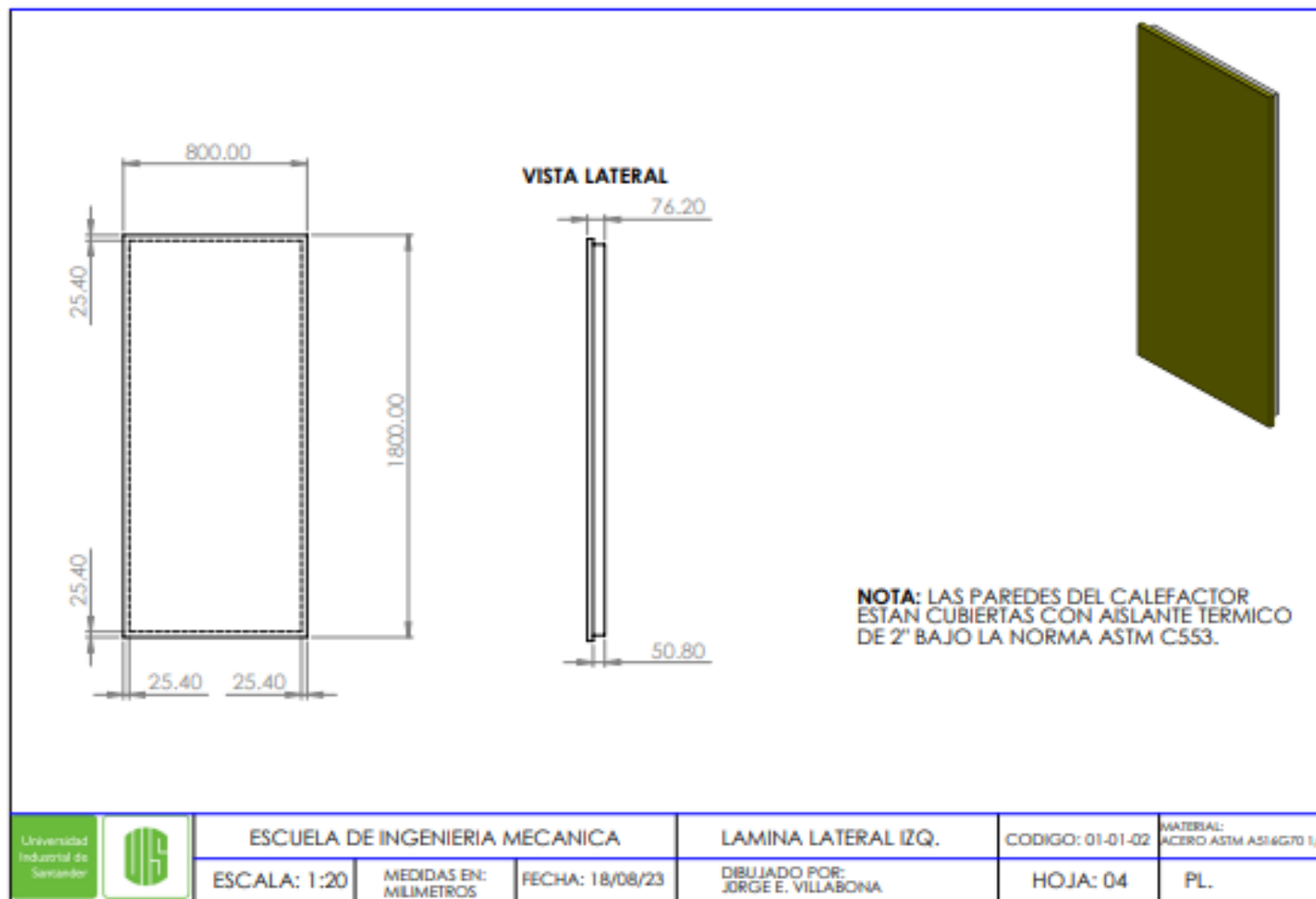
Acti

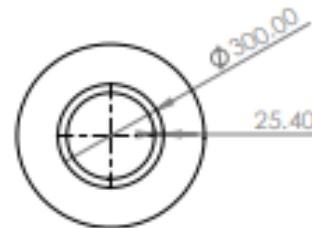
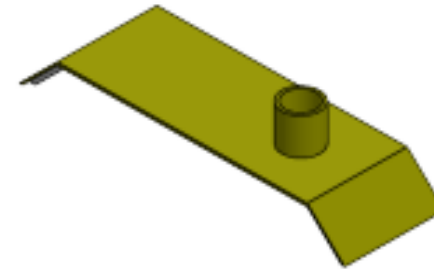
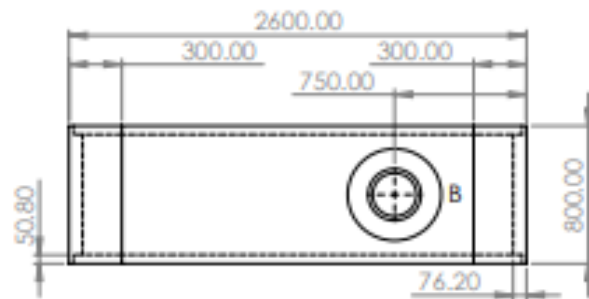
VISTA SUPERIOR



**NOTA:** LAS PAREDES DEL CALEFACTOR ESTAN CUBIERTAS CON AISLANTE TERMICO DE 2" BAJO LA NORMA ASTM C.553.

 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			LAMINA FRONTAL	CODIGO: 01-01-01	MATERIAL: ACERO ASTM A516G70 1"
	ESCALA: 1:30	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 03	PL.

