

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de un horno –intercambiador de biomasa y gas para la generación
de calor utilizada en el proceso de secado del arroz

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Anthony Francisco Arévalo Quinto

William Alexander Ávila Aguilar

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mi padre, ya que su lucha constante por triunfar en la vida junto con sus consejos influyó tanto en mi vida personal como universitaria.

William Alexander Ávila Aguilar.

El presente proyecto lo dedico a Dios por toda la sabiduría e inteligencia brindada para lograr esta meta, a mis padres por su apoyo incondicional, a mis hermanos y familiares.

Anthony Francisco Arévalo Quinto.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres William Ávila y Blanca Aguilar por su apoyo incondicional a lo largo de mi vida universitaria. A los profesores PhD Emérita Delgado Plaza y PhD Juan Peralta Jaramillo por sus conocimientos impartidos para la realización de este proyecto y sin duda alguna, su estilo de vida influenció para que mejore como estudiante y persona.

William Alexander Ávila Aguilar.

Agradezco a los profesores Emérita Delgado y Juan Peralta por todo el apoyo brindado para la elaboración del presente proyecto. A mis padres Ulises Arévalo y Clara Quinto por su paciencia y por todo el apoyo moral y económico que me han dado en el transcurso de mi carrera.

Anthony Francisco Arévalo Quinto.

EVALUADORES


Emérita Delgado Plaza Ph.D.

PROFESOR DE LA MATERIA


Emérita Delgado Plaza Ph.D.

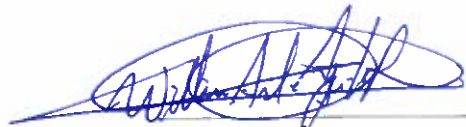
PROFESOR TUTOR

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Anthony Francisco Arévalo Quinto y William Alexander Ávila Aguilar damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Anthony Arévalo Quinto



William Ávila Aguilar

RESUMEN

En la actualidad, la provincia del Guayas cuenta con 334 apiladoras de arroz clasificadas como tercera categoría, de las cuales, casi todas en su totalidad, usan combustibles fósiles para el secado. Las pérdidas del producto son ocasionadas principalmente por la falta de control de temperatura junto con tiempos de secado, generando grandes consumos de electricidad y combustibles fósiles; sin otra alternativa, los propietarios no encuentran otra solución que cerrar sus negocios debido a irreparables pérdidas económicas. Con el objetivo de minimizar el consumo de los factores mencionados el presente proyecto plantea el diseño de un horno – intercambiador de biomasa y gas para la generación de calor utilizando como fuente principal de energía, biomasa sólida complementaria con combustibles fósiles. La metodología implementada para la realización de este proyecto fue; análisis matemático y de transferencia de calor en conjunto con la implementación de un programa computacional de simulación de fluidos. Los resultados obtenidos en la simulación demostraron que el diseño del intercambiador de calor tuvo una temperatura de salida de 54 °C y una eficiencia del 65%. Así mismo, el horno alcanzó una temperatura promedio interna de gases de combustión de 300°C y una temperatura exterior de 44°C (temperatura adecuada para la seguridad del operador). Finalmente, la implementación de este proyecto abarca un beneficioso resultado para la reducción de factores que no solo afectan al medio ambiente sino, la economía del país.

Palabras Clave: Combustibles fósiles, simulación de fluidos computacional, implementación, efectividad.

ABSTRACT

At present, the province of Guayas has 334 rice stackers classified as third category, of which, almost all of them, use fossil fuels for drying it. The losses of the product are mainly caused by the lack of temperature control along with drying times, generating large consumption of electricity and fossil fuels; without another alternative, the owners find no other solution than to close their businesses due to irreparable economic losses. With the objective of minimizing the consumption of the mentioned factors, the design of a dual – use heat exchanger for the generating of heat that uses as main energy source solid biomass and complementary with fossil fuels, is one of the alternatives that can reduce production costs and maintain a steady flow of income. The methodology implemented for the resolution of this project was; mathematics and heat transfer analysis with the implementation of a computational flow simulation program. The results obtained in the simulation showed that the design of the heat exchanger had an exit temperature of 54°C and 65% efficiency. Likewise, the furnace reached an average combustion gases temperature of 300°C and exterior chamber temperature of 44°C (adequate safety temperature for workers). Finally, the implementation of this project includes a beneficial result for the reduction of factors that not only affect the environment but also the economy of the country.

Keywords: *Fossil fuels, computational fluid simulation, implementation, effectiveness.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Justificación del problema	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Tecnología de Secado	3
1.4.2 Sistema de Generación de Calor para secado	4
1.4.3 Tecnología Local en piladoras localizadas en la provincia del Guayas	6
1.4.4 Parámetros por considerar en el proceso de secado.....	7
1.4.5 Cinética de secado	8
1.4.6 Transferencia de calor	10
1.4.7 Intercambiadores de calor	12
CAPÍTULO 2.....	14
2. Metodología	14
2.1 Necesidad del Beneficiario	15
2.2 Parámetros de Diseño.....	15
2.2.1 Mantenimiento	15
2.2.2 Accesibilidad de Mercado	15
2.2.3 Materiales	15
2.2.4 Proceso de Combustión.....	16
2.2.5 Facilidad de uso.....	16

2.2.6	Seguridad	16
2.2.7	Carga y descarga.....	16
2.3	Alternativas de diseño para la generación de calor	17
2.3.1	Hornos de resistencias eléctricas	17
2.3.2	Quemadores de gas licuado de petróleo	17
2.3.3	Hornos de combustión por biomasa	18
2.4	Alternativas de diseño para el intercambiador de calor	19
2.4.1	Intercambiador de calor 1 con flujo de gases externo.....	19
2.4.2	Intercambiador de calor 2 de 3 pasos con flujo de gases interno	19
2.4.3	Intercambiador de calor 3 de 4 pasos con flujo de gases interno.	20
2.5	Selección de la mejor alternativa de Horno	21
2.5.1	Matriz de decisión	21
2.6	Normativas para el proceso de diseño de Horno – Intercambiador de calor	22
2.7	Diseño de forma	23
2.8	Cálculo de calor necesario para el proceso de secado	23
2.9	Flujo másico del aire caliente	26
2.10	Análisis de combustión de la cascarilla de arroz	27
2.10.1	Fórmula del combustible.....	27
2.10.2	Ecuación general de combustión	28
2.10.3	Subíndices de la fórmula química de la cascarilla de arroz	28
2.10.4	Relación aire combustible teórico	29
2.10.5	Relación aire combustible real.....	29
2.11	Diseño del intercambiador de calor	29
2.11.1	Temperaturas de entrada y salida del intercambiador	30
2.11.2	Temperatura media de los gases de combustión	30
2.11.3	Temperatura media del aire	31
2.11.4	Balance de energía.....	31
2.11.5	Transferencia de calor total en el intercambiador de calor	32
2.11.6	Coeficiente global de transferencia de calor	32
2.11.7	Coeficiente de convección	32
2.11.8	Coeficiente de convección interno	33
2.11.9	Coeficiente de convección externo	33
2.11.10	Diferencia de temperaturas medias logarítmicas.....	34

2.11.11	Caída de presión en el banco de tubos	34
2.12	Consumo de cascarilla teórico	35
2.13	Flujo de aire necesario para mantener la combustión	35
2.14	Alimentación de la cascarilla	36
2.15	Calor de combustión.....	37
2.16	Pérdidas de calor.....	37
2.16.1	Calor perdido en la cámara de combustión	37
2.16.2	Calor almacenado en las paredes de la cámara de combustión	39
2.16.3	Calor perdido en las cenizas.....	40
CAPÍTULO 3.....		41
3.	Resultados Y ANÁLISIS	41
3.1	Resultados teóricos	41
3.1.1	Intercambiador de calor	41
3.1.2	Horno	42
3.2	Simulación CFD.....	44
3.2.1	Intercambiador de calor	45
3.2.2	Curva de operación intercambiador	46
3.2.3	Simulación cámara de combustión	47
3.2.4	Curva de operación cámara de combustión	48
3.3	Selección de ventiladores.....	49
3.3.1	Selección de ventilador de la cámara de combustión	49
3.3.2	Selección de ventilador de intercambiador de calor.....	50
3.4	Sistema de control.....	50
3.5	Análisis de costos.....	51
3.5.1	Costos de materiales horno, intercambiador y cámara de secado	51
3.5.2	Costos de materiales del sistema de control	52
3.5.3	Costos de mano de obra.....	53
3.5.4	Costos de diseño	54
3.5.5	Costos totales	54
CAPÍTULO 4.....		56
4.	Conclusiones Y RECOMENDACIONES.....	56
4.1	Conclusiones.....	56
4.2	Recomendaciones.....	57

BIBLIOGRAFÍA
APÉNDICES

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
GLP	Gas licuado de petróleo
MAGAP	Ministerio de agricultura, ganadería, acuicultura y pesca
API	American Petroleum Institute
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFM	Cubic feet per minute
DTML	Diferencia de Temperaturas Medias Logarítmicas

SIMBOLOGÍA

V_{arroz}	Volumen del arroz	v_T	Velocidad de secado
m_{arroz}	Masa de arroz	A_b	Área de bandeja
ρ	Densidad	N_b	Número de bandeja
V_{camara}	Volumen de cámara	$H_{a,c}$	Gramos de aire seco
L_1	Longitud de largo	H_w	Gramos de humedad
L_2	Longitud de ancho	Q_T	Calor total
L_3	Longitud de alto	\dot{m}	Flujo másico
T_f	Temperatura de película	$\frac{y}{x}$	Relación átomos entre elementos y y x
T_s	Temperatura superficial		
T_∞	Temperatura infinita	$\frac{w}{x}$	Relación de átomos entre elementos w y x
h_i	Coefficiente convección		
k	Conductividad térmica	$\frac{u}{x}$	Relación de átomos entre elementos u y x
Ra_L	Número de Rayleigh		
g	Valor de gravedad	$\frac{z}{x}$	Relación de átomos entre elementos z y x
C_{pc}	Calor específico de flujo caliente		
T_{ac}	Temperatura de aire caliente	M_C	Masa de carbono
C	Carbono	m_H	Porcentaje de hidrógeno
S	Azufre	m_C	Porcentaje de carbono
β	Coefficiente expansión volumétrica	$m_{(a/f)teórico}$	Relación de aire combustible teórico
γ	Viscosidad cinemática	n	Número de moles
α	Difusividad térmica	$m_{(a/f)real}$	Relación de aire combustible real
v_a	Velocidad de aire	T_{hi}	Temperatura caliente ingreso
ρ_a	Densidad de aire		
w	Calor latente	T_{ho}	Temperatura caliente salida
R	Constante de los gases		
M_A	Masa molar de agua	T_{ci}	Temperatura fría ingreso
R_c	Constante de secado	T_{co}	Temperatura fría salida

C_{ph}	Calor específico de gases	$C_{p_{ce}}$	Calor específico cenizas
U	Coeficiente global transferencia	m_{ce}	Masa de cenizas
D_i	Diámetro interno	T_{ce}	Temperatura de cenizas
N_T	Número de tubos	T_a	Temperatura ambiente
ΔT_{ml}	Diferencia logarítmica temperatura	\dot{Q}_c	Caudal de aire cámara de combustión
Re_D	Número de Reynolds	\dot{Q}_i	Caudal de aire intercambiador de calor
O	Oxígeno	μ_{gas}	Viscosidad dinámica de gases
N	Nitrógeno	Pr	Número de Prandtl
EA	Exceso de aire	$V_{m\acute{a}x}$	Velocidad máxima de aire
S_t	Longitud transversal tubos	ρ_{aire}	Densidad de aire
Δp	Caída de presión	e_{po}	Espesor pared externa
N_L	Número de líneas	k_{ais}	Conductividad térmica aislamiento
x	Factor de corrección presión	k_{po}	Conductividad térmica pared exterior
f	Factor de fricción	h_{oc}	Coeficiente de convección exterior de cámara de combustión
\dot{m}_{gases}	Flujo másico gases	h_{ic}	Coeficiente de convección interno de cámara de combustión
$\dot{m}_{cascarilla}$	Flujo másico cascarilla	h_{ir}	Coeficiente radiación interno de la cámara
\dot{m}_{aire}	Flujo másico de aire	σ	Constante de Stephan Boltzman
PC	Poder calorífico	ε	Emisividad
e_{pi}	Espesor pared interna	Q_a	Calor almacenado
e_{ais}	Espesor de aislamiento	Q_{ce}	Calor perdido por cenizas
m_p	Masa de la pared		
C_{p_p}	Calor específico de pared		
T_{pi}	Temperatura interna pared		
T_m	Temperatura media pared		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Piladora.	2
Figura 1.2. Cantones de la provincia del Guayas pertenecientes a Ruta del Arroz.	6
Figura 1.3. Transferencia de calor por conducción.	10
Figura 1.4. Transferencia de calor por convección.	11
Figura 1.5. Transferencia de calor por radiación.	11
Figura 1.6. Intercambiador de calor de flujo paralelo	12
Figura 1.7. Intercambiador de calor de contraflujo	12
Figura 1.8. Intercambiador de calor de flujo cruzado	13
Figura 1.9. Intercambiador de calor de tubos y coraza	13
Figura 2.1. Metodología de diseño	14
Figura 2.2. Horno de resistencias eléctricas	17
Figura 2.3. Quemadores de gas licuado de petróleo	18
Figura 2.4. Hornos de combustión por biomasa	18
Figura 2.5. Intercambiador de calor 1 con flujo de gases externo.	19
Figura 2.6. Intercambiador de calor 2 de 3 pasos con flujo de gases interno.	20
Figura 2.7. Intercambiador de calor 3 de 4 pasos con flujo de gases interno.	20
Figura 2.8. Diseño de forma del sistema	23
Figura 2.9. Distribución de temperaturas	30
Figura 2.10. Metodología de control de alimentación de cascarilla	36
Figura 2.11. Esquema pared cámara de combustión	38
Figura 3.1. Configuración del intercambiador de calor.	42
Figura 3.2. Horno.	44
Figura 3.3. Resultados simulación intercambiador de calor.	46
Figura 3.4. Curva de operación intercambiador de calor.	47
Figura 3.5. Resultados simulación cámara de combustión.	48
Figura 3.6. Curva de operación de la cámara de combustión.	49
Figura 3.7. Conexiones sistema de control.	51

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tecnologías de Secado	5
Tabla 1.2. Tipos de intercambiadores de calor	12
Tabla 2.1. Matriz de decisión para seleccionar el tipo de horno.	21
Tabla 2.2. Matriz de decisión para seleccionar tipo de intercambiador de calor	22
Tabla 2.3. Composición química de la cascarilla de arroz	27
Tabla 2.4. Características de la cascarilla de arroz	28
Tabla 3.1. Resultados de intercambiador de calor	41
Tabla 3.2. Parámetros de combustión.	43
Tabla 3.3. Pérdidas de calor en el horno.	43
Tabla 3.4. Parámetros de entrada del intercambiador de calor.	45
Tabla 3.5. Parámetros de simulación de combustión.	47
Tabla 3.6. Costos de materiales horno, intercambiador y cámara de secado.	52
Tabla 3.7. Costos de materiales sistema de control.	53
Tabla 3.8. Costos de mano de obra.	54
Tabla 3.9. Costos de diseño.	54
Tabla 3.10. Costos totales.	54

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

La mayoría de las piladoras, secan el arroz en cámaras de secado a temperaturas variantes de flujo de aire caliente entre 35 °C y 80°C, siendo ideal una temperatura uniforme de 40 a 50°C (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001) Para este proceso, se requiere aire caliente que es calentado a través de quemadores de gas (GLP), además para el funcionamiento del secador es necesario de equipos complementarios que utilizan importante consumo de electricidad, encareciendo el proceso final del arroz pilado, es por ello, que muchas piladoras pequeñas y medianas empiezan a cerrar.

De lo antes expuesto, se pretende buscar alternativas de mixing tecnológico, es por ello, que se plantea el diseño de un horno –intercambiador de calor de doble uso que utilice como fuente principal de combustible residuos de biomasa y otras fuentes de combustibles fósiles con la finalidad de disminuir el consumo de energía eléctrica y combustible.

1.2 Justificación del problema

A través del proyecto de investigación denominado “Estudio de valoración tecnológica de la tecnología del proceso para optimizar el aprovechamiento de cereales”, se ha procedido a realizar la valoración tecnológica de los secadores para arroz, cacao y maíz localizados en la provincia del Guayas, a partir de ello se plantea solucionar esta problemática en el sector arrocero. Es importante indicar que este estudio es dirigido a pequeños y medianos productores.

Durante las inspecciones técnicas se han detectados varios problemas durante el proceso de secado tales como: temperaturas del aire de secado no uniforme en la cámara (variación de temperatura ΔT entre 10 a 25 °C en distintas zonas de la cámara) , alto consumo de combustibles GLP o diésel, inadecuado

dimensionamiento del extractor de aire, frente de llama directa (temperaturas de 800 °C) al sistema de extracción para llegar a obtener el aire caliente de 120 °C, por lo tanto, existen pérdidas de calor en el sistema. De lo antes mencionado se ocasionan pérdidas del producto entre el 4 al 5 % de la cantidad total del producto a secar.

Además, el gasto del consumo de gas o diésel y electricidad siendo aproximadamente entre 200 a 600 dólares mensuales, que en el caso de pequeñas piladoras, han procedido a cerrar por pérdidas económicas que acarrea el proceso. Añadiendo, además, existen comunidades arroceras que prefieren secar el arroz en cáscara a la intemperie para evitar pagar el costo del secado de su producto.



Figura 1.1. Piladora. [Fuente: Autores]

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un horno- intercambiador de doble uso para la generación de calor que utilice como fuente principal de energía biomasa sólida y complementaria

combustible fósil, con la finalidad de la reducción al consumo de energía al proceso de secado de arroz.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Evaluar las tecnologías de secado existente a nivel regional de los sectores arroceros.
- Diseñar un horno- intercambiador calor doble uso de combustión controlada y temperatura uniforme para utilizarlo en el proceso de secado de arroz.
- Desarrollar la simulación térmica del horno- intercambiador de doble uso para la generación de aire caliente que se utilizara en la cámara de secador.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Tecnología de Secado

La tecnología de secado se puede tipificar o clasificar en base a las diferentes formas de transferencia de calor que se puede aplicar. Por ello existen diferentes tipos secadores en base al grano que se desee secar.

1.4.1.1 Secadores de Bandejas

Estos tipos de secadores tienen como base una estructura metálica en la que se ubica una determinada cantidad de bandejas capaces de ser removidas de la estructura una vez realizado el secado. Por medio del uso de una fuente externa, como un ventilador, se hace fluir aire que luego es calentado por medio de tubos por los que fluye vapor de agua. Una vez que el aire es calentado, el mismo sigue una trayectoria determinada por la estructura para que ingrese por cada bandeja. Una vez seco el producto, las bandejas son retiradas para proceder con la descarga y nuevamente iniciar el proceso. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.4.1.2 Secadores por transporte de vibración

Estos tipos de secadores se caracterizan por contar con elementos flexibles, los cuales soportan bandejas por las que se transporta el grano. El sistema es accionado por un motor el cual, junto con un elemento mecánico denominado biela, genera vibraciones mecánicas unidireccionales. El objetivo es lograr una frecuencia de vibración igual entre el motor y los elementos flexibles. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.4.1.3 Secadores por bandas transportadoras o cintas de túnel

Al igual que los secadores de bandeja, estos tipos de secadores están formados por un determinado número de bandejas para cargar el producto, pero la diferencia radica en que están son transportadas en carretillas. Su funcionamiento se basa en la descarga de cada bandeja, una vez que esta ocurre, otra se adelanta para cumplir la función. La dirección del flujo de secado para deshidratar el producto puede darse de forma paralela a la dirección del movimiento o cruzada. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.4.1.4 Secador de horno o estufa

Este tipo de secador funciona con un quemador el cual calienta el aire y este fluye a través de unas bandejas perforadas. El tipo de transferencia de calor por el cual funciona este mecanismo es a través de convección, en donde la difusión se da entre el aire caliente y el producto. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.4.2 Sistema de Generación de Calor para secado

1.4.2.1 Combustibles Fósiles

El Gas Licuado de Petróleo es uno de los principales combustibles, utilizado para el secado de granos debido a su facilidad de compra y uso, seguido del uso de la Gasolina y Diesel. Esto conlleva a una gran contaminación del medio ambiente por motivo que los propietarios de estas apiladoras no

cuentan con la tecnología necesaria o recursos económicos para controlar estos parámetros.