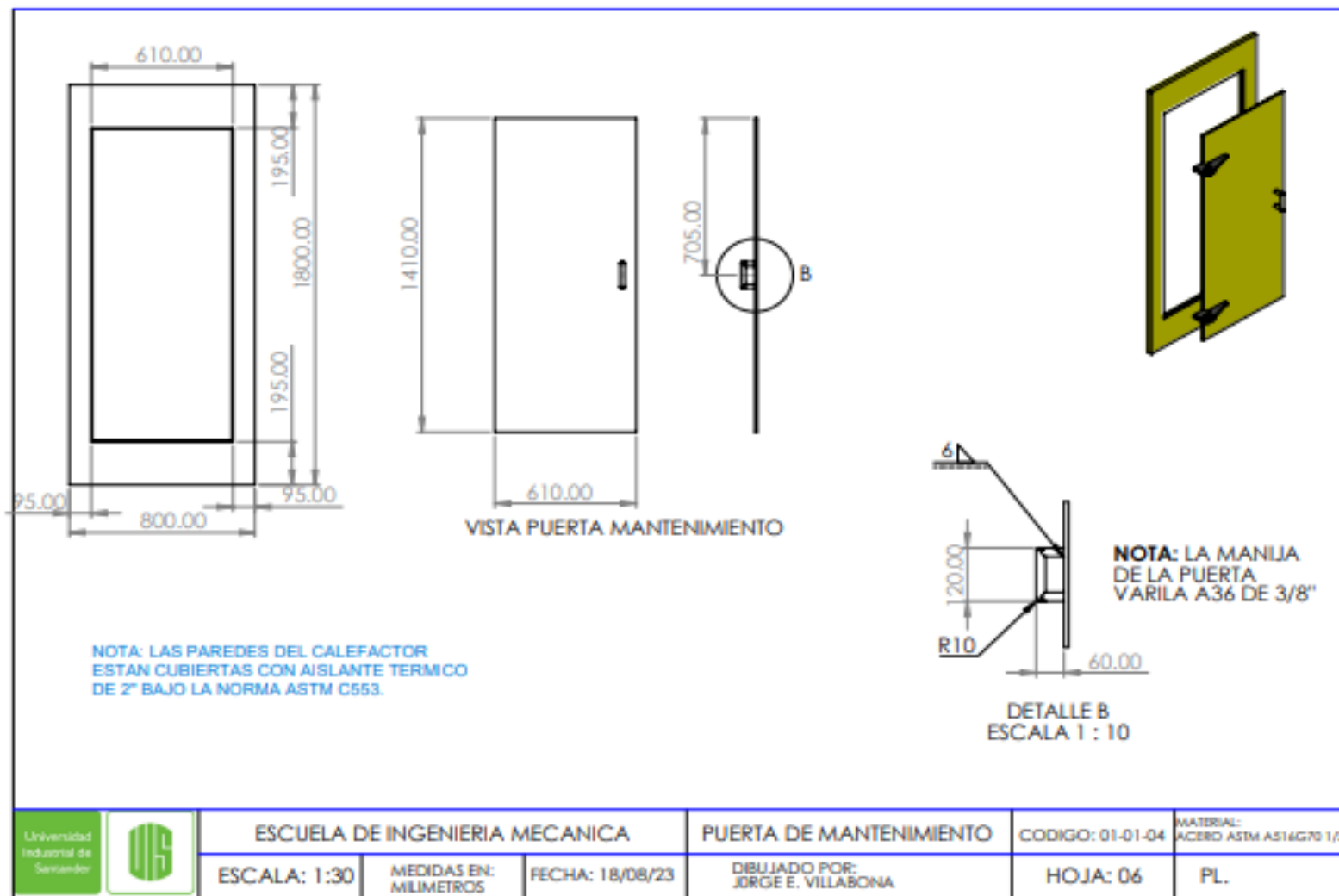


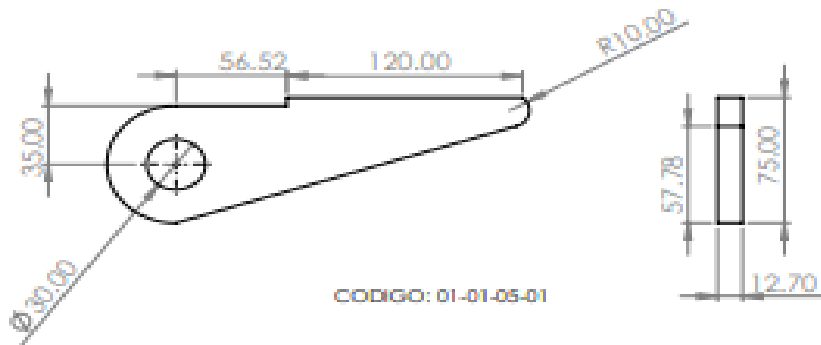


DETALLE B  
ESCALA 1 : 15

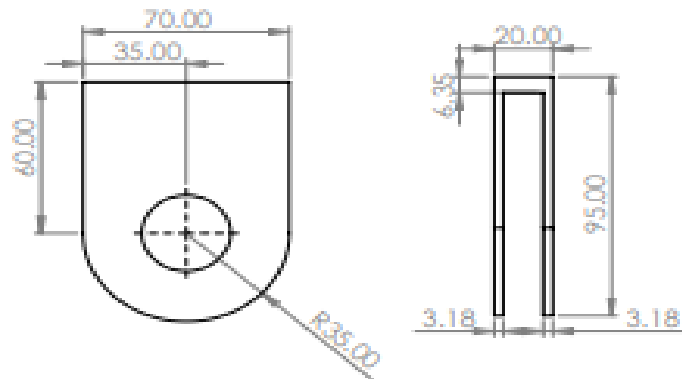
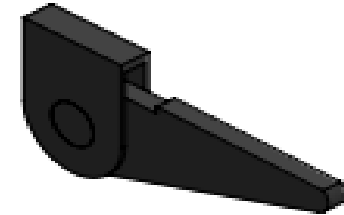
**NOTA:** LAS PAREDES DEL CALEFACTOR ESTAN CUBIERTAS CON AISLANTE TERMICO DE 2" BAJO LA NORMA ASTM C553.

		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			SUPERIOR CALEFACTOR	CODIGO: 01-01-03	MATERIAL: ACERO ASTM A516G70 1/2
		ESCALA: 1:30	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 05	PL.





CODIGO: 01-01-05-01




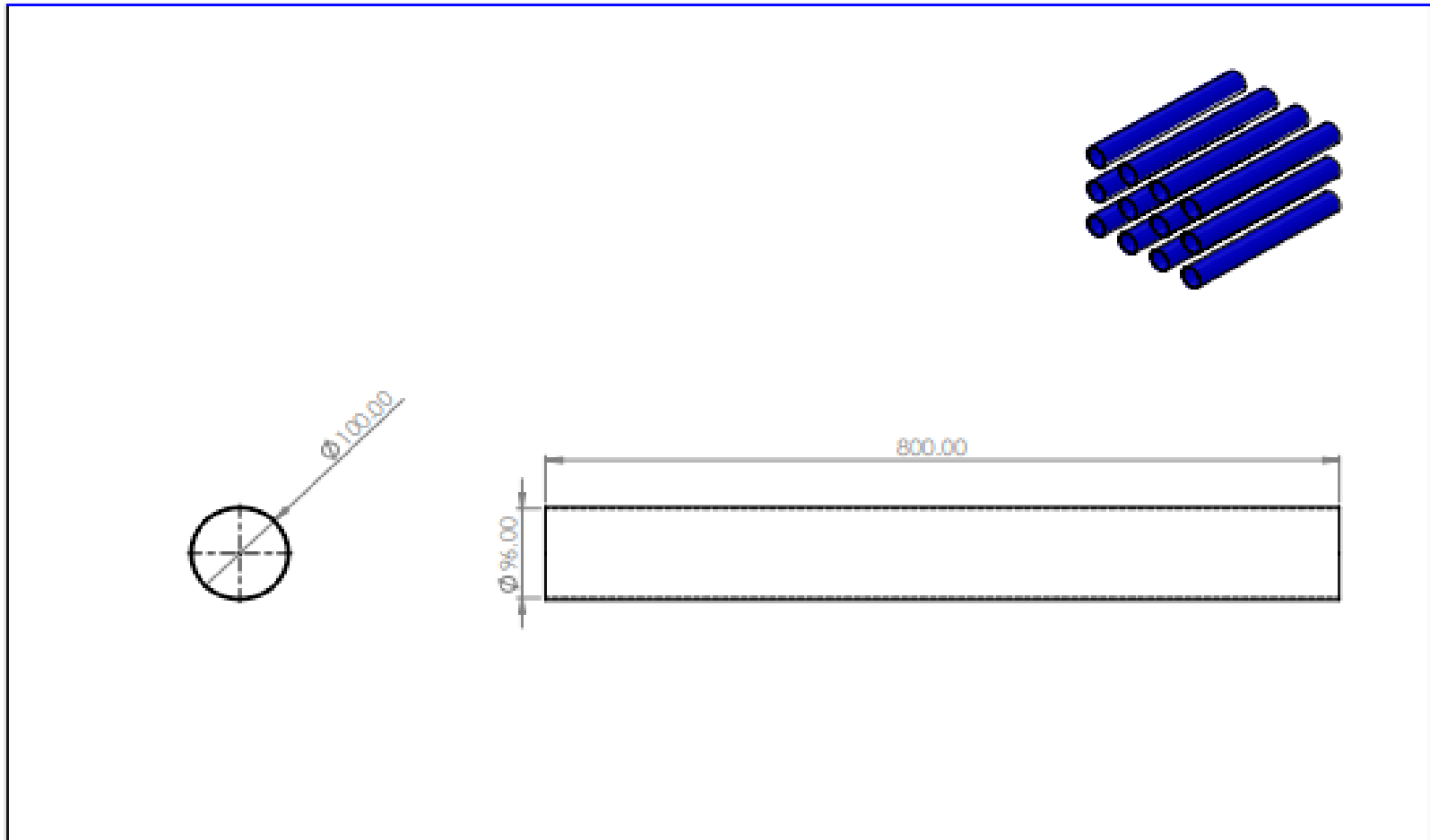
CODIGO: 01-01-05-02





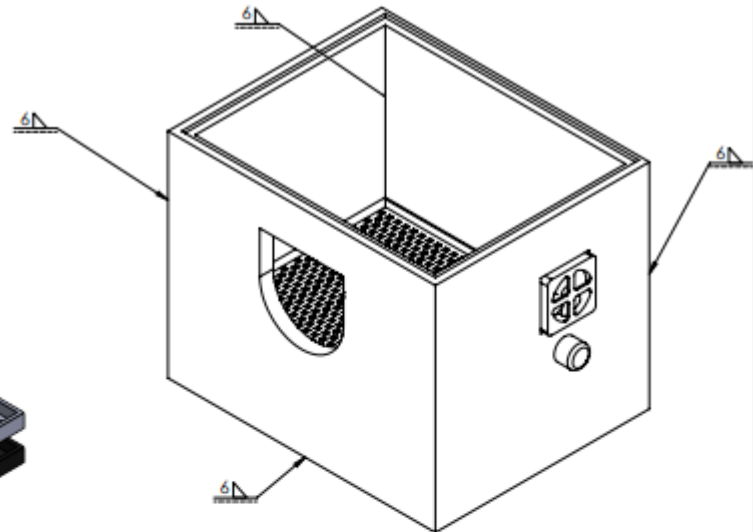
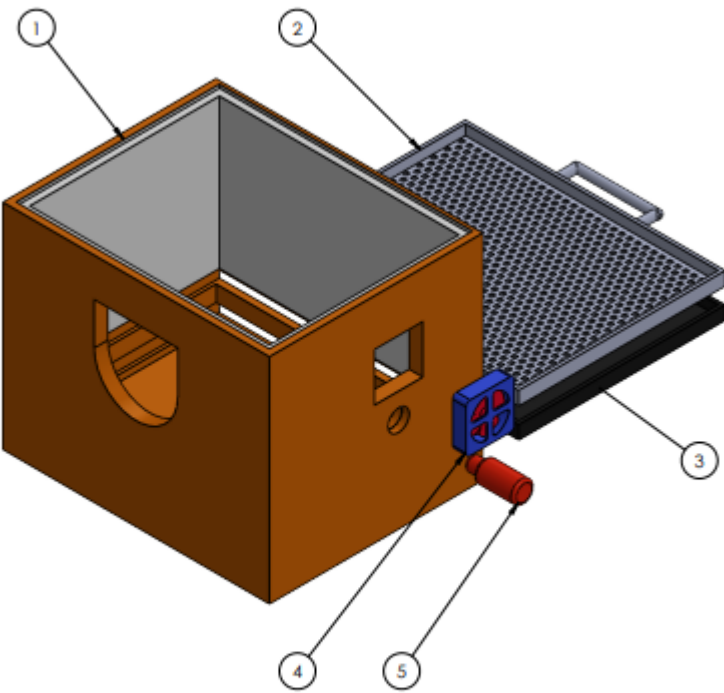
CODIGO: 01-01-05-03

ESCALA 1:1

	<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			<b>VISAGRAS PUERTA</b>		CODIGO: 01-01-05	MATERIAL: ACERO ASTM A314G70 1/2
	ESCALA: 1:2	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA		HOJA: 07	PL.