1.4.2.2 Combustibles Alternativos

El uso de Tamo o cascarilla de arroz para el proceso de secado ha sido considerado como una opción económicamente viable para obtener resultados favorables en dicho proceso. Es un producto que se obtiene propiamente del arroz y sus propiedades han demostrado que sirve como combustible alternante, es decir, se puede generar combustión y calentar el aire que se necesita para secar el arroz.

1.4.2.3 Tecnología utilizada a nivel Internacional

La calidad de arroz depende primordialmente de su tipo de secado; esto conlleva al uso de diversas configuraciones y recursos para la generación de calor, en donde la humedad de este juega un papel importante al final del proceso. A continuación, se detalla en la siguiente tabla, distintas tecnologías de secado:

Tabla 1.1. Tecnologías de Secado [Fuente: Autores]

Secado de Arroz			
Tecnología	Metodología	Ventaja	Desventaja
Paneles Solares	Generación de calor por medio de radiación solar en paneles.	Bajo costo de fabricación.	Mayores tiempos requeridos de secado.
Inducción de Calor	Por medio del uso de un inductor conectado a un convertidor de frecuencia en un rango establecido.	Capacidad de generación de calor, calentamiento volumétrico.	Imperfecciones de convertidores de frecuencia afectan la generación de calor.
Sistema de Recuperación de calor	El flujo de calor restante proveniente del secado retorna a su fuente para ser reutilizado.	Eficiencia en proceso.	Alto costo de fabricación.

Intercambiadores de Calor	Uso de intercambiador de calor como suministro de aire caliente para proceso de secado	Optimización de costos producción, menor influencia en daños a medio ambiente.	Alto costo de fabricación.
----------------------------------	--	--	----------------------------

1.4.3 Tecnología Local en piladoras localizadas en la provincia del Guayas

Este proyecto está enfocado hacia pequeñas y medianas piladoras de arroz en la provincia del Guayas, las cuales corresponden a los cantones Lomas de Sargentillo, Isidro Ayora, Pedro Carbo, Samborondón, Salitre, Balzar, Colimes, Palestina, Santa Lucía y Daule (Ruta del Arroz). La capacidad correspondiente a pequeñas piladoras, también denominadas como piladoras de tercera categoría comprende desde 15 – 20 qq/h (MAGAP) y para las medianas piladoras clasificadas como segunda categoría, su capacidad de producción corresponde a un rango de 20 – 40 qq/h (MAGAP) y los procesos de secado de estas empresas se basan desde el secado de arroz en tendales hasta el uso de combustibles fósiles.

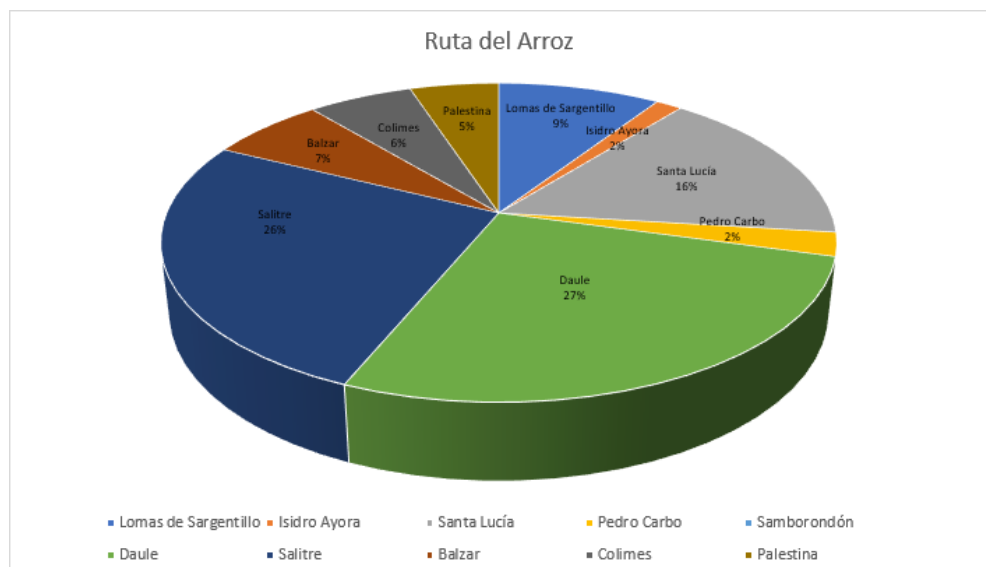


Figura 1.2. Cantones de la provincia del Guayas pertenecientes a Ruta del Arroz. [Fuente: MAGAP]

Con respecto a las piladoras pequeñas, la mayoría de estas realiza el secado de arroz en tendales, dejan reposar al producto por un cierto intervalo de tiempo

expuesto al sol, hasta que el arroz tenga un grado de humedad requerido. Otra forma particular de secado de arroz en las piladoras de tercera categoría es por medio del uso de combustibles fósiles tales como Gas Licuado de Petróleo (GLP) y diesel; el aire caliente (uso de extractor) es transportado a través de ductos que llegan a una cámara de secado de forma cuadrada/rectangular.

Por otra parte, las piladoras medianas o de segunda categoría, realizan el proceso de secado por medio de extractores que funcionan mediante un motor de corriente eléctrica, el cual proporciona movimiento rotatorio a un eje en el que están acopladas unas bandas transmitiendo el movimiento a un segundo que se encuentra acoplado al extractor, transportando el aire caliente a través de ductos hacia la cámara de secado.

Otra forma de generar el aire caliente en las piladoras de segunda categoría es por medio del uso de Tamo o cascarilla de arroz junto con el uso de gasolina o Diesel para producir la combustión. Una vez realizada la combustión con la cascarilla de arroz, el aire caliente producido es transportado por medio de extractores que funcionan junto con motores de corriente alterna.

Uno de los inconvenientes primordiales de los procesos de secado por medio de combustibles usando Tamo, es la generación de cenizas, la cual se mezcla con las semillas de arroz e influye en la calidad final del producto.

1.4.4 Parámetros por considerar en el proceso de secado

1.4.4.1 Temperatura

La temperatura es un parámetro importante a considerar en el proceso de secado, para lograr un buen proceso se deberá mantener una temperatura uniforme en la cámara de secado la misma que dependerá del tipo de producto a secar. Las temperaturas ideales dentro del proceso de secado se encuentran en el rango de 40 °C a 50 °C permitiendo conservar la calidad del grano al finalizar el proceso. (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.4.2 Flujo de aire

El flujo de aire es un parámetro que debe ser controlado con la finalidad de garantizar uniformidad de secado en el producto, por lo tanto se deberá tener un total control sobre el equipo de ventilación de aire caliente para cumplir con el flujo y la velocidad de aire caliente requeridos. (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.4.3 Contenido de humedad

Es importante conocer el contenido de humedad inicial y final del producto con la finalidad de conocer el tiempo de secado para alcanzar el contenido de humedad establecido en la literatura (arroz seco 10 al 14 % de humedad). (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.5 Cinética de secado

1.4.5.1 Psicometría

1.4.5.1.1 Carta psicométrica

La psicometría es una rama de la termodinámica que se encarga del estudio del contenido de humedad presente en el aire, el cual puede ser leído directamente de la carta psicométrica. La carta psicométrica es una gráfica que permite leer directamente el contenido de humedad presente en el aire, así como otras propiedades que se relacionan directamente las cuales se definen a continuación. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.2 Temperatura de bulbo seco

Se define como la temperatura del aire que es medida directamente con un termómetro. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.3 Temperatura de bulbo húmedo

Se define como la temperatura que es medida con un termómetro de bulbo húmedo, generalmente consiste en termómetro envuelto en un material saturado de agua. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.4 Temperatura de punto de rocío

Es la temperatura límite a la cual el vapor de agua presente en el aire conserva su estado gaseoso, por lo tanto, a temperaturas menores a la temperatura de rocío el vapor de agua comienza a condensarse. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.5 Humedad relativa.

Es la relación entre la presión del vapor de agua presente en el aire y la presión del vapor de agua en condiciones de saturación. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.6 Humedad absoluta.

Es la relación que existe entre una cantidad de vapor de agua y una cantidad de aire seco. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.7 Volumen específico

Se define como la relación entre el volumen y la masa asociadas al aire húmedo. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.1.8 Entalpía

Representa la cantidad de energía que posee el aire seco y el vapor de agua. (Cengel & Boles, 2012), (Wang, 2001)

1.4.5.2 Curva de secado

La curva de secado es una gráfica que muestra el contenido de humedad de un producto a medida que transcurre el tiempo. (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.5.3 Velocidad de secado

La velocidad de secado se define como la razón de cambio entre el contenido de humedad de un producto por una unidad de tiempo. (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.5.4 Tiempo de secado

El tiempo de secado es un parámetro que está relacionado directamente con la temperatura de secado y el contenido de humedad, este valor dependerá del tipo de producto a secar y garantizará una buena calidad y estructura del grano secado. (Maupoey, Andrés, Barat, & Albors, 2001)

1.4.6 Transferencia de calor

Se define como la energía transferida de un medio a otro debido a una diferencia de temperaturas, la transferencia de calor siempre se genera desde el medio con mayor temperatura hacia el medio con menor temperatura, dicho de otra forma, el medio a mayor temperatura pierde calor mientras que el medio a menor temperatura gana calor. (Incropera & Dewitt, 1999)

1.4.6.1 Conducción

La transferencia de calor por conducción se genera cuando un sólido o un fluido estacionario se encuentran sometidos a una diferencia de temperaturas, esta transferencia se genera a través del cuerpo entre las superficies externa e interna del mismo. (Incropera & Dewitt, 1999)

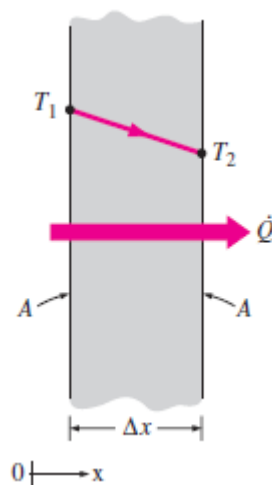


Figura 1.3. Transferencia de calor por conducción. [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]

1.4.6.2 Convección

La transferencia de calor por convección se genera cuando un fluido se encuentra en movimiento y este interactúa con una superficie siempre y cuando el fluido y la superficie se encuentren a temperaturas distintas. (Incropera & Dewitt, 1999)

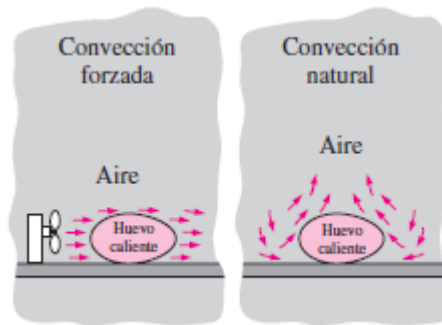


Figura 1.4. Transferencia de calor por convección. [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]

1.4.6.3 Radiación

La materia en general tiene la capacidad de producir energía en forma de ondas electromagnéticas, si un cuerpo se encuentra a una temperatura finita y este interactúa con un medio a diferente temperatura, se producirá transferencia de calor por radiación. (Incropera & Dewitt, 1999)

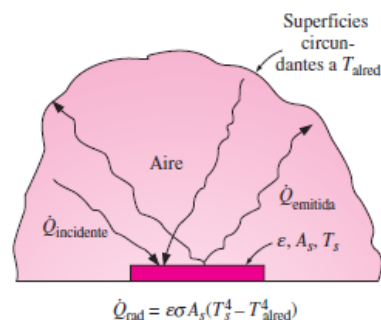


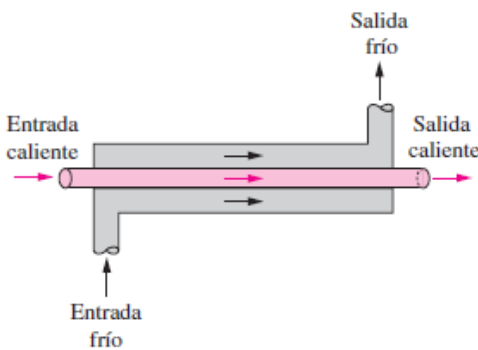
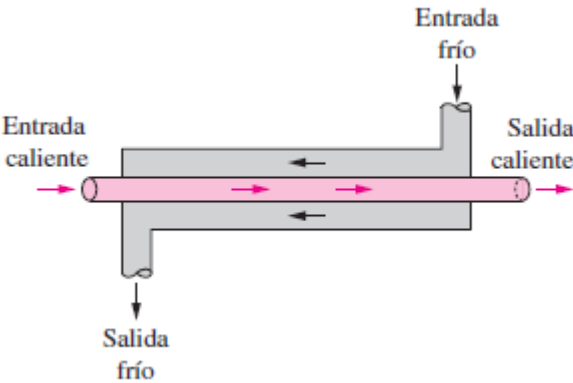
Figura 1.5. Transferencia de calor por radiación. [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]

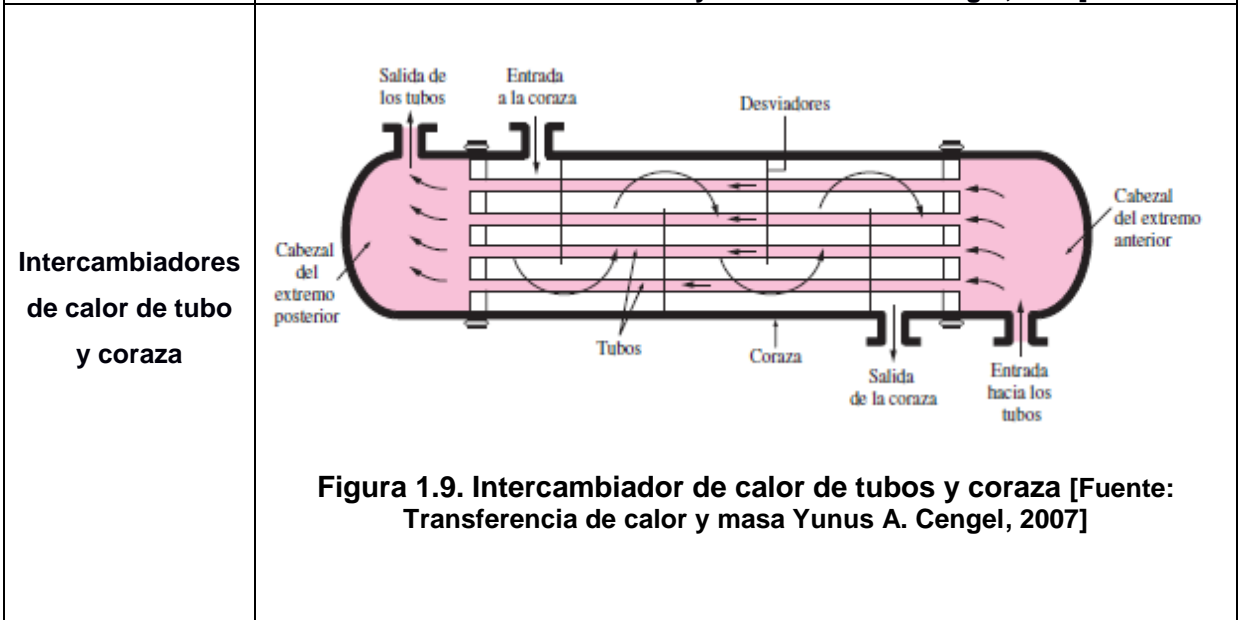
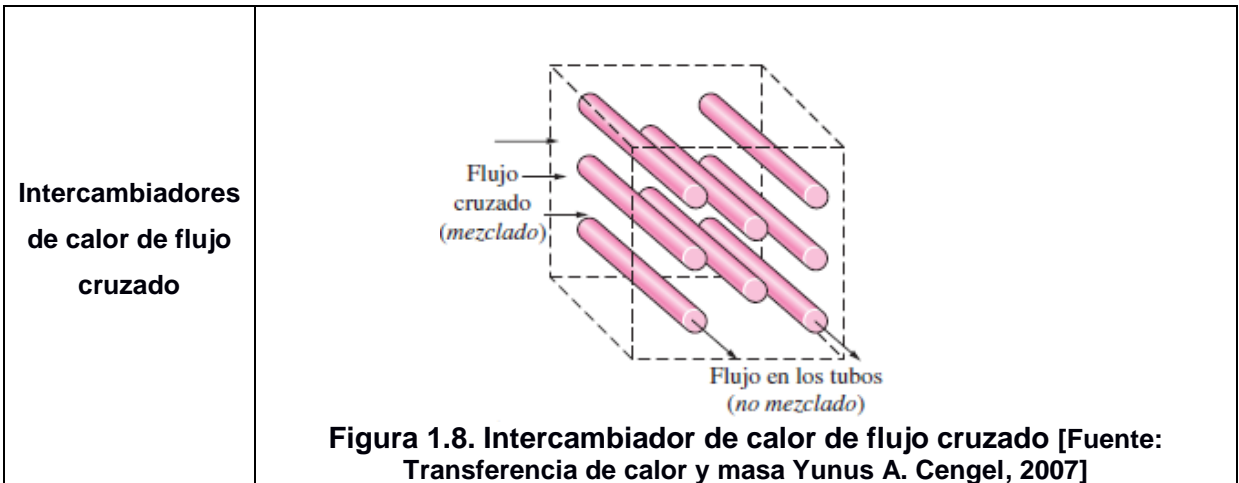
1.4.7 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten la transferencia de calor entre dos fluidos, uno caliente y el otro frío, estos equipos tienen numerosas aplicaciones, por ejemplo, son utilizados en sistemas de aire acondicionado, sistemas de enfriamiento para maquinaria, sistemas de calefacción y sistemas de recuperación de calor.

Se los puede clasificar según la configuración del flujo en intercambiadores de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. (Incropera & Dewitt, 1999)

Tabla 1.2. Tipos de intercambiadores de calor [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]

<p>Intercambiadores de calor de flujo paralelo</p>	 <p>Figura 1.6. Intercambiador de calor de flujo paralelo [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]</p>
<p>Intercambiadores de calor de contraflujo</p>	 <p>Figura 1.7. Intercambiador de calor de contraflujo [Fuente: Transferencia de calor y masa Yunus A. Cengel, 2007]</p>



CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Las limitaciones de diseño son los requerimientos necesarios para el desarrollo de este proyecto y dependen de la necesidad del beneficiario. A continuación, se presenta una serie de pasos a seguir para la realización de este proyecto.

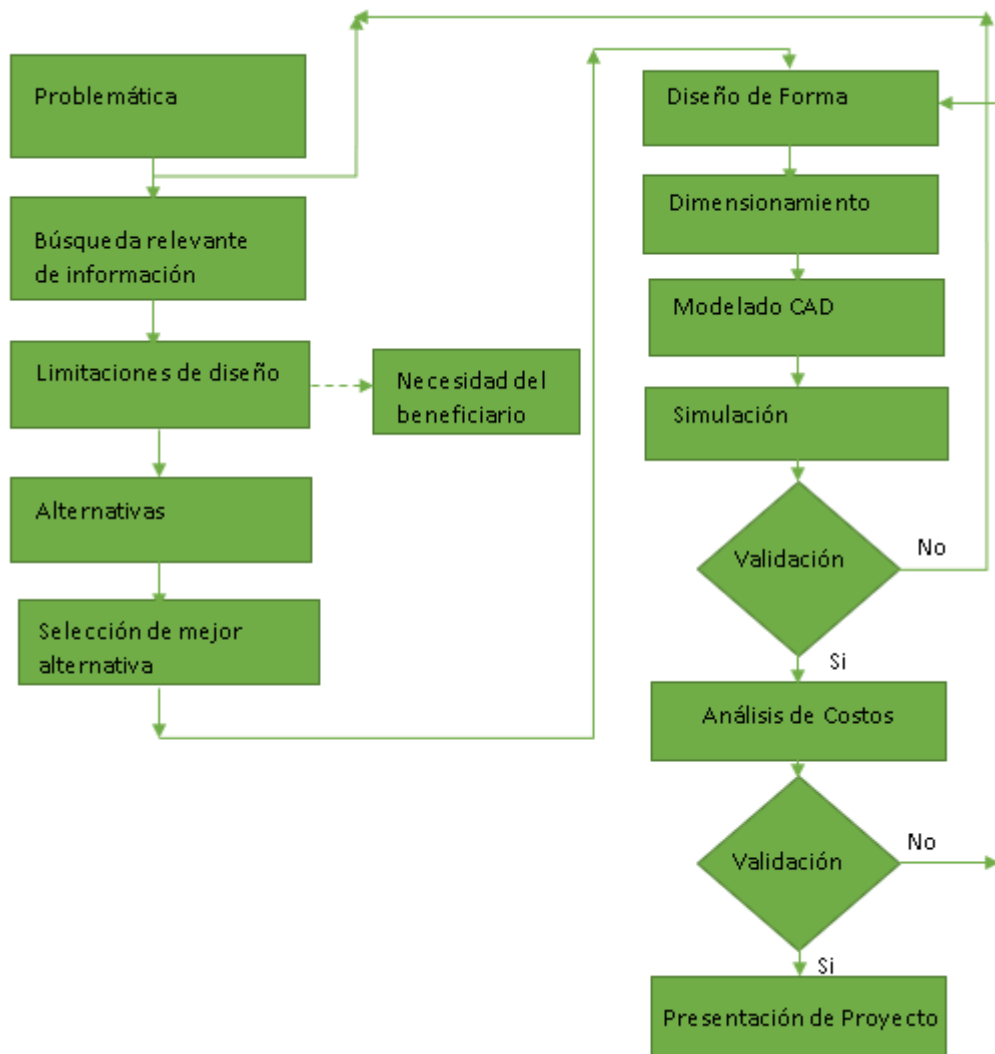


Figura 2.1. Metodología de diseño [Fuente: Autores].

2.1 Necesidad del Beneficiario

Los propietarios de las piladoras, tanto de segunda categoría como primera categoría no cuentan con un control de sus parámetros para el secado ya sea por cualquiera de las tecnologías locales mencionadas anteriormente en la sección 1.4.3 del capítulo 1. Por ello, se ven atraídos por una nueva propuesta que pueda optimizar y abaratar costos en su producción.

La necesidad de controlar la temperatura de secado es uno de los factores más importantes, así como también mejorar el consumo de combustibles fósiles. Con base en dichas consideraciones, se propone parámetros de diseño que puedan cumplir con los requerimientos del beneficiario.

2.2 Parámetros de Diseño

Con respecto a la problemática y a la necesidad del beneficiario, se plantean los requerimientos adecuados para establecer el diseño del horno. En consideración con la operación de este, los factores que deben gobernar al diseño son:

2.2.1 Mantenimiento

Una de las actividades inminentes que se debe realizar en todo equipo es el mantenimiento. Hoy en día los equipos deben contar con un mantenimiento de tipo preventivo con el fin de evitar costosos daños.

2.2.2 Accesibilidad de Mercado

El diseño requiere que sus partes o componentes que sirvan para su fabricación puedan conseguirse en el mercado local, teniendo en cuenta que este proyecto está enfocado para la provincia del Guayas.

2.2.3 Materiales

Así mismo, los materiales que se requieran para el diseño del horno deben ser los apropiados con el fin de dar estabilidad y seguridad, así como también, deben ser adecuados para el proceso de fabricación. Una mala elección de

materiales y por ende una mala fabricación, pueden influir drásticamente en el proceso de secado.

2.2.4 Proceso de Combustión

Para lograr las condiciones necesarias para el secado, se debe efectuar un buen proceso en la combustión, por lo tanto, la combustión de la cascarilla de arroz deberá ser completa, se deberá trabajar con un exceso de aire del 20 % y alcanzar una temperatura mayor a 650 °C (temperatura de ignición de la cascarilla de arroz).

2.2.5 Facilidad de uso

La mayoría de los operadores de equipos de secado de granos, pertenecen al sector rural agroindustrial cuyo conocimiento de operación ha sido adquirido de forma empírica. Por lo tanto, el diseño en su totalidad deberá ser fácil y sencillo de operar.

2.2.6 Seguridad

El diseño deberá garantizar seguridad a los trabajadores y al medio ambiente, los materiales de la cámara de combustión deberán ser seleccionados de tal manera que resistan a la presión y temperatura producidas por la combustión. Los gases de emisión a la atmósfera deberán ser en lo menor posible nocivos para el medio ambiente y salir a bajas temperaturas.

2.2.7 Carga y descarga

Una vez consumida la cascarilla de arroz en el horno, se debe proceder con una nueva carga de biomasa, para lo cual, una tolva que conduzca la cascarilla será ideal para realizar nuevamente el proceso. Se debe establecer los tiempos para los cuales el horno ha consumido parcial y totalmente la cascarilla, y en base a estos resultados, se propone lineamientos para que el operario tenga un control de la cantidad de biomasa y saber cuándo tiene que utilizarla.

2.3 Alternativas de diseño para la generación de calor

2.3.1 Hornos de resistencias eléctricas

Estos equipos no son muy utilizados en la generación de calor en procesos de secado, sin embargo, es una alternativa que se puede considerar. Estos hornos disipan calor por resistencias eléctricas basando su funcionamiento en el efecto Joule y presentan la ventaja de que a partir de las mismas se puede generar aire caliente totalmente limpio con un rango de temperaturas bastante amplio, lo cual es conveniente en el proceso, pero una de sus mayores desventajas es su elevado costo.



Figura 2.2. Horno de resistencias eléctricas [Fuente: <https://www.esmaltycolor.com>]

2.3.2 Quemadores de gas licuado de petróleo

Actualmente la mayoría de las industrias dedicadas a los procesos de secado de granos utilizan quemadores de gas licuado de petróleo, como su nombre lo indica estos equipos basan su funcionamiento en la quema del gas y trabajan en conjunto con un equipo de ventilación el cual induce un flujo de aire, este flujo de aire es calentado por efecto de la radiación producida por la llama del quemador y posteriormente es enviado a la cámara para secar el producto [Visita Técnica].



Figura 2.3. Quemadores de gas licuado de petróleo [Fuente: <http://www.calser.com.ec>]

2.3.3 Hornos de combustión por biomasa

En particular, los hornos de combustión por biomasa para procesos de secado de arroz utilizan como combustible el tamo para la generación de calor. El tamo es obtenido a partir del proceso de apilado del arroz. El calor proveniente de los gases de combustión (quema de tamo más combustibles fósiles), es aprovechado para dirigirlo hacia una cámara de secado donde se encuentra el arroz húmedo y posteriormente, con la finalidad de obtener un arroz seco con una humedad relativa determinada se lo deja secar entre cuatro a seis horas.



Figura 2.4. Hornos de combustión por biomasa [Fuente: <https://www.prosener.com>]

2.4 Alternativas de diseño para el intercambiador de calor

2.4.1 Intercambiador de calor 1 con flujo de gases externo

Una de las alternativas propuestas para el sistema de secado, es el uso de un intercambiador de calor. El flujo de gases producido por la biomasa contiene cenizas o material particulado que al mezclarse con el arroz a secar podría reducir la calidad final del producto.

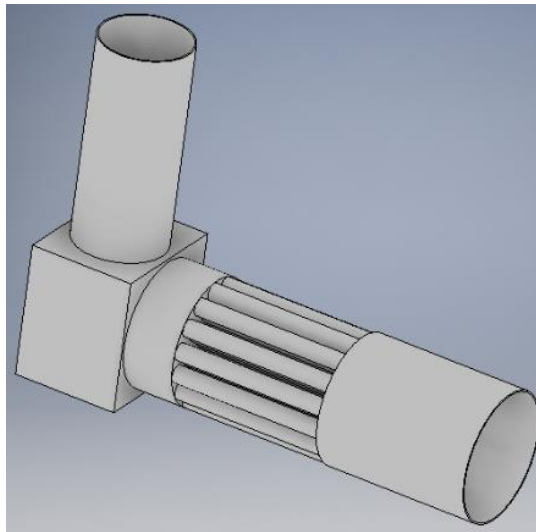


Figura 2.5. Intercambiador de calor 1 con flujo de gases externo. Fuente: [Autores]

2.4.2 Intercambiador de calor 2 de 3 pasos con flujo de gases interno

Otra de las alternativas propuestas para este proyecto fue el uso de un intercambiador de calor con tres pasos, en donde el flujo de gases fluye internamente por el banco de tubos. Una de las particularidades de este equipo es el uso de pasos para que el intercambio de calor entre el aire y los tubos que contienen internamente el flujo de gases sea más lento y alcanzar la temperatura deseada.

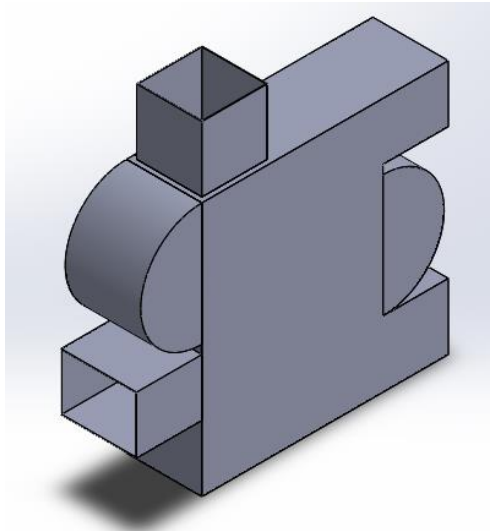


Figura 2.6. Intercambiador de calor 2 de 3 pasos con flujo de gases interno.

Fuente: [Autores]

2.4.3 Intercambiador de calor 3 de 4 pasos con flujo de gases interno.

Finalmente, otra de las alternativas propuestas para este proyecto fue la de un intercambiador de calor de cuatro pasos con flujo de gases interno. Debido a la dimensión del intercambiador, el requerimiento de que sea de cuatro pasos fue suficiente para cumplir con la transferencia de calor deseada entre los gases de combustión y el flujo de aire externo. En comparación con el intercambiador anterior, la fabricación de este resulta más fácil realizarla.

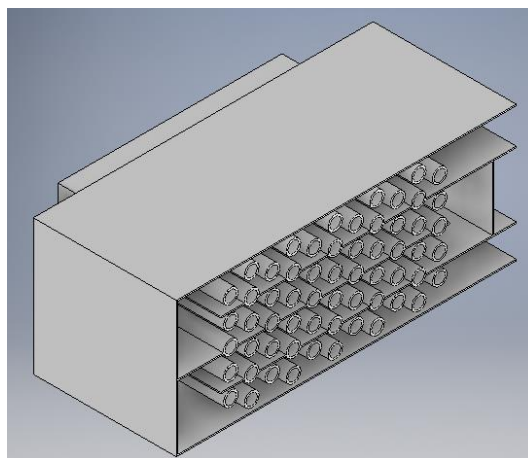


Figura 2.7. Intercambiador de calor 3 de 4 pasos con flujo de gases interno.

Fuente: [Autores].

2.5 Selección de la mejor alternativa de Horno

Con respecto a los parámetros de diseño y tecnologías de secado descritas en la sección 2.2 y 1.4.2.3, respectivamente, se procede a seleccionar cual es la mejor alternativa para el diseño del horno e intercambiador de calor. Para realizar dicha selección, se establecen valores en porcentajes a los requerimientos de diseño más relevantes y con una matriz de decisión, entre los tres tipos de hornos e intercambiadores de calor mencionados anteriormente, con una escala entre 1 y 10 para valorar cada alternativa, se obtiene finalmente cual sería la más viable para su diseño.

2.5.1 Matriz de decisión

Una vez establecido los parámetros para generar la matriz de decisión, se procede a seleccionar cual sería la mejor alternativa.

Tabla 2.1. Matriz de decisión para seleccionar el tipo de horno. Fuente: [Autores].

Criterios	Peso	Tipos de Hornos		
		Por resistencias eléctricas	Por combustibles Fósiles	Por combustión de biomasa
Facilidad de uso	15%	7	10	6
Seguridad	10%	8	4	8
Costos de Producción	25%	6	5	9
Mantenimiento	5%	5	8	7
Control de Temperatura	25%	7	4	9
Carga de Combustible	20%	8	7	8
Total	100%	6.95	5.95	8.15

Por lo tanto, el horno de combustión por biomasa es la alternativa más viable para cumplir con los requerimientos planteados y, sobre todo, cumplir con la necesidad del beneficiario.

Tabla 2.2. Matriz de decisión para seleccionar tipo de intercambiador de calor.

Fuente: [Autores].

Criterios	Peso	Tipos de Intercambiadores de calor		
		Intercambiador de calor 1	Intercambiador de calor 2	Intercambiador de calor 3
Facilidad de uso	20%	8	6	9
Seguridad	15%	5	8	7
Costos de Producción	30%	8	5	8
Mantenimiento	10%	5	6	8
Control de Temperatura	25%	7	8	8
Total	100%	6.75	6.5	8.05

Por lo tanto, el intercambiador de calor 3 resultó la alternativa más viable para cumplir con los requerimientos planteados.

2.6 Normativas para el proceso de diseño de Horno – Intercambiador de calor

El diseño tanto del horno como del intercambiador de calor debe tener una referencia o un principio de funcionamiento, por ello, las normas acerca de los mismos indican los requerimientos mínimos para su operación. La norma usada para el diseño del horno se basa en la API 560 donde resalta el principio básico de un horno quemador de combustible, que, en el caso particular de este proyecto, biomasa como cascarilla de arroz es incluida en el proceso.

Para el diseño del intercambiador de calor nos basaremos en el manual de diseño de intercambiadores de calor y las recomendaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

2.7 Diseño de forma

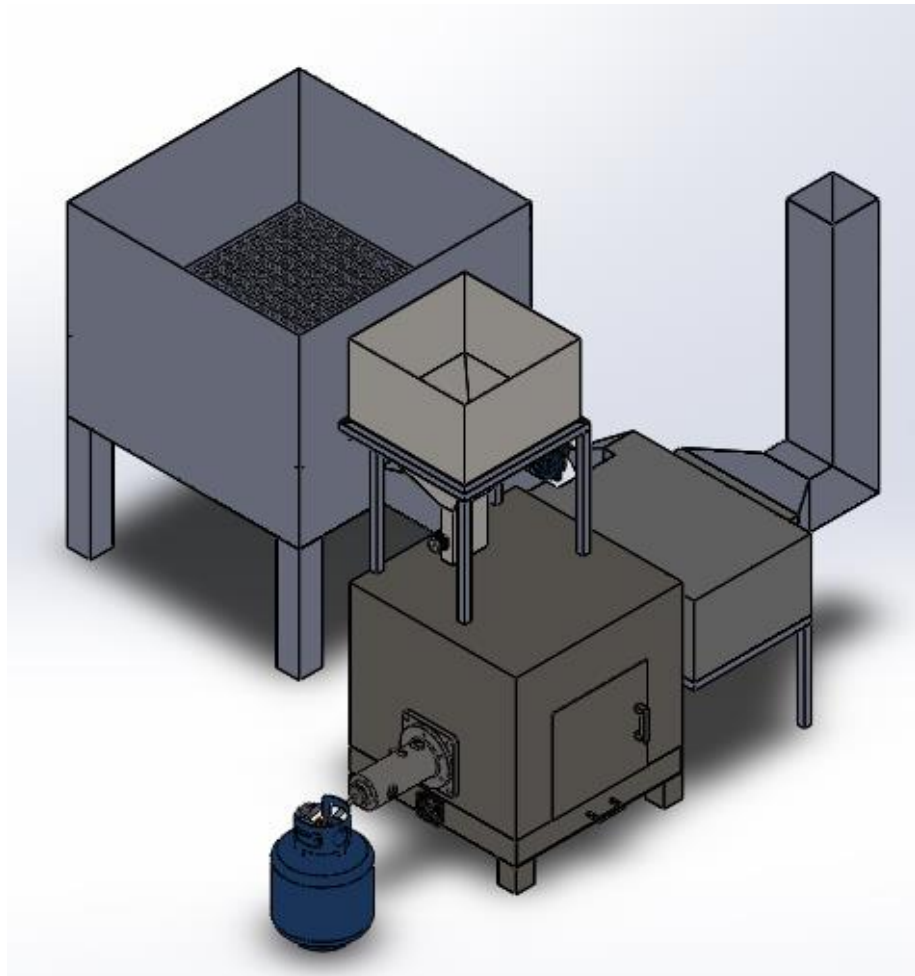


Figura 2.8. Diseño de forma del sistema [Fuente: Autores]

En la figura 2.8 se aprecia el diseño de forma del horno y del intercambiador de calor, cabe recalcar que el diseño de la cámara de secado no forma parte del alcance de este proyecto sin embargo se la ilustró solo por fines demostrativos.

2.8 Cálculo de calor necesario para el proceso de secado

El calculo que se requirió para determinar la cantidad de cascarilla de arroz en el proceso, conllevó a calcular en primera instancia, el calor que el arroz en la cámara debe transferir al medio circundante, es decir, la energía necesaria que se debe extraer de este, desde una humedad inicial hasta una humedad final. Para este

proyecto, se seleccionó una masa de 200 libras para secar (m_{arroz}). Por lo tanto, el volumen del arroz (V_{arroz}) se determinó por medio de la siguiente ecuación:

$$V_{arroz} = \frac{m_{arroz}}{\rho} \quad (2.1)$$

Así mismo, el volumen de la cámara de secado (V_{camara}) se puede calcular mediante:

$$V_{camara} = L_1 * L_2 * L_3 \quad (2.2)$$

Donde L_1, L_2, L_3 corresponde a la longitud, ancho y altura de la cámara, respectivamente.

Se procedió a obtener el coeficiente de convección natural debido al proceso. Las propiedades del fluido fueron evaluadas en su temperatura de película (T_f).

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (2.3)$$

Donde: T_s representa la temperatura superficial del arroz y T_∞ la temperatura ambiente.

Las propiedades evaluadas en su temperatura de película corresponden a β, ν, α junto con el valor de g correspondiente a la gravedad de la tierra.

Se debe obtener el número de Rayleigh (Ra_L) para determinar el número de Nusselt (N_u), el cual está correlacionado con el coeficiente de convección natural (h_i).

$$h_i = k \frac{Nu}{L} \quad (2.4)$$

$$N_u = 0.27 * Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (2.5)$$

$$Ra_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L^3}{\gamma \alpha} \quad (2.6)$$

Una vez obtenido el coeficiente de convección natural del proceso de secado, se procedió a calcular la velocidad del viento (v_a) para la que ocurre el mismo (Delgado E. , 2014).

$$v_a = \frac{\left(\frac{h_i}{0.0204}\right)^{\frac{1}{0.8}}}{\rho_a * 3600} \quad (2.7)$$

El rango válido para la velocidad del viento está entre 0.61 -7.6 m/s (Delgado E. , 2014). Por lo tanto, la relación usada para el coeficiente de convección natural es adecuada. A partir de la velocidad del aire calculada anteriormente se procedió a seleccionar una velocidad de viento requerida para el proceso de secado a partir de la ecuación 2.7.