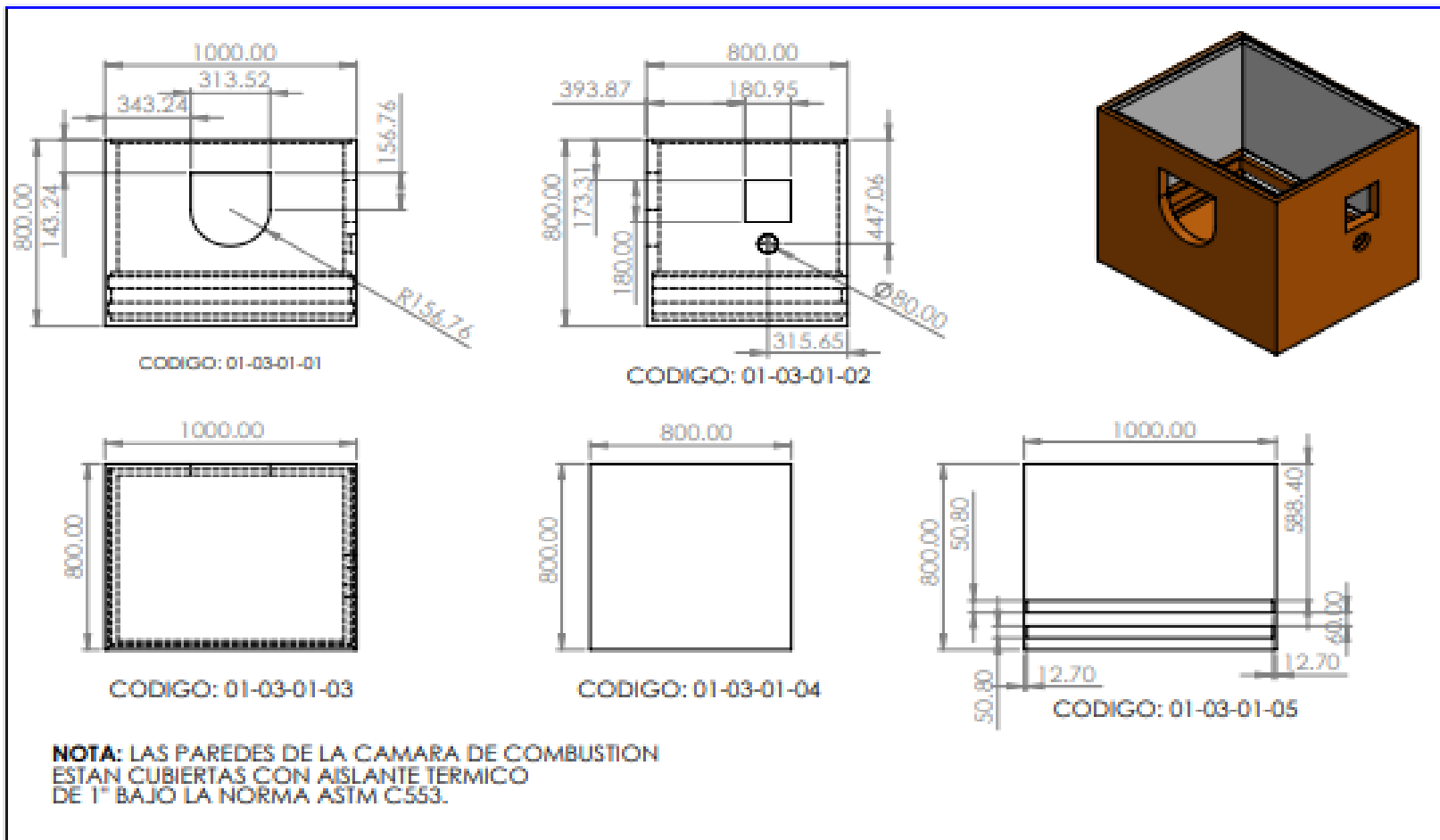
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		BANCO DE TUBOS	CODIGO: 01-02-01	MATERIAL: ACERO ASTM A36/ESF. 2mm
		ESCALA: 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 08





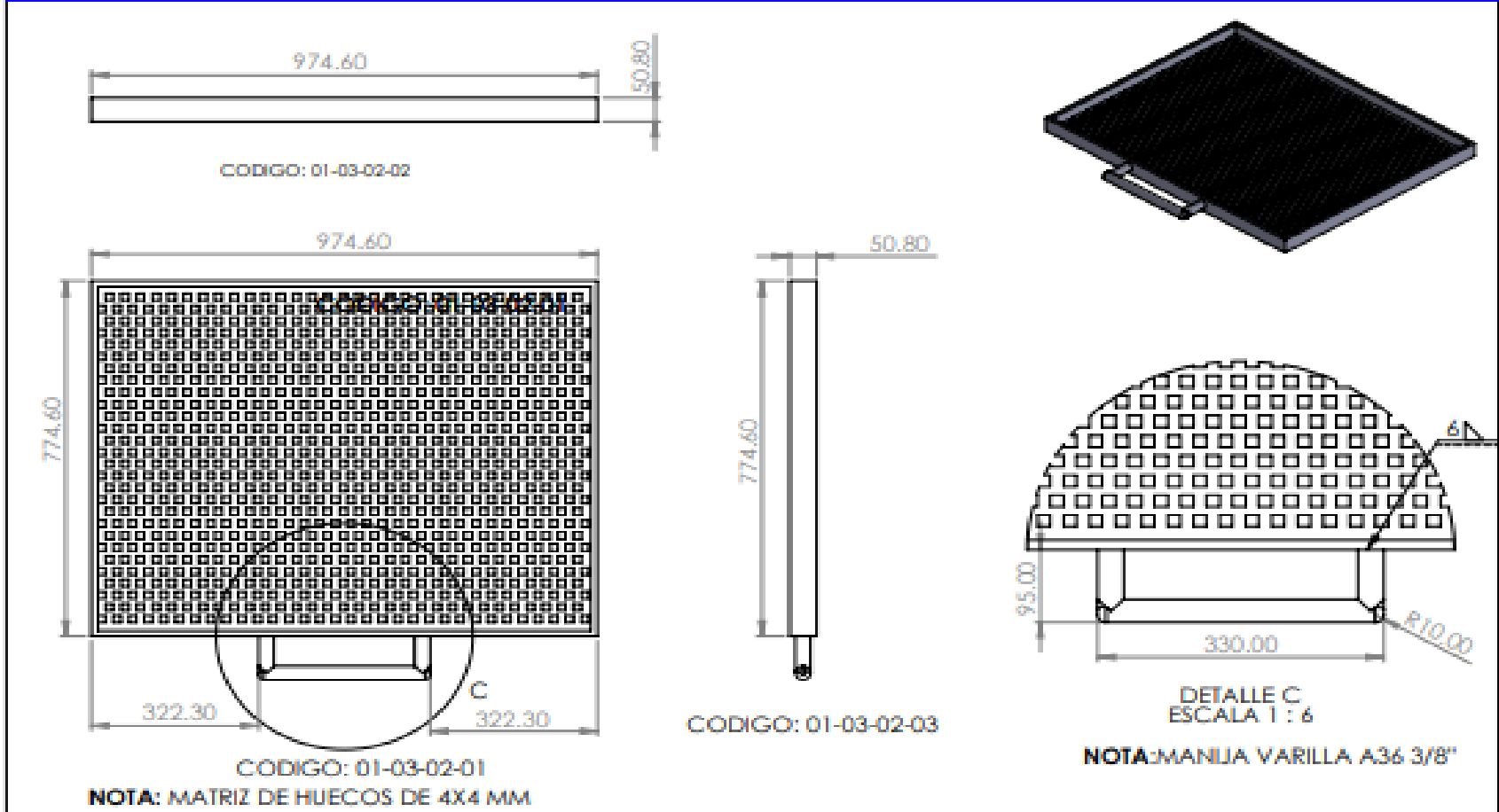
**NOTA:** LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION ESTAN CUBIERTAS CON AISLANTE TERMICO DE 1" BAJO LA NORMA ASTM C553.



5	01-03	Quemador	1
4	01-03	ventilador axial	2
3	01-03-03	Parrilla de cenizas	1
2	01-03-02	Parrilla de combustion	1
1	01-03-01	Cuerpo camara de combustion	1
Nº	CODIGO	DESCRIPCION	CANT

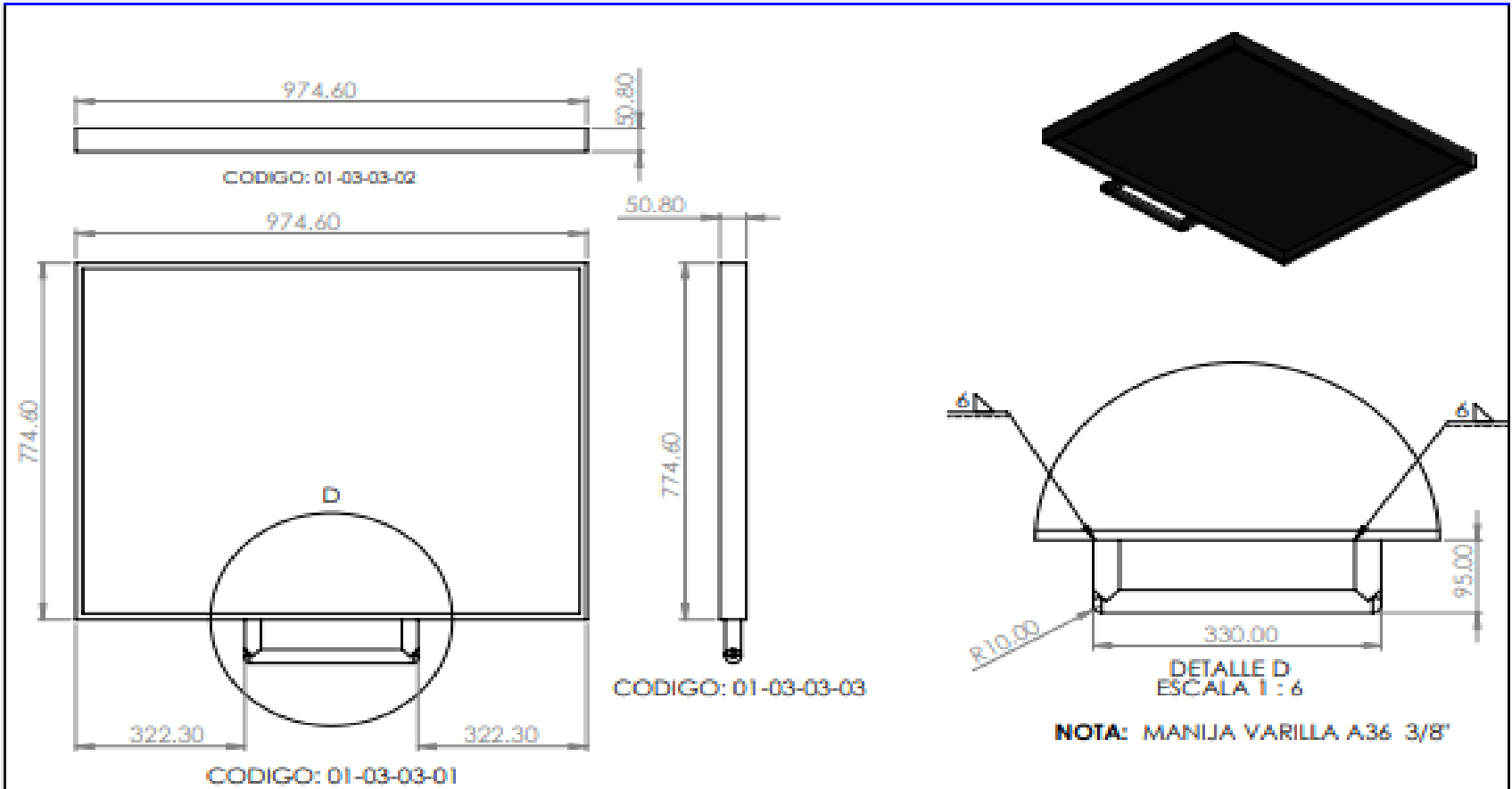
		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
ESCALA 1:10		EXPLOSIONADO CALEFACTOR DE BIOMASA	
		DIBUJADO POR: JORGE VILLABONA	17 / 08 / 2023
FORMATO: A3		REVISADO POR: YESID RUEDA	17 / 08 / 2023
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: VARIOS	XX-XX-XX
			PIEZA Nº XX
			HOJA: 09