El calor latente del agua (w) se determina por medio la constante R de los gases (8314 J/Kmol K), M_A el peso molecular del agua (18 kg/kmol) y T la temperatura a la cual ocurre el proceso.

$$w = \frac{R}{M_A} [6547.1 - 4.23(T + 273.16)] \quad (2.8)$$

La constante de R_c representa la constante de velocidad de secado del arroz, y es obtenido por medio de la temperatura de bulbo húmedo T_w y temperatura de bulbo seco T_{ac} junto con el coeficiente de convección natural (h_i) y el calor latente del agua ($w_{latente}$) obtenido en las ecuaciones 2.4 y 2.8 respectivamente.

$$R_c = \frac{h_i}{w_{latente}} (T_{ac} - T_w) * 3600 \quad (2.9)$$

La velocidad de secado (v_T) fue obtenida por medio de la constante R_c , A_b que representa el área y N_b el número de bandejas donde se encuentra el producto.

$$v_T = R_c * A_b * N_b \quad (2.10)$$

Para obtener el calor de secado, es necesario calcular el flujo másico de aire correspondiente al proceso. Éste es obtenido a partir de la velocidad de secado (v_T), ($H_{a,c}$) y (H_w) relación de gramos de humedad por kilogramo de aire seco de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, respectivamente.

$$\dot{m}_a = \frac{v_T}{H_{a,c} - H_w} \quad (2.11)$$

Por lo tanto, el calor de secado se obtuvo a partir del flujo másico de aire (\dot{m}_a) y las entalpías correspondientes a la temperatura inicial (h_1) y final (h_2).

$$Q_T = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (2.12)$$

2.9 Flujo másico del aire caliente

A partir del calor necesario para el secado se calculó el flujo másico de aire caliente necesario utilizando la ecuación 2.13

$$\dot{m}_c = \frac{Q_T}{C_{pc} * (T_{ac} - T_s)} \quad (2.13)$$

Donde: \dot{m}_c es el flujo másico aire caliente [Kg/s], Q_T el calor total necesario para el secado [W], C_{pc} el calor específico del aire [J/Kg.°K], T_{ac} la temperatura de aire caliente [°K] y T_s la temperatura de superficie [°K]

2.10 Análisis de combustión de la cascarilla de arroz

2.10.1 Fórmula del combustible

Los combustibles fósiles usualmente tienen altos contenidos de Carbono, Hidrógeno, oxígeno y otros elementos en porcentajes menores como el nitrógeno y el azufre por lo tanto una fórmula general de cualquier combustible en particular puede ser expresado con la ecuación 2.14

$$C H_{\frac{y}{x}} S_{\frac{w}{x}} O_{\frac{z}{x}} N_{\frac{u}{x}} \quad (2.14)$$

Donde los subíndices y/x , w/x , z/x , u/x representan el número de átomos presentes en la molécula, la relación y/x indica el número de átomos de hidrógeno que se tiene por cada átomo de carbono.

Para determinar los subíndices que corresponden a cada elemento es necesario conocer la composición química del combustible, en la tabla 2.3 se muestra la composición de la cascarilla de arroz con los porcentajes asignados a cada elemento.

Tabla 2.3. Composición química de la cascarilla de arroz [Fuente: Prada & Cortés, 2010]

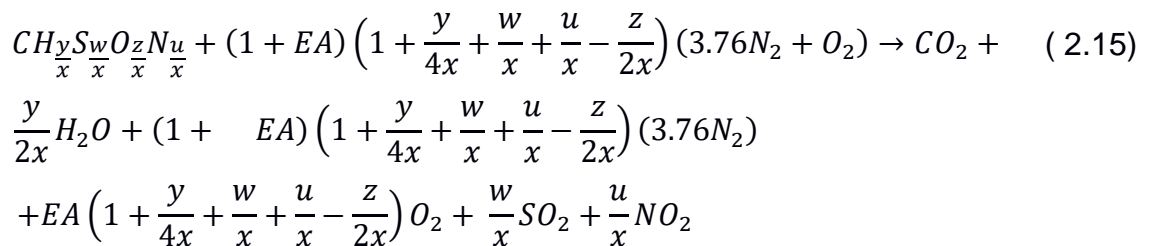
Cascarilla de arroz	
Componente	%
Carbono	39,1
Hidrógeno	5,2
Nitrógeno	0,6
Oxígeno	37,1
Azufre	0,1
Cenizas	17,9
Total	100

Tabla 2.4. Características de la cascarilla de arroz [Fuente: Tupaluinsa,2012]

Poder calorífico	13 MJ/Kg
Densidad aparente	650 Kg/m ³
Temperatura de combustión	650°C

2.10.2 Ecuación general de combustión

La ecuación de combustión puede plantearse de manera general como se muestra en la ecuación 2.15. (Alfredo Barriga PhD, 2007) (Delgado E. , 2006) (McAllister, Chen, & Fernandez, 2011)



Del lado izquierdo de la ecuación se encuentra la fórmula del combustible y el aire con un porcentaje de exceso de aire mientras que del lado derecho se encuentran los productos de la combustión (gases de combustión)

2.10.3 Subíndices de la fórmula química de la cascarilla de arroz

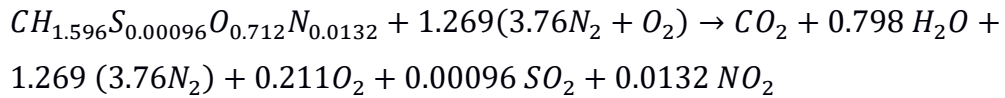
Los subíndices correspondientes a la fórmula química de la cascarilla de arroz se calculan a partir de la ecuación 2.16. (Alfredo Barriga PhD, 2007), (Delgado E. , 2006), (McAllister, Chen, & Fernandez, 2011)

$$\frac{y}{x} = \frac{M_C * m_H}{M_H * m_C} \quad (2.16)$$

Donde M representa la masa de cada elemento y m el porcentaje de los elementos presentes en el compuesto.

De igual manera se calcula el resto de los subíndices correspondientes a los demás elementos.

En consecuencia, la ecuación química de combustión para la cascarilla de arroz con un 20 % de exceso de aire que se obtuvo fue:



2.10.4 Relación aire combustible teórico

En un proceso de combustión es indispensable conocer la relación aire combustible, la cual expresa la cantidad de aire (m_{aire}) necesaria para combustionar una cierta cantidad de combustible ($m_{cascarilla}$). La relación aire combustible se calcula a partir de la ecuación 2.17.

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} = \frac{m_{aire}}{m_{cascarilla}} \quad (2.17)$$

La masa de cada compuesto viene dada por la ecuación 2.18, donde n representa el número de moles y M la masa molar.

$$m = n * M \quad (2.18)$$

2.10.5 Relación aire combustible real

Para lograr una buena combustión es necesario utilizar un 20% de aire en exceso, por lo tanto, en un proceso real la relación aire combustible está dada por la ecuación 2.19, donde EA representa el exceso de aire.

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)real} = m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} * (1 + EA) \quad (2.19)$$

2.11 Diseño del intercambiador de calor

Para realizar el diseño del intercambiador de calor se definieron las temperaturas de entrada y salida deseadas. Se determinó el flujo másico del aire y de los gases de combustión que entraran en el intercambiador de calor.

2.11.1 Temperaturas de entrada y salida del intercambiador

Las temperaturas de funcionamiento del intercambiador de calor se muestran a continuación:

$$T_{hi} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C} = 573 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T_{ho} = 120 \text{ }^{\circ}\text{C} = 393 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T_{ci} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C} = 300 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T_{co} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} = 333 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Donde T_{hi} : representa la temperatura de entrada de los gases de combustión [$^{\circ}\text{K}$], T_{ho} : la temperatura de salida de los gases de combustión [$^{\circ}\text{K}$], T_{ci} : la temperatura de entrada del aire [$^{\circ}\text{K}$] y T_{co} : la temperatura de salida del aire [$^{\circ}\text{K}$]. Cabe indicar que los valores de temperatura fueron definidos por el beneficiario. En la figura 2.9 se muestra un esquema con la distribución de temperaturas.

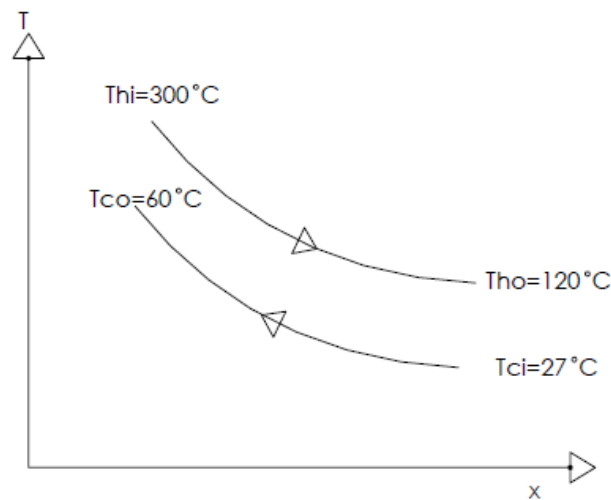


Figura 2.9. Distribución de temperaturas [Fuente: Autores]

2.11.2 Temperatura media de los gases de combustión

Las propiedades de los fluidos se evalúan a la temperatura media, la temperatura media de los gases de combustión es determinada a partir de la ecuación 2.20

$$\bar{T}_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \quad (2.20)$$

2.11.3 Temperatura media del aire

A partir de la ecuación 2.21 se calcula la temperatura media del aire.

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (2.21)$$

2.11.4 Balance de energía

Mediante un balance de energía fue posible determinar el flujo másico de los gases de combustión que ingresarán por el interior de los tubos del intercambiador de calor.

La ecuación 2.22 y 2.23 representan el calor que reciben y entregan respectivamente los fluidos.

$$q = \dot{m}_c * C_{pc} * (T_{ci} - T_{co}) \quad (2.22)$$

$$q = \dot{m}_h * C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.23)$$

Al realizar el balance de energía se originará la ecuación que permitirá el cálculo del flujo másico de los gases tal y como se muestra en la ecuación 2.24

$$\dot{m}_h * C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c * C_{pc} * (T_{ci} - T_{co})$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_c * C_{pc} * (T_{ci} - T_{co})}{C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho})} \quad (2.24)$$

Donde: \dot{m}_h representa el flujo másico de los gases [Kg/s], \dot{m}_c el flujo másico del aire [Kg/s], C_{pc} el calor específico del aire [J/Kg.°K] y C_{ph} el calor específico de los gases [J/Kg.°K]

2.11.5 Transferencia de calor total en el intercambiador de calor

La ecuación 2.25 representa la transferencia de calor total en el intercambiador de calor. A partir de esta ecuación puede determinarse la longitud del tubo.

$$Q = U * \pi * D_i * L * N_T * \Delta T_{ml} \quad (2.25)$$

Donde: U representa el coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$], D_i el diámetro interno del tubo [m], L la longitud del tubo [m], N_T el número de tubos y ΔT_{ml} la diferencia de temperaturas medias logarítmicas [$^\circ\text{K}$]

2.11.6 Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 2.26.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.26)$$

Donde: h_i representa el coeficiente de convección interno [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$] y h_o el coeficiente de convección externo [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$]

2.11.7 Coeficiente de convección

En general el coeficiente de convección es calculado a partir de la ecuación 2.27

$$h = \frac{Nu * k}{D} \quad (2.27)$$

Donde: Nu representa el número de Nusselt, k la conductividad térmica [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$] y D el diámetro [m]

2.11.8 Coeficiente de convección interno

2.11.8.1 Número de Reynolds flujo interno

La ecuación 2.28 permite calcular el número de Reynolds, el cual es necesario para determinar las condiciones del flujo y seleccionar la correlación adecuada para el del número de Nusselt.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi * D_i * \mu_{gas} * N_T} \quad (2.28)$$

Donde: μ_{gas} representa la viscosidad dinámica de los gases de combustión [N.s/m²]

2.11.8.2 Número de Nusselt flujo interno

El número de Nusselt es función de la geometría, del número de Reynolds (Re) y del número de Prandtl (Pr), es calculado a partir de la ecuación 2.29. Donde: C , m y n son constantes.

$$Nu = C * Re^m * Pr^n \quad (2.29)$$

La correlación a utilizar se elegirá en base a los parámetros antes mencionados y a las condiciones del flujo, cumpliendo con las condiciones propias de cada correlación.

2.11.9 Coeficiente de convección externo

2.11.9.1 Número de Reynolds flujo externo

La ecuación 2.30 se utilizará para calcular el número de Reynolds para el flujo externo

$$Re_{D_{max}} = \frac{\rho_{aire} * V_{max} * D}{\mu_{aire}} \quad (2.30)$$

Donde: ρ_{aire} representa la densidad del aire [Kg/m³], μ_{aire} la Viscosidad dinámica del aire [N.s/m²] y V_{max} la velocidad máxima en el banco de tubos [m/s]

2.11.9.2 Velocidad máxima en el banco de tubos

Para calcular la velocidad máxima en el banco de tubos Se utilizará la ecuación 2.31. Donde S_t representa la separación diagonal [m], D el diámetro externo de los tubos [m] y V la velocidad en el banco de tubos [m]

$$V_{max} = \frac{St}{(S_t - D)} * V \quad (2.31)$$

A partir de este punto la metodología para calcular el número de Nusselt y el coeficiente de convección externo es el mismo, teniendo en cuenta los parámetros y condiciones a cumplir según corresponda.

2.11.10 Diferencia de temperaturas medias logarítmicas

Las temperaturas de los fluidos varían logarítmicamente en un intercambiador de calor, esta diferencia es representada por la ecuación 2.32.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \quad (2.32)$$

2.11.11 Caída de presión en el banco de tubos

Un valor de interés en el momento de diseñar un intercambiador de calor es la caída de presión, la ecuación 2.33 representa el cálculo de la caída de presión para un banco de tubos.

$$\Delta p = N_L * x * \left(\frac{\rho * V_{max}^2}{2} \right) * f \quad (2.33)$$

Donde: N_L Representa el número de líneas, x el factor de correlación y f el factor de fricción.

2.12 Consumo de cascarilla teórico

Para calcular flujo de cascarilla de arroz necesario para el proceso de secado se realizará un balance de masa en la cámara de combustión utilizando la ecuación 2.34.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_{cascarilla} + \dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gases} + \dot{m}_{cenizas}$$

Se conoce la relación aire combustible necesario para la combustión, el flujo de gases necesario para el funcionamiento del intercambiador de calor y el porcentaje de cenizas que se produce al combustionar la cascarilla. Por lo tanto, la ecuación queda de la forma:

$$\dot{m}_{cascarilla} + 8,3 \dot{m}_{cascarilla} = \dot{m}_{gases} + 0,179 \dot{m}_{cascarilla}$$

$$\dot{m}_{cascarilla} = \frac{\dot{m}_{gases}}{9,121}$$

2.13 Flujo de aire necesario para mantener la combustión

Una vez calculado el consumo de cascarilla de arroz es necesario calcular el flujo de aire necesario para mantener la combustión, lo antes expuesto se calcula a partir de la ecuación 2.35.

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{cascarilla} * m_{\left(\frac{a}{f}\right)real} \quad (2.35)$$

2.14 Alimentación de la cascarilla

Para el funcionamiento del sistema es necesario proporcionar el flujo de cascarilla adecuado para lograr las temperaturas deseadas tanto en el horno como en el intercambiador de calor. Por lo tanto, la alimentación de la cascarilla se la realizará utilizando un motor de paso controlado con Arduino que abrirá una compuerta móvil para permitir el flujo de cascarilla necesario hasta alcanzar la temperatura deseada, los valores de temperatura serán registrados por los sensores de modo que la compuerta se cerrará solo en caso de sobrepasar las temperaturas deseadas utilizando la siguiente metodología:

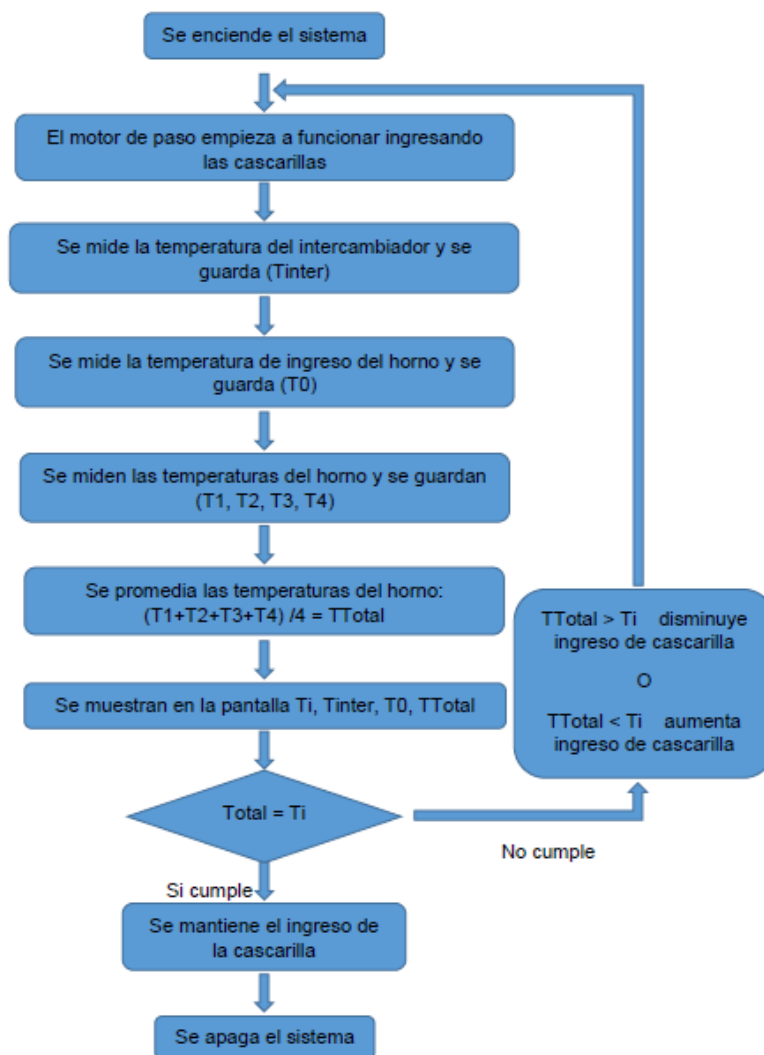


Figura 2.10. Metodología de control de alimentación de cascarilla [Fuente: Autores]

2.15 Calor de combustión

El calor producido por la combustión es calculado en base a el producto entre el flujo másico del combustible (cascarilla de arroz) y el poder calorífico del mismo, a partir de la ecuación 2.36. Donde: PC representa el poder calorífico de la cascarilla de arroz [KJ/Kg]

$$Q_c = \dot{m}_{cascarilla} * PC \quad (2.36)$$

2.16 Pérdidas de calor

Es necesario tomar en consideración las pérdidas de calor que tendrá nuestro sistema, con el fin de evitar alteraciones en el proceso y lograr la temperatura de secado deseada.

2.16.1 Calor perdido en la cámara de combustión

En la cámara de combustión existirán pérdidas por conducción y por convección en las paredes, estas pérdidas son calculadas con la ecuación 2.37

$$Q_c = U_c A_c (T_c - T_a) \quad (2.37)$$

Donde: U_c representa el coeficiente global de transferencia de calor en la cámara de combustión [$W/m^2 \cdot ^\circ K$], A_c el área de las paredes de la cámara de combustión [m^2], T_c la temperatura interior de la cámara [$^\circ K$] y T_a la temperatura ambiente [$^\circ K$]

El coeficiente global de transferencia de calor, en el cual intervienen las resistencias térmicas de cada pared que forma parte del horno es calculado a partir de la ecuación 2.38.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{ic} + h_{ir}} + \frac{e_{pi}}{k_{pi}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_{po}}{k_{po}} + \frac{1}{h_{oc}}} \quad (2.38)$$

Donde: h_{ic} representa el coeficiente de convección en el interior de la cámara [W/m².°K], h_{ir} el coeficiente de radiación en el interior de la cámara [W/m².°K], e_{pi} el espesor de la pared interior [m], k_{pi} la conductividad térmica de la pared interior [W/m².°K], e_{ais} el espesor del aislamiento [m], k_{ais} la conductividad térmica del aislamiento [W/m².°K], e_{po} el espesor de la pared exterior [m], k_{po} la conductividad térmica de la pared exterior [W/m².°K] y h_{oc} el coeficiente de convección en el exterior de la cámara [W/m².°K]

En la figura 2.11 se muestra un esquema con la configuración de las paredes de la cámara de combustión.

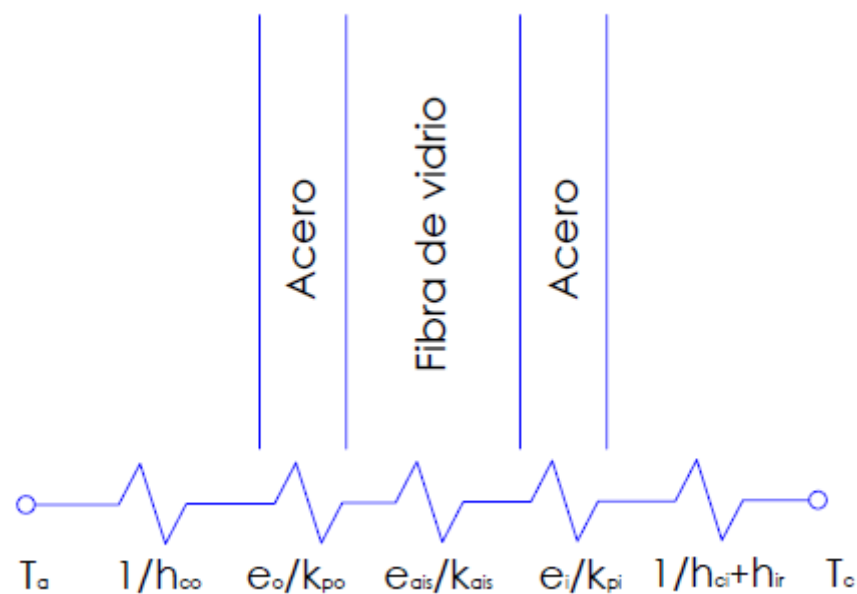


Figura 2.11. Esquema pared cámara de combustión [Fuente: Autores]

2.16.1.1 Coeficiente de convección en el interior de la cámara

La ecuación 2.39 nos permite calcular el número de Reynolds para conocer el tipo de flujo.

$$Re_x = \frac{V * L}{\nu} \quad (2.39)$$

Donde: V representa la velocidad de los gases de combustión [m/s], L la longitud de la pared [m] y ν la viscosidad cinemática [m²/s].

Las ecuaciones 2.29 y 2.27 nos permiten calcular el número de Nusselt y el coeficiente de convección tomando en cuenta las condiciones del flujo.

2.16.1.2 Coeficiente de radiación en el interior de la cámara

El coeficiente de transferencia de calor por radiación es calculado a partir de la ecuación 2.40.

$$h_{ri} = \varepsilon * \sigma * F * \frac{(T_h^4 - T_p^4)}{(T_h - T_p)} \quad (2.40)$$

Donde: ε representa la emisividad, σ la constante de Stefan Boltzmann, F el factor de forma y T_p la temperatura de la pared [°K].

2.16.2 Calor almacenado en las paredes de la cámara de combustión

Parte de la energía producida se almacena en las paredes de la cámara, la ecuación 2.41 nos permite calcular el calor almacenado.

$$Q_a = m_p C_{p_p} (T_{pi} - T_m) \quad (2.41)$$

Donde: m_p representa la masa de las paredes [Kg], C_{p_p} el calor específico del acero, T_{pi} la temperatura de la pared interior de la cámara [°K], T_m la temperatura media en las paredes [°K] y T_{po} : Temperatura pared exterior de la cámara [°K].

$$T_m = \frac{T_{pi} + T_{po}}{2}$$

2.16.3 Calor perdido en las cenizas

Parte del calor producido se pierde en las cenizas luego de la combustión, la ecuación 2.42 nos permite hallar esas pérdidas de calor

$$Q_{ce} = m_{ce} C_{p_{ce}} (T_{ce} - T_a) \quad (2.42)$$

Donde: m_{ce} representa el flujo másico de las cenizas [Kg/s], $C_{p_{ce}}$ el calor específico de las cenizas [J/Kg.°K], T_{ce} la temperatura de las cenizas [°K] y T_a la temperatura ambiente [°K]

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Resultados teóricos

3.1.1 Intercambiador de calor

La tabla 3.1 muestra los resultados teóricos del intercambiador de calor obtenidos al utilizar la metodología propuesta en el capítulo 2. Se realizó la simulación de este, y se verificó que los resultados mostrados en la tabla 3.1 sean válidos.

Tabla 3.1. Resultados de intercambiador de calor Fuente: [Autores].

Ecuación	Nomenclatura	Simbología	Unidad	Resultado
2.25	Temperatura media de los gases de combustión	\bar{T}_h	°K	483
2.26	Temperatura media del aire	\bar{T}_c	°K	316.50
2.29	Flujo másico de los gases	\dot{m}_h	Kg/s	0.012
2.30	Transferencia de calor total en el intercambiador de calor	Q	W	2180.70
2.31	Coeficiente global de transferencia de calor	U	W/m ² °K	6.15
2.32	Coeficiente de convección interno	h	W/m ² °K	6.79
2.33	Número de Reynolds flujo interno	Re_D	Unidad	393.72
2.34	Número de Nusselt flujo interno	Nu	Unidad	4.36
2.32	Coeficiente de convección externo	h	W/m ² °K	64.98
2.35	Número de Reynolds flujo externo	$Re_{D\ max}$	Unidad	9218.7
2.34	Número de Nusselt flujo externo	Nu	Unidad	78.86
2.36	Velocidad máxima en el banco de tubos	V_{max}	m/s	4.8
2.37	Diferencia de temperaturas medias logarítmicas	ΔT_{ml}	°K	155.05
2.38	Caída de presión en el banco de tubos	Δp	Pa	67.28

Antes de realizar la simulación del intercambiador de calor para evaluar su eficiencia, se dimensionó el banco de tubos por los cuales, gases de

combustión obtenidos del proceso de quema de cascarilla fluyen internamente e intercambian calor con el aire del ambiente que fluye externamente en los tubos.

Junto con los resultados obtenidos de la tabla 3.1, el intercambiador de calor fue diseñado con una longitud, altura y ancho de 76 X 30 X 50 cm, respectivamente, con 4 pasos y 60 tubos distribuidos de forma escalonada, mientras que ambos fluidos fueron analizados en trayectorias perpendiculares (flujo cruzado).

Los materiales seleccionados fueron tubos cédula 40 de 1" de diámetro y planchas de acero ASTM A36 para la carcasa. La configuración del intercambiador de calor mencionado anteriormente se muestra en la figura 3.1.

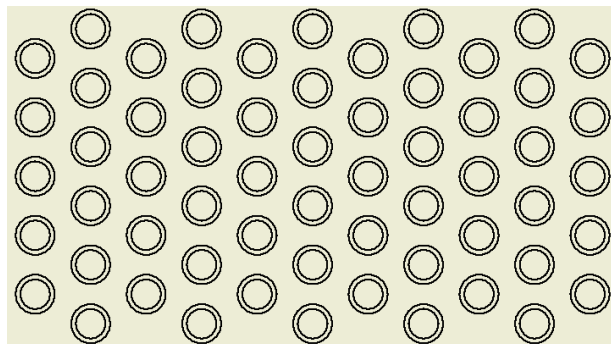


Figura 3.1. Configuración del intercambiador de calor. Fuente: [Autores].

3.1.2 Horno

La tabla 3.2 muestra los resultados teóricos del análisis de combustión obtenidos al utilizar la metodología propuesta en el capítulo 2, estos resultados teóricos fueron comparados con los resultados reales al realizar la simulación de la cámara de combustión.

Tabla 3.2. Parámetros de combustión. Fuente: [Autores].

Ecuación	Nomenclatura	Simbología	Unidad	Resultado
2.19	Relación aire combustible	$m\left(\frac{a}{f}\right)_{real}$	Unidad	8,3
2.35	Flujo de aire para combustión	\dot{m}_{aire}	Kg/ h	39
2.34	Consumo de cascarilla	$\dot{m}_{cascarilla}$	Kg/ h	4,7
2.36	Calor de combustión	Q_c	Kw	16,97

La tabla 3.3 muestra las pérdidas producidas en la cámara de combustión utilizando la metodología propuesta en el capítulo 2.

Tabla 3.3. Pérdidas de calor en el horno. Fuente: [Autores].

Ecuación	Nomenclatura	Simbología	Unidad	Resultado
2.37	Calor perdido paredes	Q_c	w	132,42
2.41	Calor almacenado	Q_a	w	1966,82
2.42	Calor perdido cenizas	Q_{ce}	w	326,48
Total				2847,88

En base a los resultados antes expuestos se determinaron que las dimensiones del horno fueron de 70 x 72 x 72 cm con un espesor de aislante de 10 cm. Los materiales seleccionados fueron planchas de acero ASTM A36 de 6 mm de espesor para las paredes interiores y planchas de acero ASTM A36 de 3 mm de espesor para las paredes exteriores, el aislante seleccionado fue fibra de vidrio. El resultado del horno diseñado se muestra en la figura 3.2.

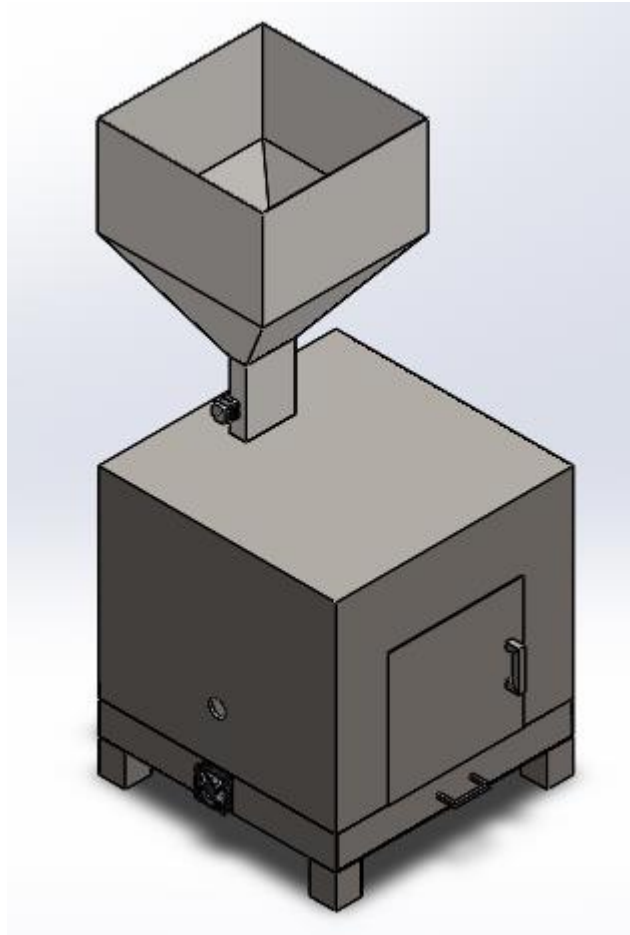


Figura 3.2. Horno. Fuente: [Autores].

3.2 Simulación CFD

En la actualidad un método muy preciso para evaluar un sistema o proceso es por elementos finitos obteniendo soluciones muy aproximadas en tiempos relativamente cortos. Esta metodología permite validar un prototipo sin necesidad de realizar la construcción y las respectivas pruebas experimentales, por lo tanto, los posibles errores pueden ser corregidos en una etapa temprana de diseño, evitando pérdidas económicas que podrían generarse en caso de construir un prototipo sin una previa validación.

Cabe recalcar que el diseño es un proceso iterativo por lo tanto al usar un programa computacional reduces el tiempo, ahorras costos, validas un diseño, disminuye errores humanos y se obtienen resultados muy aproximados.

3.2.1 Intercambiador de calor

Para evaluar el desempeño del intercambiador de calor se utilizó un programa de simulación de fluidos computacional CFD, esto permitió validar el flujo de aire y de gases calculados teóricamente y realizar todos los cambios que fueron necesarios. Se verificó que el aire alcanzara la temperatura deseada a la salida del intercambiador, otros parámetros fueron evaluados con fines de mejora en el diseño como temperatura de las paredes, velocidad del aire y velocidad de los gases de combustión.

El intercambiador de calor fue simulado ingresando como entrada los valores teóricos calculados al utilizar la metodología propuesta en el capítulo 2. Como era de esperarse, los valores teóricos difirieron a los valores reales de modo que, fue necesario aumentar el flujo de gases para lograr la temperatura final deseada.

En la tabla 3.4 se muestran los parámetros de entrada en el intercambiador de calor con el flujo másico de gases ajustado para obtener la salida de aire a la temperatura deseada.

Tabla 3.4. Parámetros de entrada del intercambiador de calor. Fuente: [Autores].

	Entrada de aire	Entrada de gases
Flujo másico [Kg/s]	0,065	0,018
Temperatura [°C]	27	300

Los resultados de la simulación se pueden observar en la figura 3.3 donde se aprecia que el aire alcanzó una temperatura de 60° a la salida del intercambiador de calor.

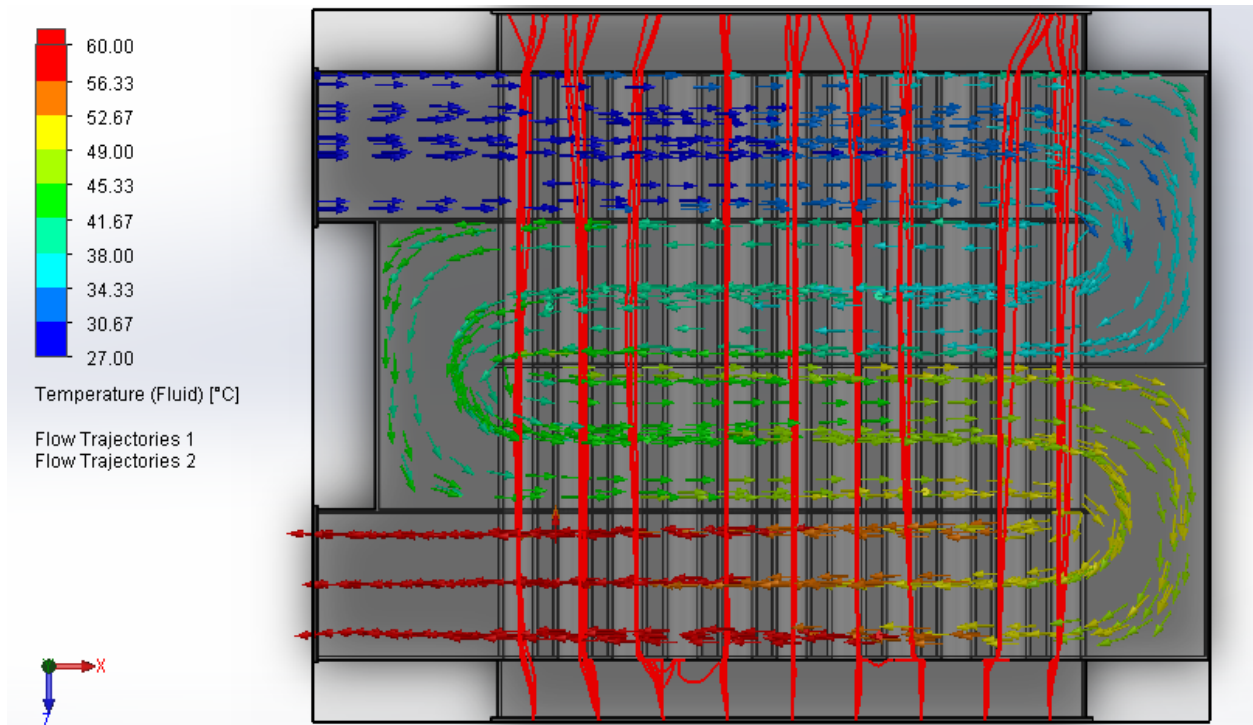


Figura 3.3. Resultados simulación intercambiador de calor. Fuente: [Autores].

3.2.2 Curva de operación intercambiador

El tiempo de operación total es de 6 horas, por lo tanto, es necesario conocer el comportamiento del intercambiador de calor en el transcurso del tiempo con fines de evaluar el desempeño.

En la figura 3.4 se muestra como varía la temperatura del aire por cada hora de operación, la figura 3.4 fue obtenida a partir del proceso de simulaciones realizadas llegando a una temperatura constante de 60 °C. a partir de 2 horas de operación.

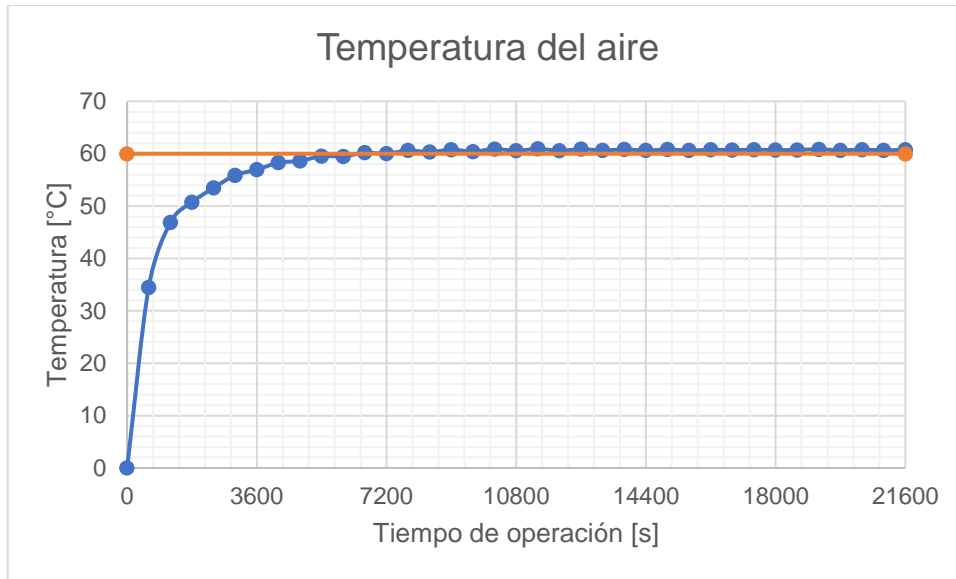


Figura 3.4. Curva de operación intercambiador de calor. Fuente: [Autores].

3.2.3 Simulación cámara de combustión

La cámara de combustión fue simulada de tal manera que se pueda visualizar la temperatura de salida de los gases de combustión y la temperatura de superficie de las paredes de la cámara.

Debido que fue necesario aumentar el flujo másico de gases por razones que no se alcanzó la temperatura deseada a la salida del intercambiador de calor, se recalculó los parámetros de combustión. Los valores obtenidos a partir de la simulación se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Parámetros de simulación de combustión. Fuente: [Autores].

Ecuación	Nomenclatura	Simbología	Unidad	Resultado
2.19	Relación aire combustible	$\dot{m}\left(\frac{a}{f}\right)_{real}$	Unidad	8,3
2.35	Flujo de aire para combustión	\dot{m}_{aire}	Kg/ h	59,93
2.34	Consumo de cascarilla	$\dot{m}_{cascarilla}$	Kg/ h	7,1
2.36	Calor de combustión	Q_c	Kw	25,64

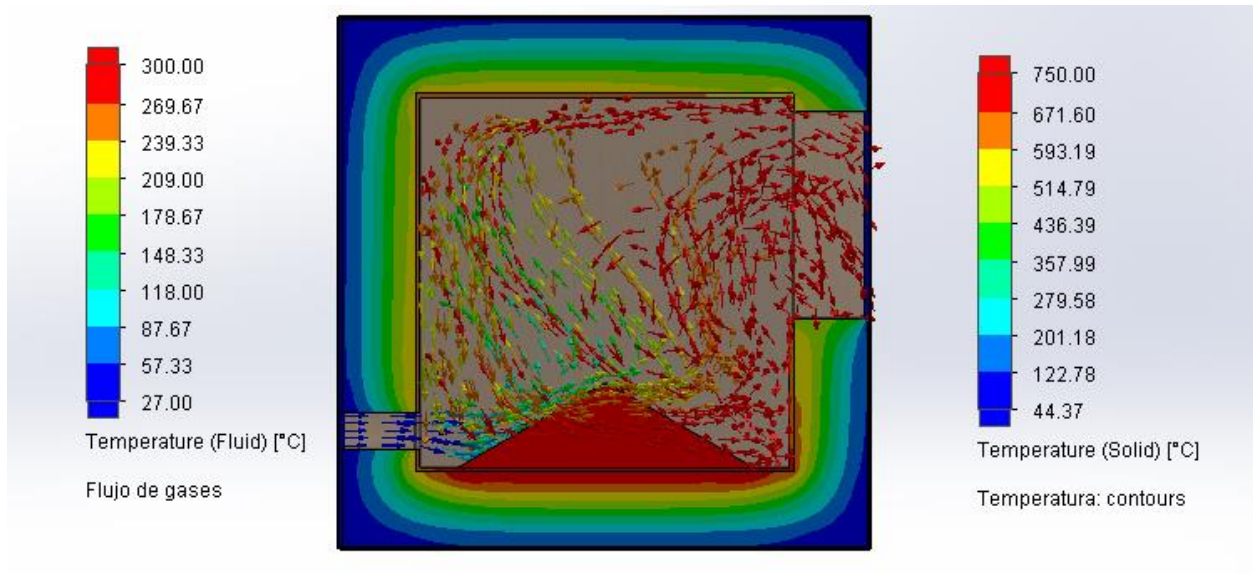


Figura 3.5. Resultados simulación cámara de combustión. Fuente: [Autores].