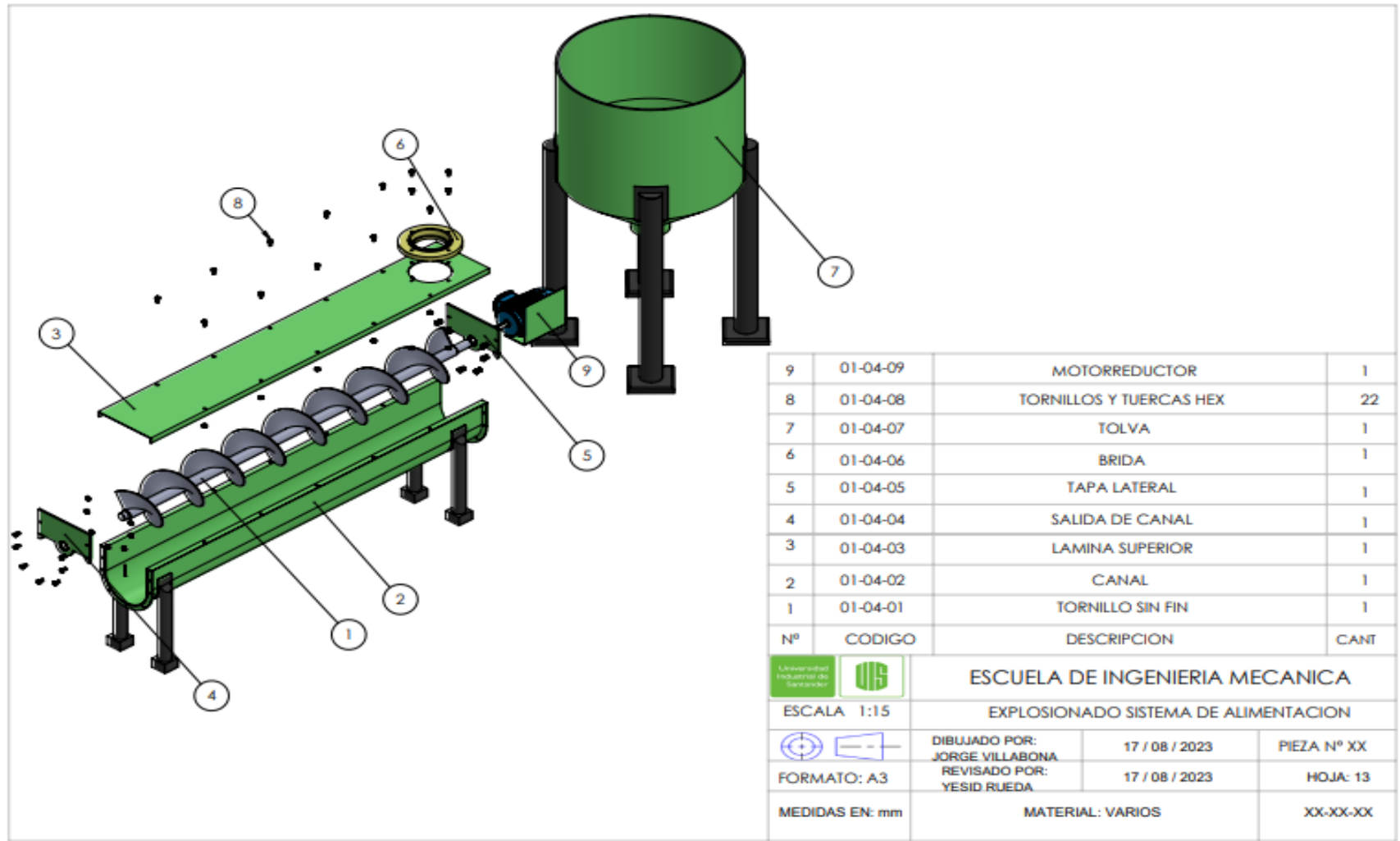
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		CUERPO DE LA CAMARA	CODIGO: 01-03-01	MATERIAL: ACERO ASTM A516G70 1"
		ESCALA: 1:20	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 10