En la figura 3.5 se muestran los resultados obtenidos en el momento de la simulación de la cámara de combustión. Se comprobó que los gases de combustión alcanzaron una temperatura deseada de trabajo de 300° C. Por otro lado, se comprobó que la superficie exterior del horno alcanzó una temperatura de 46 °C. Siendo óptima para la seguridad del operador.

3.2.4 Curva de operación cámara de combustión

Con la finalidad de mostrar el comportamiento de la cámara de combustión se realizó la simulación en estado transiente. En la figura 3.6 se puede observar la temperatura de funcionamiento de la cámara durante 6 horas de operación alcanzando una temperatura promedio de 300 °C luego de 2 horas de operación.

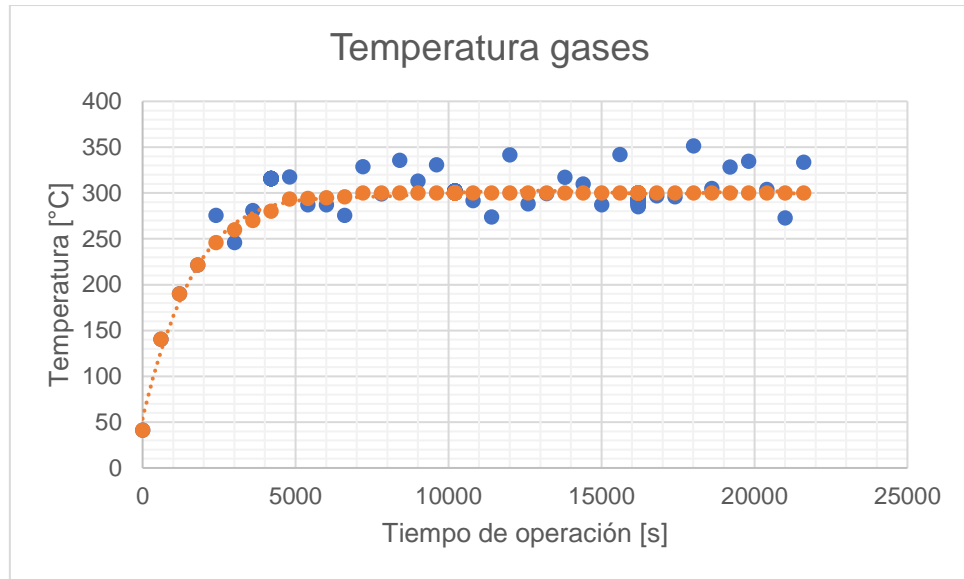


Figura 3.6. Curva de operación de la cámara de combustión. Fuente: [Autores].

3.3 Selección de ventiladores

Puesto que los resultados teóricos fueron validados al realizar la simulación, se procedió con la selección de los ventiladores tanto para el intercambiador de calor como para la cámara de combustión a partir del flujo másico calculado.

3.3.1 Selección de ventilador de la cámara de combustión

Para mantener la combustión de la cascarilla de arroz, se debe proveer el flujo de aire necesario, para este proyecto se ha seleccionado un soplador centrífugo. El soplador se selecciona en base al caudal necesario el cual es calculado con la ecuación 3.1.

$$\dot{Q}_c = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_c = 50 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{Q}_c = 0,83 \frac{m^3}{min}$$

$$\dot{Q}_c = 30 \text{ CFM}$$

3.3.2 Selección de ventilador de intercambiador de calor

El aire que ingresará al intercambiador de calor será introducido mediante un ventilador el cual empujará el aire a temperatura ambiente y a la salida del intercambiador de obtendrá la temperatura deseada.

La metodología para seleccionar el ventilador es la misma que se utilizó anteriormente.

$$\dot{Q}_i = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{aire}}$$

$$\dot{Q}_i = 201 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{Q}_i = 3,35 \frac{m^3}{min}$$

$$\dot{Q}_i = 118 \text{ CFM}$$

3.4 Sistema de control

El sistema de control fue diseñado para lograr que las temperaturas de trabajo sean las adecuadas tanto a la salida del intercambiador de calor como dentro de la cámara de combustión, garantizando que el flujo de alimentación de cascarilla de arroz fuera constante, se diseñó con una compuerta móvil conectada a un motor de paso tal y como se describió en el capítulo 2 sección 2.14.

El sistema de control se diseñó con la capacidad de medir, almacenar y mostrar datos de temperatura para controlar el proceso en su totalidad.

En la figura 3.7 se muestra los instrumentos que serán utilizados en el sistema de control y las conexiones entre ellos.

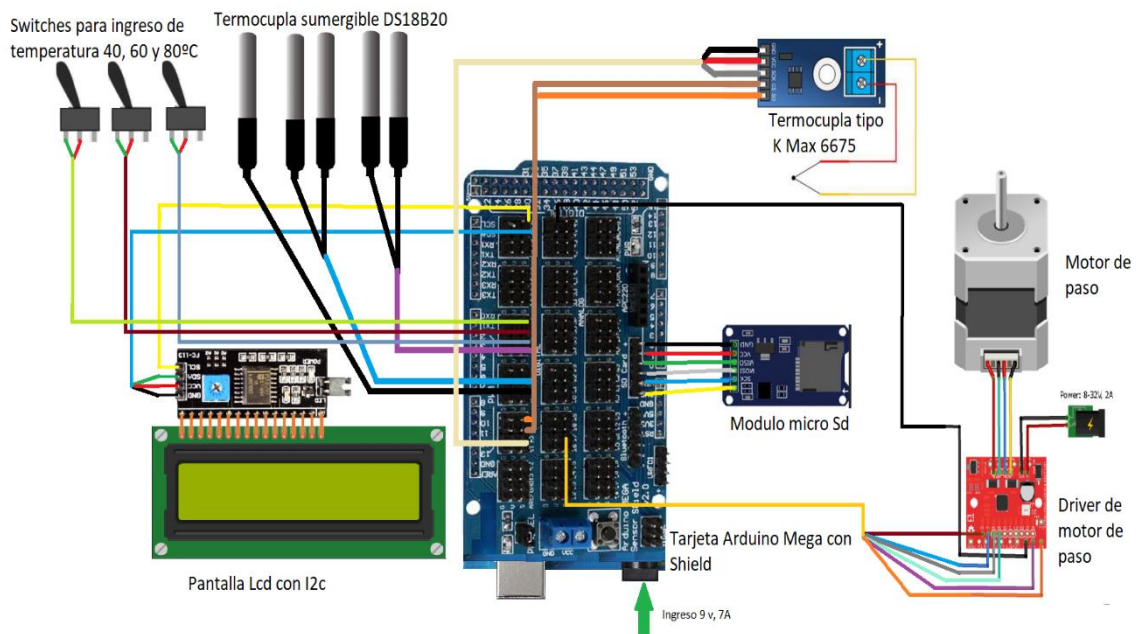


Figura 3.7. Conexiones sistema de control. Fuente: [Autores].

3.5 Análisis de costos

3.5.1 Costos de materiales horno, intercambiador y cámara de secado

Los materiales que fueron cotizados para una posible construcción del horno, intercambiador de calor y cámara de secado se muestran en la tabla 3.6 detallando la cantidad de cada material, su precio unitario y el precio total.

Tabla 3.6. Costos de materiales horno, intercambiador y cámara de secado. Fuente: [Autores].

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio U.	Precio T.
Planchas perforadas de 1 x 2 metros x 0,7 mm espesor, huecos con diámetro de 2 mm	unidad	1	\$ 270,00	\$ 270,00
Planchas negras lisas de 3 mm	unidad	1	\$ 45,00	\$ 45,00
Plancha negra lisa de 6 mm	unidad	1	\$ 180,00	\$ 180,00
Rollo de aislante de fibra de vidrio de 2,5 cm	unidad	1	\$ 75,00	\$ 75,00
Electrodos Soldadura 6011	kilogramos	1	\$ 4,00	\$ 4,00
Pintura anticorrosiva color gris	galón	1	\$ 22,00	\$ 22,00
Manguera de gas, 250 Psi y abrazadera	metros	4	\$ 2,00	\$ 8,00
Válvula directa para tanque de gas	unidad	1	\$ 15,00	\$ 15,00
Quemador de gas tipo antorcha grande	unidad	1	\$ 30,00	\$ 30,00
Broca de 3/8"	unidad	1	\$ 3,50	\$ 3,50
Pernos 5/16 x 1" 1/4 con tuerca y anillos planos	unidad	5	\$ 0,90	\$ 4,50
Disco de cortes 4" 1/2 para corte de metal	unidad	5	\$ 2,00	\$ 10,00
Brochas de 2"	unidad	1	\$ 4,70	\$ 4,70
Cajetín metálico 30 cm x 40 cm	unidad	1	\$ 25,00	\$ 25,00
Cable #12 flexible color rojo	metros	15	\$ 0,36	\$ 5,40
Cable #12 flexible color negro	metros	15	\$ 0,36	\$ 5,40
Ventilador 30 CFM	unidad	1	\$ 26,00	\$ 26,00
Blower 1/3 HP, salida 2 1/2" 116 CFM	unidad	1	\$ 90,00	\$ 90,00
Tubos cédula 40 1" de diámetro	unidad	5	\$ 16,80	\$ 84,00
Total				\$ 907,50

3.5.2 Costos de materiales del sistema de control

Como se mencionó en el capítulo 2 sección 2.14 la alimentación de la cascarilla será mediante un motor de paso, los materiales asociados al sistema de control se muestran en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Costos de materiales sistema de control. Fuente: [Autores].

Nombre	Cantidad	Precio U.	Precio T.
Rollo de cable jumper (10 ft)	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Paquete de cable jumper x40 30cm macho/macho	1	\$ 2.30	\$ 2.50
Paquete de cable jumper x40 30cm macho/hembra	1	\$ 2.25	\$ 2.25
Paquete de cable jumper x40 30cm hembra/hembra	1	\$ 2.25	\$ 2.25
Pines y protectores para cable jumper (caja)	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Modulo SD	1	\$ 5.00	\$ 5.00
Tarjeta Arduino Mega	1	\$ 21.00	\$ 21.00
Sensor Shield Mega	1	\$ 11.00	\$ 11.00
Adaptador electrónico 9 V, 3 Amp	1	\$ 5.36	\$ 5.36
Pantalla Lcd 20x4 con I2C	1	\$ 13.50	\$ 13.50
Termocupla sumergible (DS18B20)	5	\$ 4.00	\$ 20.00
Resistencia de 5 K ohm	3	\$ 0.05	\$ 0.15
Bornera de 3 canales	3	\$ 0.25	\$ 0.75
Termocupla tipo K (Max-6675)	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Rollo de cinta aislante	1	\$ 1.00	\$ 14.00
Tarjeta SD (16Gb)	1	\$ 12.41	\$ 12.41
Cable termoencogible 5mm x metro	5	\$ 0.54	\$ 2.68
Unión de cable	2	\$ 1.00	\$ 2.00
Led verde	1	\$ 0.25	\$ 0.25
Switch	5	\$ 0.27	\$ 1.35
Gabinete metálico de 30x20x15 cm	1	\$ 22.00	\$ 22.00
Perforaciones en el gabinete metálico	1	\$ 10.00	\$ 10.00
Motor de paso Nema 23	1	\$ 130.00	\$ 130.00
Driver TB6600 CNC motor	1	\$ 40.00	\$ 40.00
Total			\$ 348.45

3.5.3 Costos de mano de obra

Los costos de mano de obra representan el valor total a pagar por la construcción del equipo tal y como se muestra en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Costos de mano de obra. Fuente: [Autores].

Número de trabajadores	2
Duración del proyecto [días]	15
Horas de trabajo por día	8
Total horas/hombre	240
Costo hora/hombre	\$ 4,17
Costo total del proyecto	\$ 1.000,80

3.5.4 Costos de diseño

Los costos de la elaboración del diseño de muestran a continuación en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Costos de diseño. Fuente: [Autores].

Diseñador	Costo U.
Anthony Arévalo	\$ 250,00
William Ávila	\$ 250,00
Total	\$ 500,00

3.5.5 Costos totales

El costo total del proyecto será la suma de los costos mencionados anteriormente tal y como se muestra en la tabla 3.10.

Tabla 3.10. Costos totales. Fuente: [Autores].

Costos	Costo U.
Costos de materiales horno, intercambiador y cámara de secado	\$ 907,50
Costos de materiales sistema de control	\$ 348,45
Costos mano de obra	\$1.500,00
Costos de diseño	\$ 500,00
Total	\$2.907,50

Finalmente, el costo del proyecto para una capacidad de 200 lb será de \$2.932,50, cabe recalcar que como el proyecto está enfocado a pequeñas y medianas piladoras de arroz, para una capacidad de 100 quintales el costo del proyecto aumentará tentativamente un 5%.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- A nivel regional, los productores de tercera categoría de las apiladoras de arroz no cuentan con un proceso de secado adecuado, puesto que innumerables cantidades de GLP, Diesel y gasolina son utilizadas para este proceso siendo innecesario su uso. Es por ello que, dentro de análisis de la adaptación del sistema de fuente de calor para los secadores, analizada en nuestra matriz de decisión se obtuvo que la mejor alternativa fue diseñar un horno-intercambiador de calor de bajo costo, para evitar el excesivo consumo de combustibles fósiles.
- El principal residuo generado en las piladoras es la cascarilla de arroz, lamentablemente su noción sobre el secado de arroz se limita solamente al uso de combustibles fósiles como es el gas y Diesel como fuente de calor, sin embargo, una inversión inicial en el rediseño de los secadores utilizando biomasa como combustible podría abaratar costos a largo plazo.
- En relación con el diseño del sistema de generación de calor considerado en este proyecto como horno de combustión, consta de una cámara y un intercambiador de calor. A partir de ello, esta tecnología permitirá que el aire de secado utilizado para la deshidratación del producto alimenticio se libre de contaminante. Comparado con las tecnologías actuales utilizando gas o Diesel para calentar un flujo de aire directamente para secar, acarrea que contamine el producto por el contenido de azufre e inquemados que se generan durante el proceso de combustión.
- Analizando el diseño del intercambiador, a pesar de las iteraciones realizadas en la simulación y de haber alcanzado la temperatura de salida esperada, su eficiencia resultó ser alrededor del 65 % como consecuencia de la selección del tipo de intercambiador de flujo cruzado, puesto que la mejor eficiencia se pudo haber logrado si se hubiese diseñado un intercambiador de contra flujo. Por otra parte, la configuración del banco de tubos en el intercambiador de calor diseñado contribuyó que exista una mejor transferencia de calor, puesto que la

distribución de tubos escalonados logró que el fluido circundante produzca turbulencias, generando mayor transferencia de calor entre los tubos y el flujo de aire. A su vez, el diseño de cuatro pasos en el intercambiador de calor siendo el diseño de dimensiones verticales logró la temperatura de salida deseada y mejor acople o factibilidad de instalación para el constructor.

- Diseñar un sistema de control utilizando Arduino para la alimentación de la cascarilla de arroz resultó ser más económico que utilizar un sistema mecánico como un tornillo sinfín o un sistema neumático que trabaje con aire comprimido.
- En el caso del intercambiador de calor , la importancia de haber implementado simulaciones CFD se basa en la reducción de tiempos y costos que podrían originarse en caso de una construcción fallida, las simulaciones reemplazaron las pruebas experimentales que deberán realizarse al momento de la construcción, por tanto , si se hace una comparación entre los resultados propuestos en base a las simulaciones realizadas y los resultados experimentales una vez construido el equipo se demostrará que los resultados difieren menos del 2 %.
- Mediante las simulaciones realizadas se obtuvieron resultados significativos de manera que fue posible validar el diseño del horno, se obtuvo un error entre los datos teóricos con los simulados del 1 %.
- Las simulaciones realizadas del horno permitieron validar el material y espesor del aislante seleccionado, es concluyente que la selección fue la adecuada de modo que las pérdidas de calor al ambiente fueron reducidas al mínimo, por otro lado, la temperatura máxima de las paredes externas del horno fue de 44 °C lo cual justifica lo antes expuesto teniendo un horno con un funcionamiento óptimo y seguro.

4.2 Recomendaciones

- Diseñar un intercambiador de calor con una distribución escalonada de banco
- de tubos, garantiza que el flujo externo genere un aumentos y caídas de presión, conduciendo a efectos de turbulencia, por ende, la transferencia de calor con una distribución escalonada resulta más efectiva que una distribución alineada

de tubos, por lo tanto, se recomienda que, al diseñar un intercambiador de calor, la configuración del banco de tubos sea escalonada.

- Se recomienda que durante el diseño la separación de los tubos debe ser lo suficientemente apta para que el proceso de soldadura sea posible realizarlo (aproximado de mínimo de 20 milímetros de separación entre tubos).
- El requerimiento de una temperatura deseada en un intercambiador de calor es una de las primeras observaciones que todo diseñador prioriza al momento de realizar los cálculos pertinentes, sin embargo, de nada serviría contar con un intercambiador de calor diseñado de forma exhaustiva y exitosa sin que cuente con un plan de mantenimiento adecuado en caso de ser construido. Por lo tanto, para este proyecto, el flujo de los gases de combustión fue analizado internamente debido que, en caso de construirlo y realizar un mantenimiento preventivo, en el interior de los tubos por lo que se generan posibles impurezas.
- La seguridad de los operadores del equipo de secado debe ser prioridad de diseño, por lo tanto, con el fin de garantizar su salud y evitar posibles accidentes, la temperatura superficial de los equipos tanto del intercambiador de calor como del horno, no debe exceder los 50°C, por motivo, que superior de este rango, el operador podría sufrir quemaduras y lograr paradas inesperadas de trabajo.
- La combustión de la cascarilla de arroz es el proceso fundamental para que se pueda obtener los requerimientos finales de temperatura de secado, por ello, se deberá controlar un exceso de aire entre el 18 al 20%. Una vez establecida una combustión uniforme de cascarilla de arroz, el flujo de los gases obtenido puede ser ingresado al intercambiador de calor con una transferencia constante de energía, garantizando un secado uniforme y estable.
- A partir de las experimentaciones y pruebas realizadas con la quema de cascarilla de arroz, se determinó que para mantener la ignición de esta y a su vez una combustión casi completa, la alimentación de biomasa debe ser paulatina y moderada con el objetivo de no apagar la llama, por lo tanto, se recomienda que, para análisis de procesos de quema de cascarilla de arroz, la alimentación siempre deba ser pausada.
- Debido a la falta de datos con respecto a las propiedades de los gases de combustión se decidió utilizar las propiedades del aire, a pesar de ser una buena aproximación se recomienda indagar y realizar los cálculos o experimentaciones

necesarias para determinar las propiedades de los gases que se producen al combustionar cascarilla de arroz.