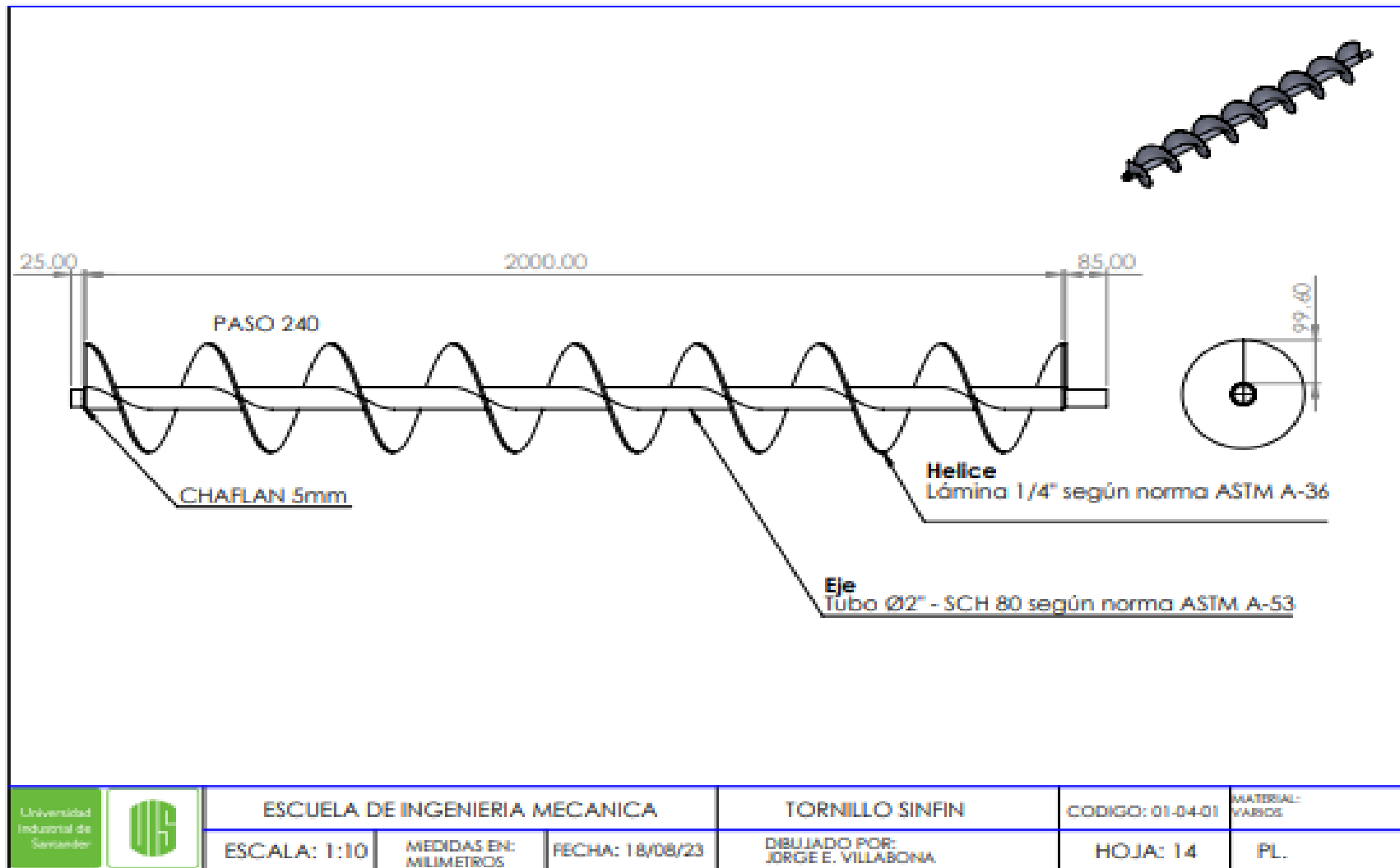


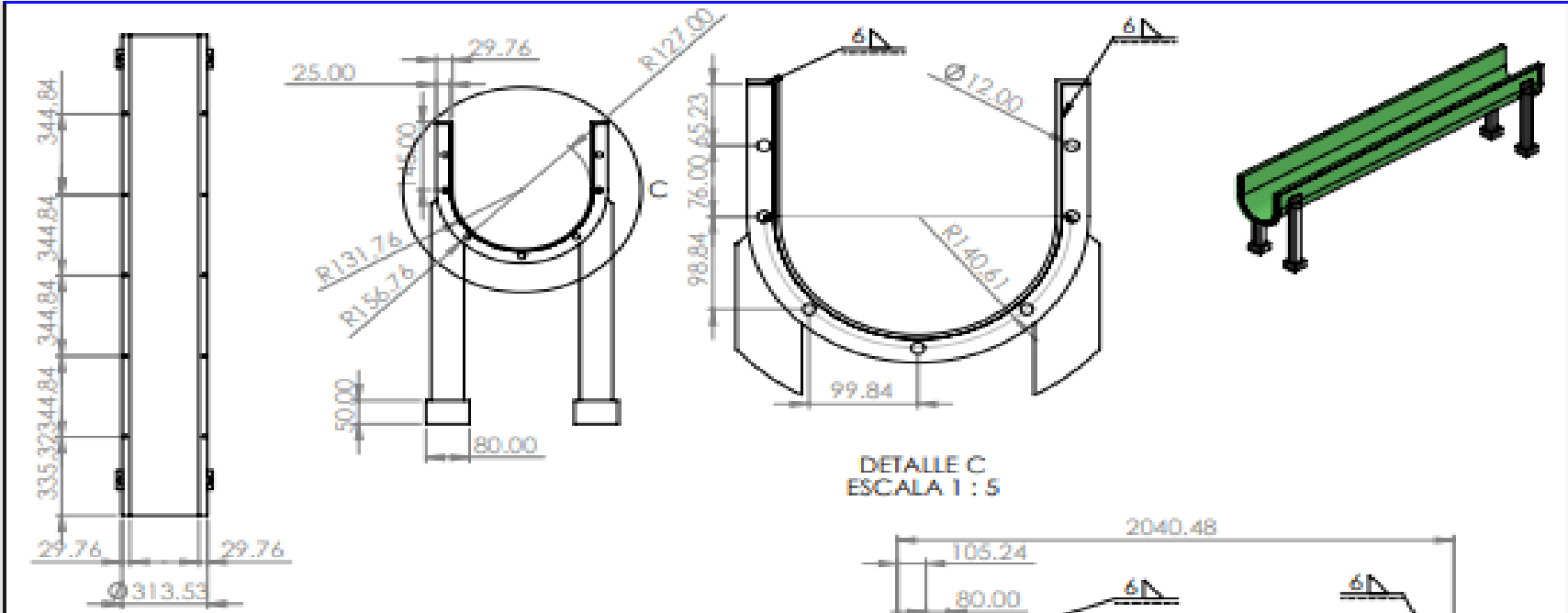
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			PARRILLA DE COMBUSTION	CODIGO: 01-03-02	MATERIAL: ACERO ASTM A316G70 1/2
		ESCALA: 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 11	PL.



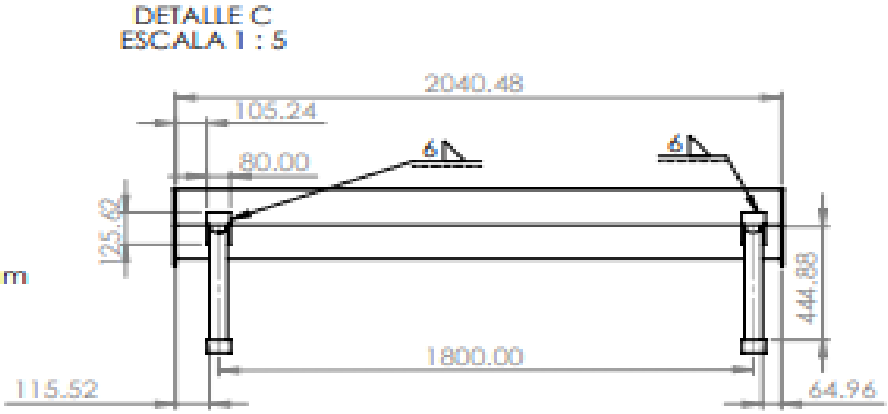
		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			CAJA DE CENIZAS		CODIGO: 01-03-03	MATERIAL: ACERO ASTM A514G70 1/2"
		ESCALA: 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 12	PL.	




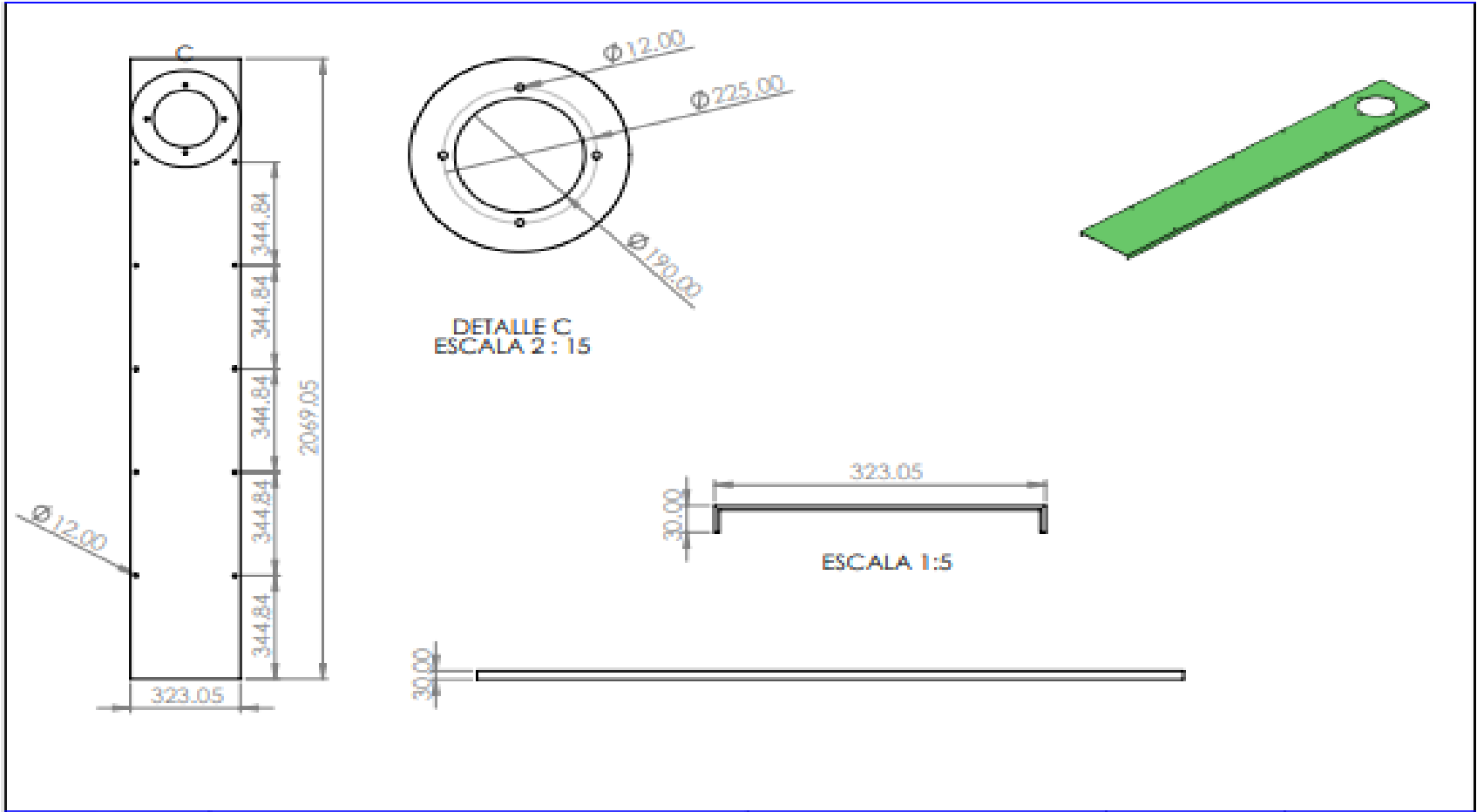






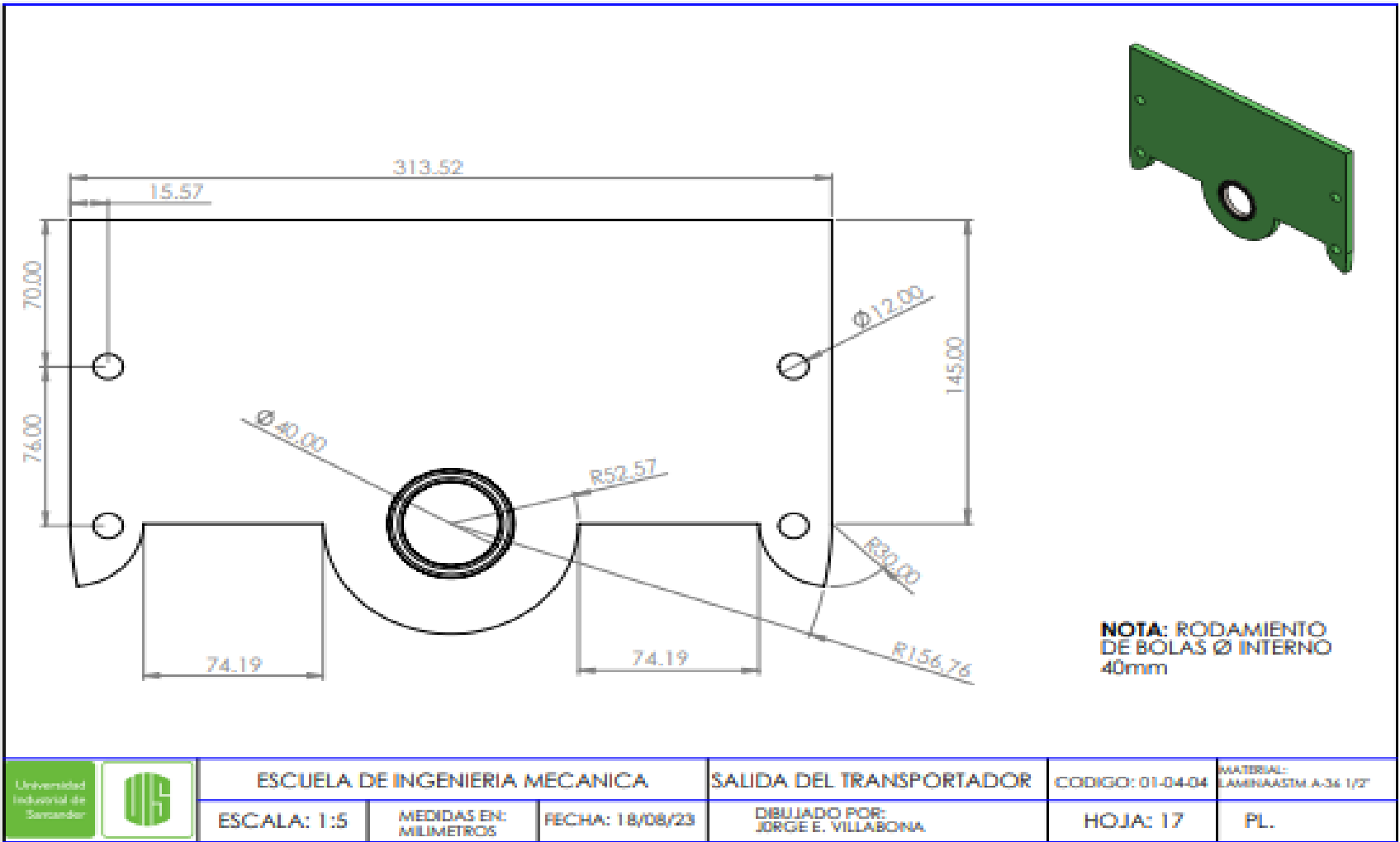
**NOTA:** EL CANAL LAMINA ASTM A36 3/16"  
**NOTA:** LOS SOPORTES TUBOS ASTM-500 Ø50mm EXP. 4mm  
**NOTA:** SOPORTES UNIDOS AL CANAL CON CON SOLDADURA E7018 1/8"

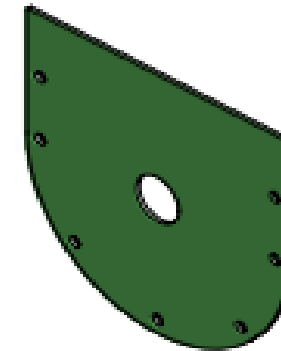
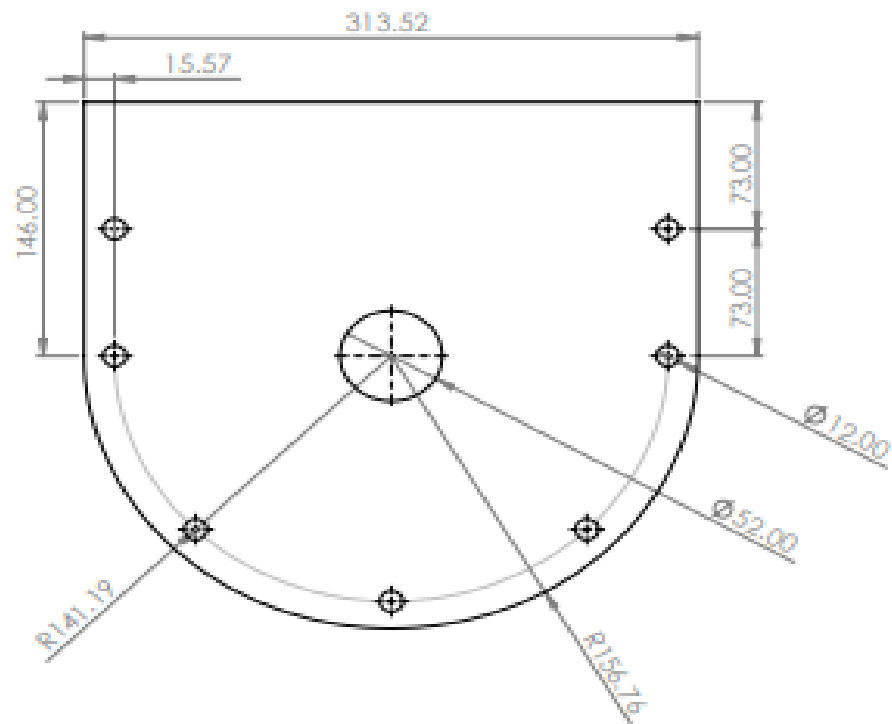




	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			CANAL SIN FIN		CODIGO: 01-04-02	MATERIAL: LAMINA ASTM A-36 1/2"
	ESCALA: 1:20	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA		HOJA: 15	PL.

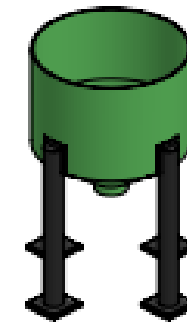
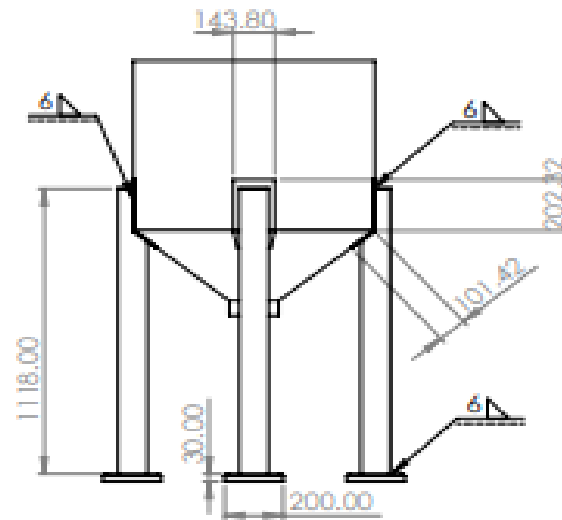
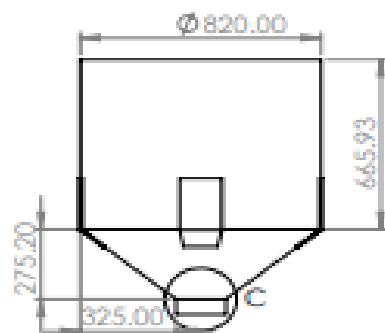


		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		TAPA SUPERIOR	CODIGO: 01-04-03	MATERIAL: LAMINA ASTM A-36 3/16"
		ESCALA: 1:25	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 16






		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			TAPA LATERAL	CODIGO: 01-04-05	MATERIAL: LAMINA AISI 304 3/16"
		ESCALA: 1:3	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 18	PL.

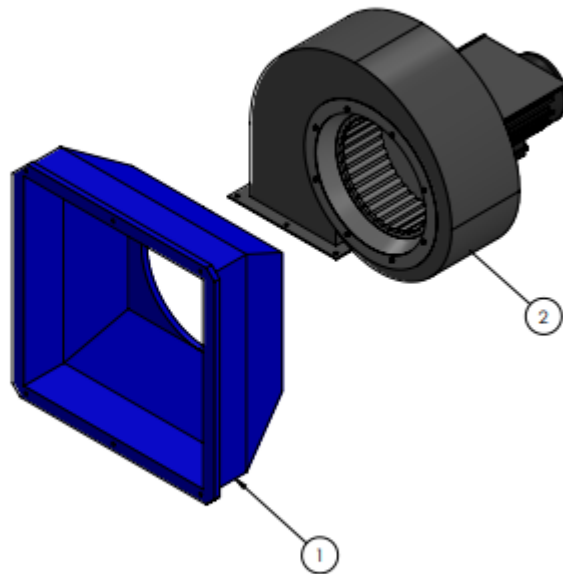


DETALLE C  
ESCALA 1 : 10

**NOTA:** 4 LAMINAS ASTM A-36 1/2" SOLDADAS AL CUERPO DE LA TOLVA

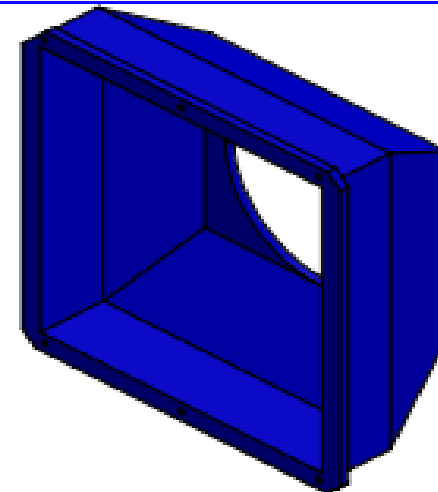
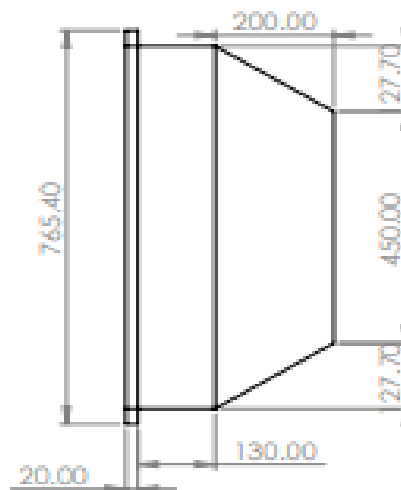
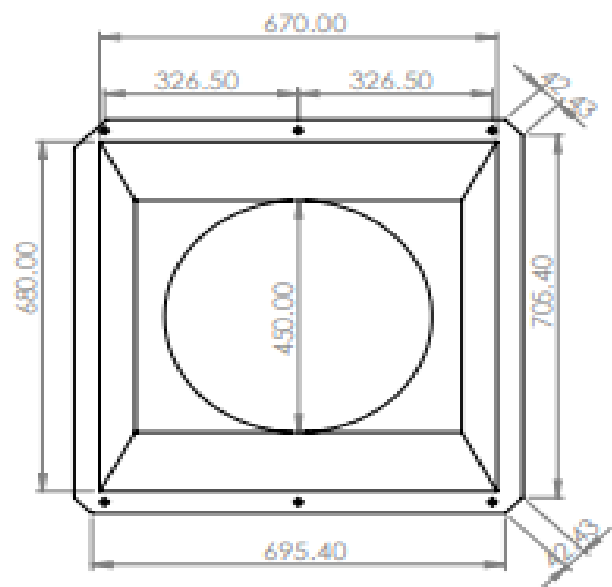
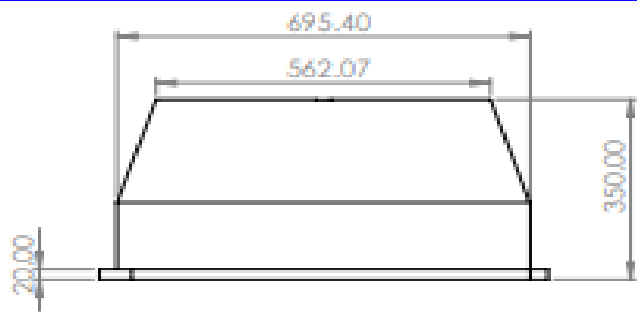
**NOTA:** 4 BASES, TUBOS ASTM A-500 Ø60mm SOLDADAS A LAS LAMINAS FIJADAS AL CUERPO DE LA TOLVA.