- La temperatura de secado de salida en el intercambiador de calor no resultó ser la esperada, ya que es evidente que los resultados teóricos nunca serán los mismos que en la vida práctica, por ende, se recomienda un aumento de por lo menos el 25% en exceso del flujo de gases de combustión, el exceso contribuirá a obtener los resultados esperados teóricamente. La efectividad del intercambiador de calor juega un papel fundamental del proceso.
- Cabe indicar que por efecto de ser un prototipo con fines demostrativos la salida de los gases de combustión fue ubicada a un lado del horno, sin embargo, es recomendable ubicar la salida de los gases de combustión arriba del horno debido a que los gases calientes por efecto de densidad tienden a subir, esto permitirá aprovechar mayormente los gases de combustión y evitar cualquier tipo de pérdida que pueda generarse.
- Se recomienda que la tolva de alimentación tenga más de 30° de inclinación lo cual permitirá que la cascarilla de arroz caiga sin problemas y no se estanque en un punto determinado.
- El sistema de control diseñado deberá ser calibrado una vez construido el horno y el intercambiador de calor, es recomendable calibrarlo manualmente con el fin de que la velocidad de rotación de la compuerta móvil sea la necesaria para permitir el flujo de cascarilla de arroz deseado, como se mencionó anteriormente la alimentación de la cascarilla de arroz es fundamental dentro del funcionamiento del horno por lo tanto se debe evitar cualquier posible error en el sistema de control.
- Las simulaciones del horno y del intercambiador de calor fueron realizadas en un programa de simulación computacional, los resultados dependieron netamente de la calidad de la malla generada, a pesar de que los resultados son muy aproximados podrían mejorar si se genera una malla más fina lo cual no fue posible realizar debido a las limitaciones del procesador de la computadora con la que se trabajó, otro impedimento por el cual no se diseñó una malla más fina fue por motivos de que el programa tomaría mayor tiempo en desarrollar la simulación y por ende tardaría más tiempo en presentar los resultados, por lo tanto se recomienda realizar un análisis más exhaustivo con

una computadora con mayor capacidad a fin de evaluar detalladamente los resultados antes expuestos.

- Los programas de simulación computacional trabajan con diferentes tipos de análisis dependiendo de las mallas generadas y de la interfaz propia de cada programa, por lo tanto es recomendable realizar las simulaciones presentadas en el capítulo 3 en 2 programas de CFD diferentes, si bien es cierto la variación de los resultados puede no ser tan significativa pero se tendría la opción de comparar los resultados de los 2 programas y seleccionar los mejores, cabe recalcar que esta recomendación no fue posible realizarla por cuestiones de tiempo sin embargo podría tomarse en consideración al momento de realizar futuros trabajos.
- En las simulaciones realizadas del horno se utilizaron como parámetros de entrada una fuente térmica la cual representa el calor de combustión producido por la cascarilla de arroz como se mostró en la ecuación 2.36 y la temperatura de combustión de la cascarilla de arroz, cabe recalcar que el programa de simulación utilizado no tiene la opción de realizar un análisis de combustión en su totalidad, más bien tiene la capacidad de ingresar el calor producido por la combustión y su temperatura como se mencionó anteriormente, puesto que esta limitante no fue un obstáculo al momento de realizar la simulación del horno, sería recomendable buscar programas de simulación computacional que tengan la opción de realizar un análisis de combustión, cabe indicar que el programa de simulación utilizado se seleccionó por motivos de tener una interfaz sencilla y ser más amigable con el usuario.

BIBLIOGRAFÍA

- Aguirre, J. (2011). *Diseño e implementación de un horno automático de secado y envejecido de arroz para la procesadora de Proyelec*. Sangolquí: Escuela Politécnica del ejército.
- Ahmad - Faris Ismail, T. F. (1997). Combustion Processes of Rice Husk for Energy. *RERIC International Energy Journal* , 13.
- Alfredo Barriga PhD, R. (2007). *Centro de desarrollo tecnológico sustentable*. Obtenido de <http://www.cdts.espol.edu.ec/documentos/combustion%20AB.pdf>
- Amina Benhamou, F. F. (2014). *Simulation of Solar dryer performance with forced convection experimentally proved*. Obtenido de ScienceDirect: <https://www.sciencedirect.com/>
- Asif A. Mirani, M. A. (2013). *A Rice Husk Gasifier for Paddy Drying*. Islamabad: Sci., Tech. and Dev.
- Asociación internacional de fabricantes de aislante reflectante. (2002). *Aislante reflectante, barreras radiantes y capas de control de radiación*. RIMA.
- Barriga, A. (s.f.). *Centro de desarrollo tecnológico y sustentable*. Obtenido de Seminario combustión industrial aplicada y control de contaminantes: <http://www.cdts.espol.edu.ec/>
- Belonio, A. (2005). *Rice Husk gas stove handbook*. Iloilo: Appropriate technology center.
- Blum, J. (1990). *Evaluación experimental de un horno que combustiona cascarilla de arroz*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Boero, A. (2008). *Diseño de sistema de calentamiento de aire y cámara de secado para paja toquilla por recuperación de energía desde hornos artesanales de cocción de la paja*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Caballero, J. (2015). *Diseño de una secadora de cacao para almacenaje con capacidad de 2 T/Día*. Lima: Pontificia universida Católica del Perú.
- Cabanzón, J. (2018). *Diseño y calculo de un intercambiador de calor*. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico D.F.: Mc graw hill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. Mexico D.F.: Mcgraw hill.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. Mexico D.F.: Mc Graw Hill.

- Chejne, Londoño, Alvare, Pérez, Espinel, Cruz, D. I., . . . Sánchez. (s.f.). *Biomasa y carbón una alternativa energética para Colombia*. Universidad nacional de Colombia.
- Chicaiza, M. (2007). *Diseño de una secadora de arroz con intercambiador de calor para una piladora*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Delgado, E. (2006). *Dimensionamiento de un horno para la eliminación de desechos hospitalarios en zonas rurales con minimización de contaminantes en la fuente*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de ingeniería mecánica y ciencias de la producción . Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Delgado, E. (2014). *Diseño, Modelo Matemático y Construcción de un Secadero Optimizado con Energías Limpias*. Santiago de Compostela: Universidad de Santiago de Compostela.
- Días, X. (1991). *Modelo predictivo del proceso de combustión de la cascarilla de arroz*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Esparza, & Salazar. (2004). *Diseño y construcción de una secadora de granos con capacidad de cinco quintales, por calentamiento de aire mediante la combustión de la cascarilla de arroz como combustible sólido de tipo vegetal con aplicación al sector agroindustrial marginal de la Costa*. Sangolquí: Escuela politécnica del ejército.
- Espinoza, M. (s.f.). *Diseño de una secadora de tandas para arroz usando como combustible cascarilla de arroz*. Escuela superior politécnica del litoral.
- Gómez, A. (2015). *Diseño de instalación de un horno crematorio en una nave industrial*. Cantabria: Escuela técnica superior de ingenieros.
- Hernandez, J. (2014). *Temas selectos de ingeniería térmica*. Bolivia.
- Himmelblau, D. (1997). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. New York: Prentice Hall.
- Improvements, F. (2016). *Fired Heaters for General Refinery Service API 560 Standard - 1986 - 2016*. Texas: Energy API.
- Incropera, F. (2011). *Heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Mexico: Prentice Hall.
- Inmaico. (s.f.). *Asilamientos térmicos* . Ingeniería montajes aislamientos y combustión.

- Instituto para la diversificación y ahorro de la energía. (2008). *Biomasa: Industria*. Madrid: ESCAN S.A.
- Jaramillo, & Gutierrez. (2007). *Construcción de un horno basculante a Diesel para la fusión de 150 Kg. de cobre para la empresa 4G Metalurgia*. Quito: Escuela politécnica nacional.
- Jimbo, C., & Arboleda, F. (2016). *Diseño y construcción de un secador de cacao al vacío para medianos y grandes productores de la provincia de Manabí*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Lázaro, & Meléndrez. (2016). *Diseño de un recuperador de calor para una cámara de secado sostenible*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Martínez, Pineda, López, & Betancur. (2010). Experimentos de combustión con cascarilla de arroz en lecho fluidizado para la producción de ceniza rica en sílice. *Fac. Ing. Univ. Antioquia*, 104-111.
- Maupoey, P., Andrés, A., Barat, J., & Albors, A. (2001). *INTRODUCCIÓN AL SECADO DE ALIMENTOS POR AIRE CALIENTE*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- McAllister, S., Chen, J. Y., & Fernandez, C. (2011). *Fundamentals of combustion processes*. New York: Springer.
- Ministerio de Agricultura, G. A. (s.f.). *Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca*. Obtenido de <https://www.agricultura.gob.ec/>
- Miranda, G. (2011). *Evaluación del proceso de secado de granos de cacao fermentado, en un secador de bandejas con convección forzada de aire*. Barcelona: Universidad de Oriente.
- Moncada, L. (s.f.). *Intercambiadores de calor*. Trujillo: Universidad nacional de Trujillo.
- Pakamon Pintana, P. T. (25 de Mayo de 2017). *Improvement of Airflow Distribution in a Glatinous Rice Cracker Drying Cabinet*. Obtenido de ScienceDirect: <https://www.sciencedirect.com/>
- Pemex. (2005). *Cambiadores de calor*. Comité de normalización de petróleos mexicanos y organismos subsidiarios.
- Peñaloza, & Urgilés. (2009). *Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica*. Riobamba: Escuela superior politécnica de Chimborazo.

- Pérez, R. (2016). *Estudio y modelación de la co-combustión con formación de depósitos en reactores a combustión*. Concepción: Universidad de Concepción.
- Pineda, D. (2013). *Diseño de un sistema de secado a base de vapor para arroz en granza*. San Carlos : Universidad de San Carlos de Guatemala.
- Prada, A., & Cortés, C. (2010). La descomposición térmica de la cascarilla de arroz: Una alternativa de aprovechamiento integral. *Revista Orinoquia*, 155-170.
- Romualdo C. Martinez, P., Flores, E. D., Asunción, N. T., Robelyn E. Daquila, W. Q., & Manalabe, R. E. (s.f.). *Development of PhillMech Rice Hull - Fed Furnace System for Heating Mechanical Dryers*. Philipine: Philippine Center for Postharvest Development and Mechanization . Obtenido de S.
- Sandoval, J. (2007). *Diseño de guía para especificación de horno de refinera y simulación por HTRI-Xfh*. Sartenejas: Universidad Simón Bolívar.
- Tacuri, & Quintana. (2010). *Diseño concurrente de una secadora vertical intermitente para arroz*. Riobamba: Escuela superior politécnica de Chimborazo.
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*. Boca Raton, FL. : CRC Press.
- Tipaluinsa, L. (2012). *Caracterización de los productos de combustión de la cascarilla de arroz utilizando un sistema térmico con capacidad de 60000 Kcal/h*. Sangolquí : Escuela Politécnica del ejército .
- Tipanluisa, Celi, Moreno, Molina, & Guasumba. (2016). Estudio experimental de la combustión de la cascarilla de arroz en una cámara de lecho fijo. *ResearchGate*, 37-43.
- Toscano, L. (2009). *Análisis de los parámetros y selección de hornos para la combustión de biomasa*. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral.
- Valverde, Sarria, & Monteagudo. (2007). Análisis comparativo de las características fisicoquímicas de la cascarilla de arroz. *scientia et technica*, 255-260.
- Varón, & Restrepo. (2004). Caracterización térmica y estequiométrica de la combustión de la cascarilla de arroz. *scientia et technica*, 139-144.
- Wang, S. K. (2001). *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*. New York: Mcgraw hill.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Cálculos

Calor de secado

El volumen correspondiente a 200 libras – masa de arroz se pudo calcular mediante la relación:

$$V_{\text{arroz}} = \frac{m_{\text{arroz}}}{\rho_{\text{arroz}}}$$

$$V_{\text{arroz}} = \frac{\left(200 \text{ lbm} * \frac{1 \text{ kg}}{2.2 \text{ lbm}}\right)}{580 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.16 \text{ m}^3$$

A continuación, se evaluó la temperatura de película a la que está expuesto el producto,

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

$$T_f = \frac{323 \text{ }^\circ\text{K} + 301 \text{ }^\circ\text{K}}{2} = 312 \text{ }^\circ\text{K}$$

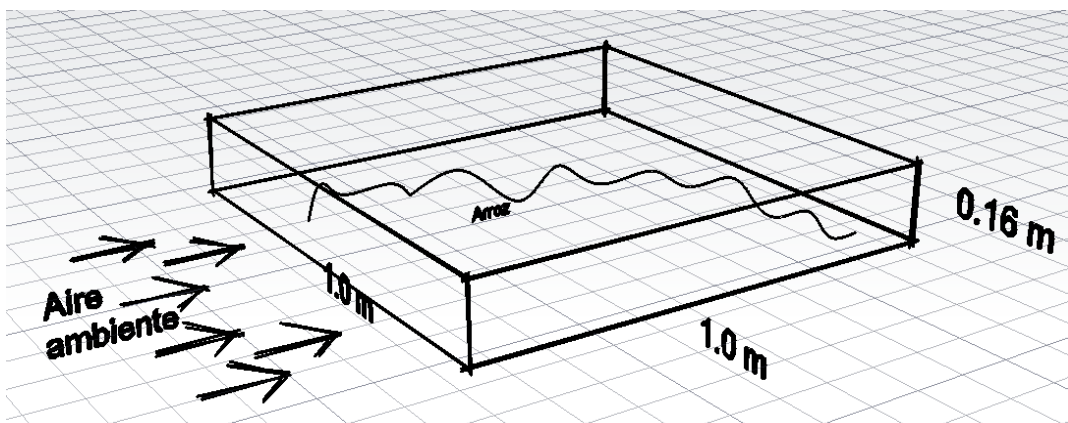


Figura A.1. Esquema de cámara de secado

La relación entre el área superficial y el perímetro de la cámara de secado (L), representa la longitud característica para determinar el número de Nusselt (N_u),

$$L = \frac{A}{P}$$

$$L = \frac{(1 \text{ m}) * (1 \text{ m})}{4 \text{ m}} = 0.25 \text{ m}$$

El número de Rayleigh (Ra) representa la transición relativa que existe entre la magnitud de las fuerzas de empuje y viscosas en el fluido (Incropera & Dewitt, 1999),

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

Donde $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, $\beta = 0.00321 \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$, $\nu = 17.09 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ y $\alpha = 24.27 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$Ra_L = \frac{\left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * \left(0.00321 \text{ }^\circ\text{K}^{-1}\right) * \left(323 \text{ }^\circ\text{K} - 301 \text{ }^\circ\text{K}\right) * \left(0.25 \text{ m}\right)^3}{\left(7.09 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) * \left(24.27 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)}$$

$$Ra_L = 6.629 \times 10^7$$

Obtenido el número de Rayleigh (Ra), se evaluó el número de Nusselt (Nu) mediante la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.27 * Ra_L^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 0.27 * (6.629 \times 10^7)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 24.046$$

El coeficiente de convección (hi), se determinó por medio de la conductividad térmica y la longitud de la cámara de secado,

$$h_i = k \frac{Nu}{L}$$

Donde $k = 2.72 \times 10^{-2} \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$, $L = 1 m$, $Nu = 24.046$

$$h_i = \left(2.72 \times 10^{-2} \frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right) * \frac{24.046}{1 m}$$

$$h_i = 0.65 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

A partir del coeficiente de convección natural obtenido anteriormente junto con la densidad del aire a la temperatura de secado, se evalúa la velocidad del aire a la que ocurrió el proceso,

$$\rho_a = 1.16 * \left(\frac{T_a + 273}{T + 273} \right)$$

$$\rho_a = 1.16 * \left(\frac{27 + 273}{50 + 273} \right) = 1.077 \frac{kg}{m^3}$$

$$v_a = \frac{\left(\frac{h_i}{0.0204} \right)^{\frac{1}{0.8}}}{\rho_a * 3600}$$

$$v_a = \frac{\left(\frac{0.65 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}}{0.0204} \right)^{\frac{1}{0.8}}}{\left(1.077 \frac{kg}{m^3} \right) * 3600} = 0.0195 m/s$$

La velocidad promedio del viento hasta definirlo como 'aire ligero' suficiente para el proceso de secado en condiciones normales varía desde $0.6 \frac{m}{s} - 1.5 \frac{m}{s}$, significa que la velocidad obtenida anteriormente alargaría el proceso de este. Por lo tanto, con el objetivo de obtener el producto con una humedad relativa final del 11%, se escogió una

velocidad de viento de 0.9 m/s. Con esta velocidad, el coeficiente de convección natural se obtuvo mediante,

$$h_i = 0.0204 * (v_a * \rho_a * 3600)^{0.8}$$

$$h_i = 0.0204 * \left(0.9 \frac{m}{s} * 1.077 \frac{kg}{m^3} * 3600\right)^{0.8} = 13.93 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El calor latente del agua (w), se obtuvo a partir de la constante R de los gases (8314 J/kmol $^{\circ}$ K) y la masa molar del agua M_A (18 kg/kmol) mediante,

$$w = \frac{8314 \frac{J}{kmol \cdot ^{\circ}K}}{18 \frac{kg}{kmol}} [6547.1 - 4.23 (T + 273)]$$

$$w = \frac{8314 \frac{J}{kmol \cdot ^{\circ}K}}{18 \frac{kg}{kmol}} [6547.1 - 4.23 (25 + 273)] = 2437895.74 \frac{J}{kg}$$

Por otro lado, la constante R_C de secado se obtuvo a partir del coeficiente de convección natural (h_i), el calor latente del agua mediante (w), temperatura del aire caliente (T_a) y de bulbo húmedo (T_w).

$$R_C = \frac{h_i}{w} (T_{ac} - T_w) * 3600$$

$$R_C = \frac{13.93 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{2437895.74 \frac{J}{kg}} * (50 - 27) * 3600 = 0.47 \frac{kg}{m^2 h}$$

Una vez obtenida la constante de secado, se procedió con el cálculo de la velocidad de secado (v_T), la cual se obtuvo mediante el área de la superficial de la cámara y el número de áreas superficiales a las que ocurrió el proceso (1). Por lo tanto,

$$v_T = R_c * A_b * N_b$$

$$v_T = 0.47 \frac{kg}{m^2 h} * 1 m^2 * 1 = 0.47 \frac{kg}{h}$$

El flujo másico de aire se obtuvo mediante la velocidad de secado y las relaciones de humedad tanto para bulbo húmedo como para bulbo seco.

$$\dot{m}_a = \frac{v_T}{H_{a,c} - H_w}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0.47 \frac{kg_{hum}}{h}}{7.5 \times 10^{-3} \frac{kg_{hum}}{kg_{air,seco}} - 5.59 \times 10^{-3} \frac{kg_{hum}}{kg_{air,seco}}} = 246 \frac{kg_{air,seco}}{h}$$

Finalmente, el calor de secado fue obtenido por medio del uso de la carta psicrométrica evaluando la entalpía inicial y final, h_1 , h_2 respectivamente,

$$Q_T = \dot{m}_a * (h_2 - h_1)$$

$$Q_T = 246 \frac{kg_{air,seco}}{h} * \left(70 \frac{kJ}{kg_{air,seco}} - 38 \frac{kJ}{kg_{air,seco}} \right) = 7872 \frac{kJ}{h}$$

$$Q_T = \frac{7872 \frac{kJ}{h}}{3600 s} = 2.18 kw$$

Otra forma mucho más simple de obtener el calor de secado fue mediante el uso de las humedades relativas,

$$m_{arroz} = 200 lbm * \frac{1 kg}{2.2 lbm} = 90.91 kg$$

El tiempo para el cual se deseó secar los 90.91 kg de arroz fue de 6 horas, por lo tanto,

$$\frac{m_{\text{arroz}}}{t_{\text{secado}}} = \frac{90.91 \text{ kg}}{6 \text{ h}} = 15.15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

La masa de agua presente en los 15.15 kg/h, se obtuvo mediante,

$$m_{30\%} = (15.15 \text{ kg}) * 0.30 = 4.545 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto, la masa de arroz sin el 30% de agua fue,

$$m_{30^*} = 15.15 \text{ kg} - 4.545 \text{ kg} = 10.605 \text{ kg/h}$$

La cantidad de arroz presente sin el 30% de agua debe llegar a una humedad final del 11%, por lo tanto,

$$m_{14\%} = \frac{(m_{30^*}) * 100\%}{89\%}$$

$$m_{14\%} = \frac{(10.605) * 100\%}{89\%} = 11.916 \text{ kg/h}$$

La cantidad de arroz presente sin el 14% de agua, finalmente fue,

$$m_{14^*} = 15.15 \text{ kg} - 11.916 \text{ kg} = 3.234 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto, la energía total requerida correspondiente a la masa de arroz sin el 14% de agua, se obtuvo mediante,

$$Q_{14^*} = w_{\text{latente}} * m_{14^*}$$

$$Q_{14^*} = \left(\frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} * ^\circ\text{K}}}{18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} [6547.1 - 4.23 (T + 273)] \right) * m_{14^*}$$

$$Q_{14^*} = \left(\frac{8314 \frac{J}{\text{kmol} \cdot ^\circ K}}{18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} [6547.1 - 4.23 (25 + 273)] \right) * \left(3.234 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 7896 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$Q_{14^*} = \frac{7896 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{3600 \text{ s}} = 2.19 \text{ kW}$$