	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			TOLVA DE ALIMENTACION	CODIGO: 01-04-07	MATERIAL: LAMINA ASTM A-36 1/2"
	ESCALA: 1:30	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA	HOJA: 19	PL.



3	01-05-03	TORNILLO -TUERCA HEX	12
2	01-05-02	VENTILADOR CENTRIFUGO	1
1	01-05-01	DIFUSOR	1
Nº	CODIGO	DESCRIPCION	CANT
 		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
ESCALA 1:10		EXPLOSIONADO SISTEMA VENTILACION	
		DIBUJADO POR: JORGE VILLABONA	17 / 08 / 2023
FORMATO: A3		REVISADO POR: YESID RUEDA	17 / 08 / 2023
MEDIDAS EN: mm		MATERIAL: VARIOS	
		PIEZA N° XX	
		HOJA: 20	
		XX-XX-XX	

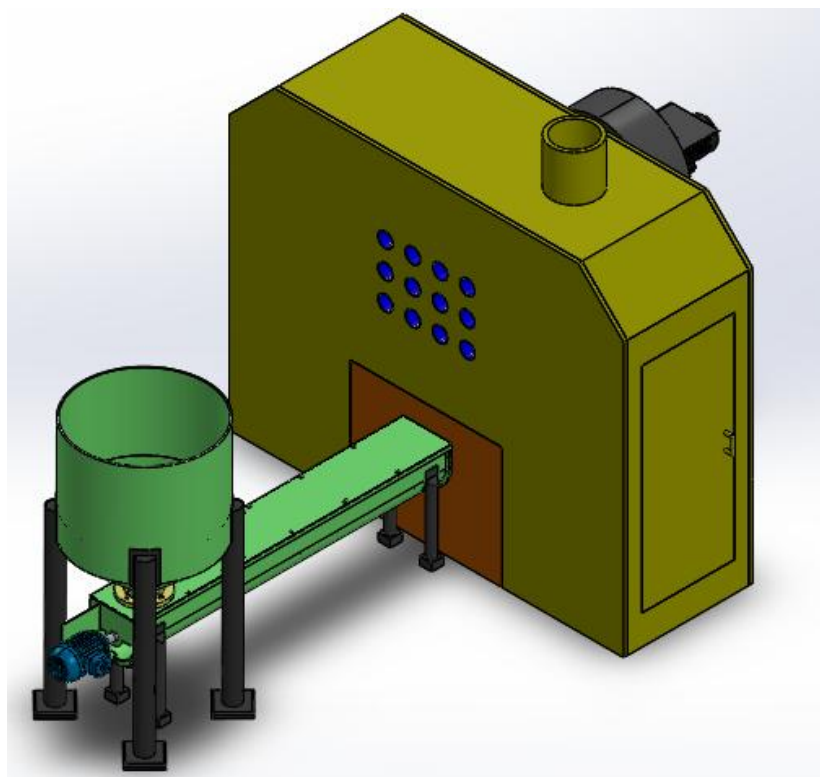
Arti



Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			DIFUSOR		CODIGO: 01-05-01	MATERIAL: Lamina AISI 670 1/4"
	ESCALA: 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 18/08/23	DIBUJADO POR: JORGE E. VILLABONA		HOJA: 21	PL.

**ANEXO C.** Manual de funcionamiento y mantenimiento del sistema de calefacción.

# MANUAL DE FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN.



1. DESCRIPCIÓN DEL CALEFACTOR DE BIOMASA.....	109
1.1 Ficha técnica .....	109
1.2 Sistemas del calefactor de biomasa.....	110
1.2.1 sistema térmico. ....	110
1.2.2 Sistema de ventilación.....	111
1.2.3 Sistema de alimentación. ....	111
1.3 Controladores instalados.....	112
2. MÉTODO DE OPERACIÓN DEL CALEFACTOR DE BIOMASA.....	113
2.1 Ciclo de encendido y apagado .....	113
2.2 Procedimiento de encendido. ....	113
2.3 cuidados del calefactor de biomasa. ....	114
3. MANTENIMIENTO.....	114
3.1 Limpieza.....	114

## 1. DESCRIPCIÓN DEL CALEFACTOR DE BIOMASA.

### 1.1 Ficha técnica

Especificaciones del calefactor de Biomasa.	
Combustible	Cascarilla de palma
temperaturas de operación	32-40 (°C)
Área del intercambiador	3 m <sup>2</sup>
Cámara de combustión	1m x0,8m x0,8m
Caudal aire	8.000 m <sup>3</sup> /h.
Flujo del sinfín	15 kg/h.
Capacidad tolva	100 kg

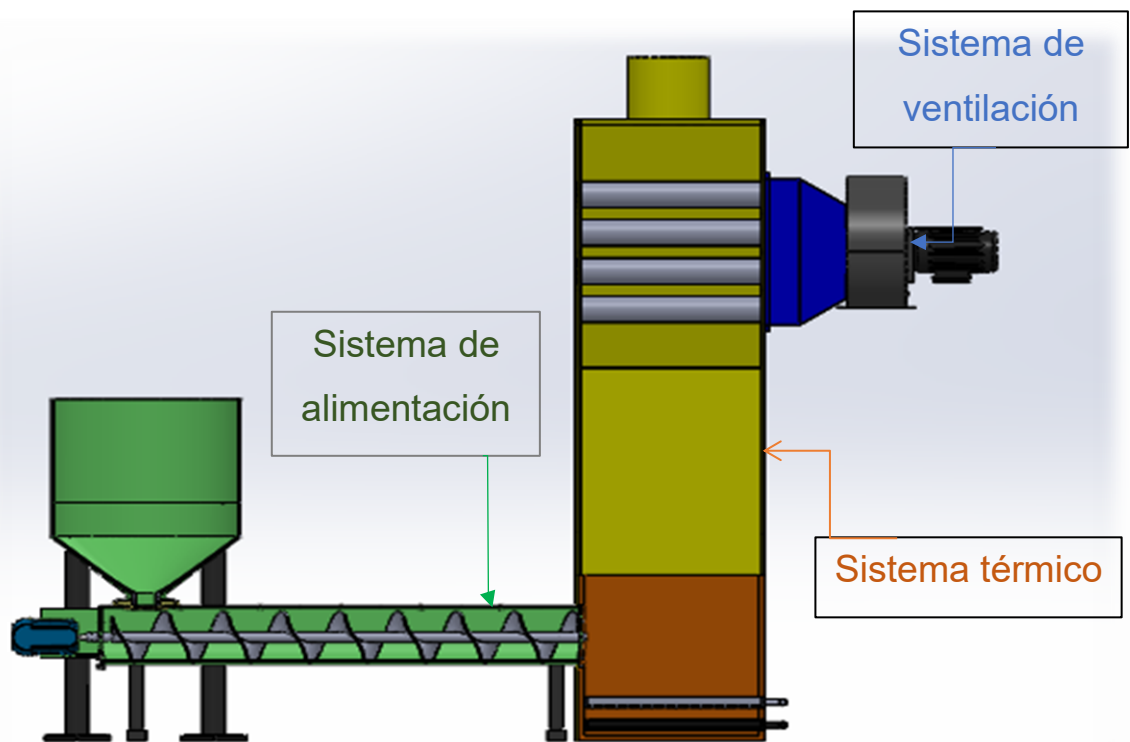
El calefactor de biomasa es un dispositivo diseñado para calentar aire del ambiente con el fin de tener unas condiciones específicas de temperatura necesarias para la crianza de aves de corral. El calefactor de biomasa (cascarilla de palma de aceite) cuenta con una cámara de combustión vertical en forma de paralelepípedo y un dosificador que suministra el combustible a través de un sistema de alimentación, un tornillo sinfín, que comunica la tolva de almacenamiento y el interior de la cámara de combustión, este sistema de alimentación este acoplado de forma directa a un motorreductor.

La cascarilla de palma cae por gravedad a la parrilla ubicada en la parte inferior de la cámara de combustión, de forma lateral ingresa el aire necesario para la combustión, esta alimentación de aire se hace posible a través de ventiladores, un aire primario que garantice el exceso de aire necesario para una combustión completa, con el objetivo ideal de que la partícula que se queme dentro de la cámara de combustión completamente, sin embargo para el encendido de la cámara de combustión se recomienda una precarga que caracterice una llama incineradora. Las cenizas productos de la combustión de la cascarilla caen al fondo de la cámara de combustión y quedan almacenadas.

En el cuerpo del calefactor, se ubica el intercambiador de calor de flujo cruzado, los gases producto de la combustión, con ayuda del aire secundario, es el

encargado de calentar el haz de tubos, cruzando los tubos de manera perpendicular. Por el interior de los tubos, ingresa aire del ambiente con ayuda de los ventiladores centrífugos ubicados y acoplados al final de los tubos y al cuerpo del calefactor, este aire se calienta con la energía producto de los gases de combustión, ya que estos calientan el haz de tubos, lo que nos da como resultado un aire a las condiciones requeridas.

## 1.2 Sistemas del calefactor de biomasa.



### 1.2.1 sistema térmico.

Cuerpo del calefactor: Las paredes principales del calefactor, donde están ubicados el haz de tubos se implementó acero ASTM A516 Grado 70 de 1[in], las paredes laterales en acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$ [in] y la puerta de acceso al interior del calefactor para inspección y mantenimiento acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$ [in]. Las paredes internas del calefactor están revestidas con lana mineral de roca de 2[in], bajo la norma ASTM C553.

Cámara de combustión: Constituye la parte del calefactor donde se realiza la combustión, por medio de la mezcla de aire, suministrado por un ventilador y el elemento que arde en este caso, la cascarilla de palma. esta cámara consta de 2 partes fundamentales: una parrilla en forma de rejilla en el cual se quema la biomasa, el cajón de ceniza que es el encargado de recibir y almacenar los residuos de la combustión. El cuerpo de la cámara de combustión está diseñado con acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{2}$  [in], la parrilla en forma de rejilla y el cajón de ceniza están diseñadas con acero ASTM A516 Grado 70 de  $\frac{1}{4}$  [in]. Las paredes internas de la cámara de combustión están revestidas con lana mineral de roca 1 [in], bajo la norma ASTM C553.

- Intercambiador de calor: Son tubos que se encuentran soportados en las paredes del calefactor, estos tubos van expandidos, biselados y pestañados, o soldados según los criterios de construcción. Este haz de tubos, constan de 12 tubos de acero ASTM A56 4 [in] con un espesor de 2 [mm].

### 1.2.2 Sistema de alimentación.

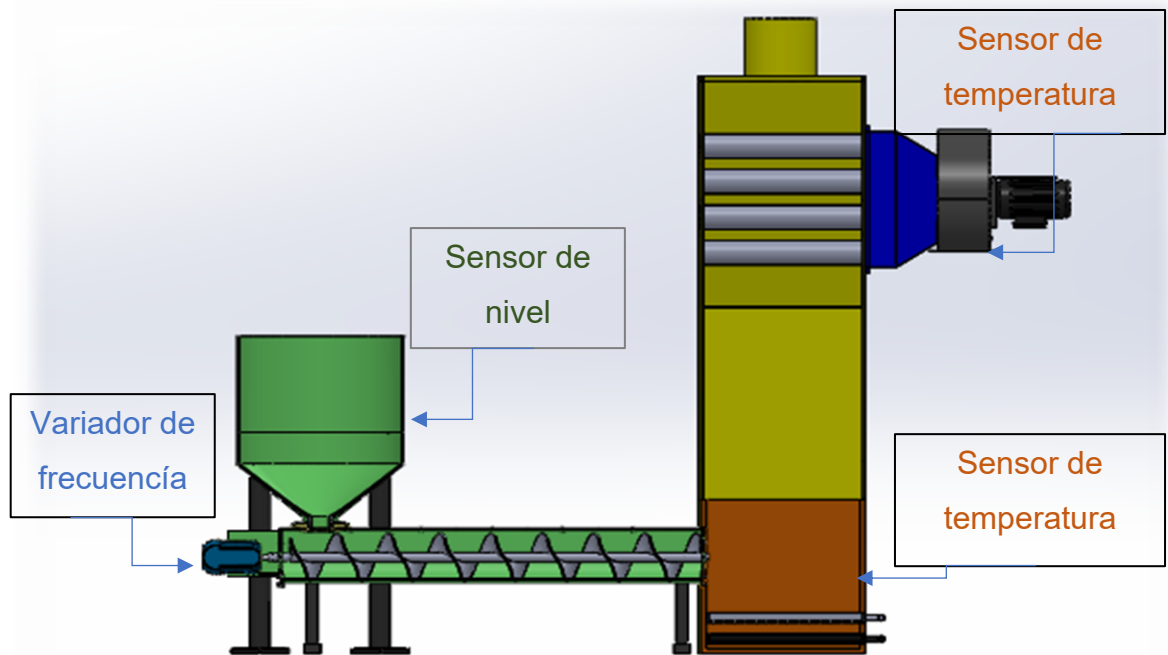
Es un dispositivo para transportar la biomasa por medio de un tornillo sin fin desde una tolva de entrada que alberga el combustible hasta la cámara de combustión accionado mediante un motor reductor acoplado directamente a su eje.

### 1.2.3 Sistema de ventilación.

Está conformado con un aire primario de combustión encargado de suministrar el exceso de aire necesario para la combustión completa, un ventilador axial HCM150 con potencia de 65[W] y 1650[rpm] y un Aire secundario de combustión un ventilador axial HCM180 con potencia de 40 [W] y 1650[rpm].

El aire del intercambiador, Se implemento un ventilador centrifugo de la serie CM400 con diámetro de rodete de 406 [mm] encargado de asegurar el paso de aire por los tubos del intercambiador y expulsar por su boquilla el aire caliente.

### 1.3 Controladores instalados.



En cuestión de controladores. El calefactor de biomasa tiene los siguientes instrumentos:

Motorreductor con variador de velocidad: El variador de velocidad se encarga de aumentar y disminuir la frecuencia de operación del motorreductor, así se controla el dosificador que entrega la cascarilla de palma a la cámara de combustión.

Sensores de temperatura: hay dos sensores de temperatura en el calefactor de biomasa, El primero se encuentra instalado en las paredes de la cámara de combustión y registra la temperatura de los gases, es un Termopar tipo S.

El segundo sensor, termopar tipo J, registra la temperatura que sale del intercambiador de calor. Instalado a la salida de aire del intercambiador, si la temperatura no es la correcta, envía una señal al controlador de velocidad.

Sensor de nivel: El sensor de nivel es un interruptor de nivel de paletas rotatorias para material seco de la serie LVD-800, Registra la altura de combustible en la

tolva, encargado de mandar una señal eléctrica cuando el nivel del combustible dentro de la tolva está en menos de un 30%

## **2. MÉTODO DE OPERACIÓN DEL CALEFACTOR DE BIOMASA.**

### **2.1 Ciclo de encendido y apagado**

Antes de encender el calefactor de biomasa se deben tener en cuenta las siguientes instrucciones:

- La tolva del sistema de alimentación debe estar completamente llena antes de iniciar el proceso. recordando que esta tiene una capacidad de 300 kg.
- La cámara de combustión no debe tener residuos de cascarilla de palma de quemas anteriores.
- Verificar que la parrilla de la cámara de combustión y el cajón de cenizas estén completamente limpios.
- Verificar que la parte interna de los tubos del intercambiador de calor estén completamente limpios y despejados.

### **2.2 Procedimiento de encendido.**

1. Se precarga la parrilla de la cámara de combustión con 2 Kg de combustible (cascarilla de palma).
2. Accione el interruptor que suministra energía eléctrica a los ventiladores axiales, encargados del aire primario y secundario de la cámara de combustión, y al quemador que lanza la primera llama, con el fin de verificar su correcto funcionamiento.
3. Coloque el variador de velocidad del sistema de alimentación al mínimo.
4. Se enciende el motorreductor del sistema de alimentación de combustible.
5. Aumente gradualmente el sistema de alimentación, girando el variador mientras el sistema se calienta.
6. Si al cabo de un tiempo no se observa una llama apreciable dentro de la cámara de combustión reduzca la alimentación y verifique que la parrilla no esté

tapada por el combustible que no se ha quemado retome de nuevo desde el paso 2.

7. Accione el interruptor que suministra energía eléctrica a los ventiladores centrífugos, encargados de transportar el aire por el interior de los tubos del intercambiador de calor, con el fin de verificar su correcto funcionamiento.

8. Verifique en el tablero de control, los parámetros de temperatura del calefactor.

### **2.3 cuidados del calefactor de biomasa.**

- La eficiencia y la capacidad total del calefactor de biomasa depende del estado de superficie de transferencia, por lo tanto, la superficie externa de los tubos debe permanecer razonablemente limpia ya que el hollín producto de la cámara de combustión, puede dejar rastro del material particulado.
- Tiempo de apagado, cuando el calefactor de biomasa deba permanecer apagado por tiempo considerable, se debe limpiar totalmente la cámara de combustión y la parrilla de cenizas, también asegurarse de que el intercambiador de calor, la parte externa de los tubos quede sin residuos de hollín para así asegurar la eficiencia de este.

## **3. MANTENIMIENTO.**

### **3.1 Limpieza.**

Cámara de combustión: El procedimiento recomendado para limpiar la cámara de combustión es el siguiente:

- El equipo debe estar a temperatura ambiente para esto debe estar apagado unas 3 horas anticipadamente.
- Se retiran los cajones de ceniza y la parrilla.
- Se abre la puerta de mantenimiento para dar un fácil ingreso a la cámara de combustión.
- con un cepillo o escoba limpiar toda la suciedad y rastro de biomasa.

Intercambiador de calor: El procedimiento recomendado para limpiar el intercambiador de calor es el siguiente:

- se abre la puerta de mantenimiento para dar fácil ingreso al calefactor.
- Con un cepillo o escoba se talla el exterior del tubo del intercambiador de calor con el fin de quitar la suciedad que deja la combustión de la cascarilla.

Sistema de alimentación: El procedimiento recomendado para limpiar el sistema de alimentación es el siguiente:

- Asegurarse que en la tolva no haya ningún material u objeto que no sea la cascarilla de palma, para evitar obstrucciones o taponamientos en la salida de esta.
- Con la ayuda del variador de velocidad, para asegurarse que no quede ningún residuo de cascarilla en el canal del tornillo sinfín.