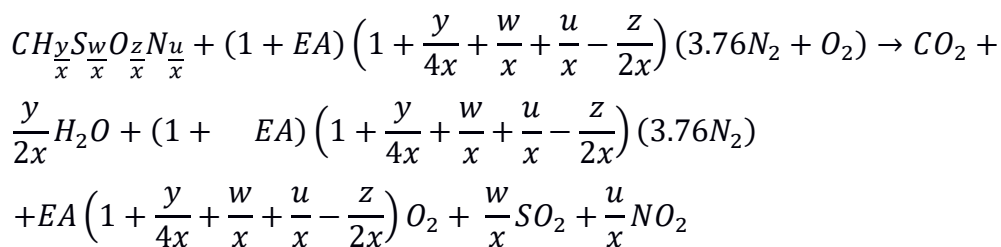
Flujo másico del aire caliente

$$\dot{m}_c = \frac{Q_T}{C_{pc} * (T_{ac} - T_s)}$$

$$\dot{m}_c = \frac{2180.7}{1007.66 * (333 - 300)}$$

$$\dot{m}_c = 0.065 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ecuación general de combustión



Subíndices de la fórmula química de la cascarilla de arroz

$$\frac{y}{x} = \frac{M_C * m_H}{M_H * m_C}$$

$$\frac{y}{x} = \frac{12 * 5.2}{1 * 39.1}$$

$$\frac{y}{x} = 1.596$$

$$\frac{w}{x} = \frac{M_C * m_S}{M_S * m_C}$$

$$\frac{w}{x} = \frac{12 * 0.1}{32 * 39.1}$$

$$\frac{w}{x} = 0.00096$$

$$\frac{z}{x} = \frac{M_C * m_O}{M_O * m_C}$$

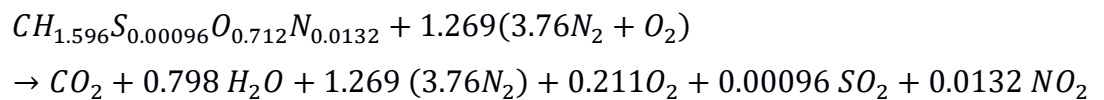
$$\frac{z}{x} = \frac{12 * 37.1}{16 * 39.1}$$

$$\frac{z}{x} = 0.712$$

$$\frac{u}{x} = \frac{M_C * m_N}{M_N * m_C}$$

$$\frac{u}{x} = \frac{12 * 0.6}{14 * 39.1}$$

$$\frac{u}{x} = 0.0132$$



Relación aire combustible teórico

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} = \frac{m_{aire}}{m_{cascarilla}}$$

$$m = n * M$$

$$m_{aire} = 1.269((3.76 * 14 * 2) + (16 * 2)) = 174.21 g$$

$$m_{cascarilla} = 12 + (1 * 1.596) + (32 * 0.00096) + (16 * 0.712) + (14 * 0.0132)$$

$$= 25.2 g$$

Por lo tanto:

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} = \frac{174.21}{25.2}$$

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} = 6.91$$

Relación aire combustible real

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)real} = m_{\left(\frac{a}{f}\right)teórico} * (1 + EA)$$

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)real} = 6.91 * (1 + 0.2)$$

$$m_{\left(\frac{a}{f}\right)real} = 8.3$$

Diseño intercambiador de calor

Temperatura media de los gases de combustión

$$\overline{T}_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2}$$

$$\overline{T}_h = \frac{573 + 393}{2}$$

$$\overline{T}_h = 483 \text{ } ^\circ K$$

Tabla A.1. Propiedades de gases de combustión a temperatura media

Propiedades de gases a temperatura media	
Cph: Calor especifico gas [J/Kg.°K]	1026.94
uh: viscosidad [N.s/m ²]	2.64E-05
kh: conductividad térmica [W/m.°K]	3.95E-02
Prh: número de Prandtl	0.68468
ph: Densidad gases de combustión [kg/m ³]	0.722784

Temperatura media del aire

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$\bar{T}_c = \frac{300 + 333}{2}$$

$$\bar{T}_c = 316.5 \text{ } ^\circ K$$

Tabla A.2. Propiedades del aire a temperatura media

Propiedades aire a temperatura media	
Cpc: Calor especifico gas [J/Kg.°K]	1007.66
uc: viscosidad [N.s/m ²]	1.92E-05
kc: conductividad térmica [W/m.°K]	2.75E-02
Prc: número de Prandtl	0.70469
pc: Densidad aire [kg/m ³]	1.104824
Di: diámetro interno de los tubos [m]	0.0254

Flujo másico de los gases

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_c * C_{pc} * (T_{co} - T_{ci})}{C_{ph} * (T_{hi} - T_{ho})}$$

$$\dot{m}_h = \frac{0.065 * 1007.66 * (333 - 300)}{1026.94 * (573 - 393)}$$

$$\dot{m}_h = 0.012 \frac{kg}{s}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

Coeficiente de convección interno

Numero de Reynolds

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi * D_i * \mu_{gas} * N_T}$$

$$Re_D = \frac{4 * 0.012}{\pi * 0.0254 * (2.64 \times 10^{-5}) * 57}$$

$$Re_D = 393.72$$

$$Re_{cr} = 2300$$

$$Re_x < Re_{cr} \therefore \text{Flujo laminar}$$

Cuando el flujo interno en un cilindro es laminar el número de Nusselt es igual a 4,36 (Incropera & Dewitt, 1999)

$$\overline{Nu}_x = 4.36$$

$$h_i = \frac{\overline{Nu}_x * k_g}{D}$$

$$h_i = \frac{4.36 * 3.95 \times 10^{-2}}{0.0254}$$

$$h_i = 6.79 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coeficiente de convección externo

Velocidad máxima en el banco de tubos

$$V = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c * A}$$

$$V_{max} = \frac{St}{(S_t - D)} * V$$

$$V = \frac{0.065}{1.1064 * 0.03705} = 1.6 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = \frac{0.0501 \text{ m}}{\left(0.0501 \frac{m}{s} - 0.0334 \frac{m}{s}\right)} * 1.6 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 4.8 \text{ m/s}$$

Número de Reynolds flujo externo

$$Re_{D \text{ max}} = \frac{\rho_{aire} * V_{max} * D}{\mu_{aire}}$$

$$Re_{D \text{ max}} = \frac{1.1048 \frac{kg}{m^3} * 4.8 \frac{m}{s} * 0.0334}{1.92 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{D \text{ max}} = 9218.7$$

Número de Nusselt flujo externo

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * C1 * Re_{Dmax}^m * Pr^{1/3}$$

$C1, m$: Constantes para el flujo de aire sobre un banco de tubos

Pr : Número de Prandtl

Condiciones:

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{Dmax} < 40,000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right]$$

$$\overline{Nu}_D = 1.13 * 0.4758 * 9218.7^{0.5592} * 0.705^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_D = 78.96,90$$

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D * k_a}{D}$$

$$h_o = \frac{78.96 * 2,75 \times 10^{-2}}{0.0334}$$

$$h_o = 64.98 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6.79} + \frac{1}{64.98}}$$

$$U = 6.15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Longitud de los tubos

$$Q = U * \pi * D_i * L * N_t * \Delta T_{ml}$$

$$L = \frac{Q}{U * \pi * D_i * N_t * \Delta T_{ml}}$$

$$L = \frac{2180.7}{6.15 * \pi * 0.0254 * 57 * 155.06}$$

$$L = 0.5 \text{ m}$$

Caída de presión en el banco de tubos

$$\Delta p = N_L * \chi * \left(\frac{\rho * V_{max}^2}{2} \right) * f$$

$$\Delta p = 11 * 1 * \left(\frac{1,1065 * 4,8^2}{2} \right) * 0.48$$

$$\Delta p = 67.28 \text{ Pa}$$

Pérdidas de calor

Calor perdido en la cámara de combustión

$$Q_c = U_c A_c (T_c - T_a)$$

Coefficiente de convección al interior de la cámara

Temperatura de película

$$T_f = \frac{T_c + T_{pi}}{2}$$

$$T_f = \frac{573 + 473}{2}$$

$$T_f = 523 \text{ } ^\circ K$$

Tabla A.3. Propiedades de gases a temperatura de película

Nomenclatura	Valor
Viscosidad cinemática ν_a	$4.17 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Conductividad térmica k_g	$4.23 \times 10^{-2} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}$
Número de Prandtl Pr	0.683

$$Re_x = \frac{V_i * L}{\nu_g}$$

V_i : Velocidad de los gases en el interior de la cámara [m/s]

L : Longitud de la pared [m]

ν_g : Viscosidad cinemática de los gases [m²/s]

$$Re_x = \frac{1.2 * 0.5}{4.17 \times 10^{-5}}$$

$$Re_x = 1.44 \times 10^4$$

$$Re_{cr} = 2 \times 10^5$$

$$Re_x < Re_{cr} \therefore \text{Flujo laminar}$$

$$\overline{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

\overline{Nu}_x : Número de Nusselt promedio

Pr : Número de Prandtl

$$\overline{Nu}_x = 0.664 * (1.44 \times 10^4)^{1/2} * (0.6831)^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_x = 70.12$$

$$h_{ic} = \frac{\overline{Nu}_x * k_g}{L}$$

$$h_{ic} = \frac{70.12 * 4.23 \times 10^{-2}}{0.5}$$

$$h_{ic} = 5.93 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$$

Coefficiente de convección al exterior de la cámara

Temperatura de película

$$T_f = \frac{T_a + T_{po}}{2}$$

T_{po} : Temperatura de la pared exterior [°K]

$$T_f = \frac{300 + 323}{2}$$

$$T_f = 311.5 \text{ } ^\circ K$$

Tabla A.4. Propiedades del aire a la temperatura de película

Nomenclatura	Valor
Viscosidad cinemática ν_a	$1.7 \times 10^{-5} \text{ } m^2/s$
Conductividad térmica k_a	$2.72 \times 10^{-2} \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}$
Número de Prandtl Pr	0.7054

Número de Rayleigh

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{po} - T_a)L^3}{\nu\alpha}$$

g : Gravedad [m/s²]

β : Coeficiente de expansión [1/°K]

T_{po} : Temperatura de la pared exterior [°K]

T_a : Temperatura ambiente [°K]

L : Longitud [m]

ν : Viscosidad cinemática [m²/s]

α : Difusividad térmica [m²/s]

$$Ra_L = \frac{9.8 * 3.21 \times 10^{-3} * (323 - 300) * 0.5^3}{(1.7 \times 10^{-5})(2.42 \times 10^{-5})}$$

$$Ra_L = 2.19 \times 10^8$$

Número de Nusselt

$$Nu = 0,15Ra_L^{1/3}$$

$$Nu = 0,15 * 2,19 \times 10^8^{1/3}$$

$$Nu = 90.45$$

Coeficiente de convección externo

$$h_{oc} = \frac{Nu * k_a}{L}$$

$$h_{oc} = \frac{90.45 * 2.72 \times 10^{-2}}{0.5}$$

$$h_{oc} = 4.91 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Cálculo coeficiente de radiación

$$h_{ri} = \varepsilon * \sigma * F * \frac{(T_h^4 - T_p^4)}{(T_h - T_p)}$$

$$h_{ri} = 0.8 * 5.67 \times 10^{-8} * 1 * \frac{(573^4 - 473^4)}{(573 - 473)}$$

$$h_{ri} = 26.19 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{ic} + h_{ir}} + \frac{e_{pi}}{k_{pi}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_{po}}{k_{po}} + \frac{1}{h_{oc}}}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{5.93 + 26.19} + \frac{0.006}{14.9} + \frac{0.1}{0.035} + \frac{0.003}{14.9} + \frac{1}{4.91}}$$

$$U_c = 0,32 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$Q_c = U_c A_c (T_c - T_a)$$

$$Q_c = 6 * 0.32 * (0.5 * 0.5) * (573 - 300)$$

$$Q_c = 132.42 \text{ w}$$

Calor almacenado en las paredes de la cámara de combustión

$$Q_a = m_p C p_p (T_{pi} - T_m)$$

m_p : Masa de las paredes [Kg]

$C p_p$: Calor específico de la pared

T_{pi} : Temperatura de la pared interior de la cámara [°K]

T_m : Temperatura media en las paredes [°K]

$$T_m = \frac{T_{pi} + T_{po}}{2}$$

T_{po} : Temperatura pared exterior de la cámara [°K]

$$T_m = \frac{473 + 323}{2} = 398 \text{ [°K]}$$

Pared interior

Volumen de la pared interior

$$V_{aci} = L h e$$

L : Longitud de la pared interior [m]

h : Altura de la pared interior [m]

e : Espesor de la pared interior [m]

$$V_{ace} = 0.5 * 0.5 * 0.006$$

$$V_{ace} = 15 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Masa de la pared interior

$$m_{aci} = \rho_{ac} V_{aci}$$

m_{ace} : Masa de las paredes de acero interior [kg]

ρ_{ac} : Densidad del acero [kg/m³]

i : Volumen de las paredes de acero interior [m³]

$$m_{ace} = 7854 * 15 \times 10^{-4}$$

$$m_{ac} = 11.78 \text{ kg}$$

Calor almacenado en la pared interior

$$Q_{aci} = m_{aci} * Cp_{ac} * (T_{pi} - T_m)$$

$$Q_{aci} = 11.78 * 434 * (473 - 398)$$

$$Q_{aci} = 383.4 \text{ kJ}$$

Pared exterior

Volumen de la pared exterior

$$V_{ace} = Lhe$$

L : Longitud de la pared [m]

h : Altura de la pared [m]

e : Espesor de la pared [m]

$$V_{ace} = 0.5 * 0.5 * 0.003$$

$$V_{ace} = 0.0025 \text{ m}^3$$

Masa de la pared exterior

$$m_{ace} = 7854 * 0.0025$$

$$m_{ace} = 19.86 \text{ kg}$$

Calor almacenado en la pared exterior

$$Q_{ace} = m_{ace} * C_{p_{ac}} * (T_{pm} - T_e)$$

$$Q_{ace} = 19.86 * 434 * (398 - 323)$$

$$Q_{ace} = 646.32 \text{ kJ}$$

Pared de aislamiento

Volumen de aislamiento

$$V_{ais} = Lhe$$

L : Longitud de la pared [m]

h : Altura de la pared [m]

e : Espesor de la pared [m]

$$V_{ais} = 0.5 * 0.5 * 0.1$$

$$V_{ais} = 0.025 \text{ m}^3$$

Masa de aislamiento

$$m_{ais} = \rho_{ais} V_{ais}$$

m_{ac} : Masa de las paredes de fibra de vidrio [kg]

ρ_{ac} : Densidad de la fibra de vidrio [kg/m³]

V_{ac} : Volumen de las paredes de fibra de vidrio [m³]

$$m_{ais} = 96 * 0.025$$

$$m_{ais} = 2.4 \text{ kg}$$

Calor almacenado en la pared de aislamiento

$$Q_{ais} = m_{ais} * C_{p_{ais}} * (T_{pi} - T_m)$$

$$Q_{ais} = 2.4 * 835 * (473 - 398)$$

$$Q_{ais} = 150.3 \text{ kJ}$$

Calor total almacenado en las paredes

$$Q_a = Q_{aci} + Q_{ace} + Q_{ais}$$

$$Q_a = 383.4 + 646.32 + 150.3$$

$$Q_a = 1180 \text{ kJ}$$

$$Q_a = \frac{6 * 1180 \text{ kJ}}{3600 \text{ s}}$$

$$Q_a = 1966 \text{ kW}$$

Calor perdido en las cenizas

$$Q_{ce} = m_{ce} * C_{p_{ce}} * (T_{ce} - T_a)$$

m_{ce} : Masa de las cenizas [Kg]

$C_{p_{ce}}$: Calor específico [J/Kg.°K]

T_{ce} : Temperatura de las cenizas [°K]

T_a : Temperatura de ambiente [°K]

$$Q_{ce} = 1.2 * 0.9598 * (573 - 300)$$

$$Q_{ce} = 326.48 \text{ w}$$

Análisis de tiro de la chimenea.

Diferencia de presión por elevación

$$\frac{\Delta P}{\rho} = g * h * \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_a}\right)$$

g : Gravedad [m/s²]

h : Altura de la chimenea [m]

ρ_g : Densidad del gas [kg/m³]

ρ_a : Densidad del aire [kg/m³]

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 9.8 * 2 * \left(1 - \frac{0.870}{1.1614}\right)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 5.98 \text{ Pa}$$

Pérdidas a lo largo de la chimenea

$$\Delta P_f = f * \left(\frac{L}{D_h}\right) * \left(\frac{V_g^2}{2 * g * \rho_g}\right)$$

f : Factor de fricción

L : Longitud de la chimenea [m]

D_h : Diámetro hidráulico de la chimenea [m]

$$\Delta P_f = 0.061 * \left(\frac{2}{0.15}\right) * \left(\frac{0.99^2}{2 * 9.8 * 0.87}\right)$$

$$\Delta P_f = 0.051 \text{ Pa}$$

Pérdidas a la salida de la chimenea

$$\Delta P_{ex} = \frac{\rho_g * V_g^2}{2 * g}$$

$$\Delta P_{ex} = \frac{0.87 * 0.99^2}{2 * 9.8}$$

$$\Delta P_{ex} = 0.04$$

En vista que la presión en la salida de la chimenea es menor que la presión en el interior queda demostrado que la altura seleccionada es la adecuada para formar una chimenea de tiro natural, puesto que la dirección de los gases siempre irá de mayor a menor presión.

APÉNDICE B

Tablas y figuras



Figura B.1. Tabla periódica. [https://www.periodni.com]

(1) Atomic weights of the elements 2013. Pure Appl. Chem., 85, 263-291 (2016)

Tabla B.1. Propiedades termofísicas de los gases a presión atmosférica [Incropera & Dewitt, 1999]

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica ^a							
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Tabla B.2. Correlaciones de transferencia de calor por convección para flujo externo.
[Incropera F. , 2011]

TABLE 7.7 Summary of convection heat transfer correlations for external flow^{a,b}

Correlation	Geometry	Conditions ^c
$\delta = 5x Re_x^{-1/2}$ (7.19)	Flat plate	Laminar, T_f
$C_{f,x} = 0.664 Re_x^{-1/2}$ (7.20)	Flat plate	Laminar, local, T_f
$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.23)	Flat plate	Laminar, local, $T_f, Pr \geq 0.6$
$\delta_t = \delta Pr^{-1/3}$ (7.24)	Flat plate	Laminar, T_f
$\bar{C}_{f,x} = 1.328 Re_x^{-1/2}$ (7.29)	Flat plate	Laminar, average, T_f
$\bar{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.30)	Flat plate	Laminar, average, $T_f, Pr \geq 0.6$
$Nu_x = 0.564 Pe_x^{1/2}$ (7.32)	Flat plate	Laminar, local, $T_f, Pr \leq 0.05, Pe_x \geq 100$
$C_{f,x} = 0.0592 Re_x^{-1/5}$ (7.34)	Flat plate	Turbulent, local, $T_f, Re_x \leq 10^8$
$\delta = 0.37x Re_x^{-1/5}$ (7.35)	Flat plate	Turbulent, $T_f, Re_x \leq 10^8$

Correlation	Geometry	Conditions ^c
$Nu_x = 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$ (7.36)	Flat plate	Turbulent, local, $T_f, Re_x \leq 10^8, 0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{C}_{f,L} = 0.074 Re_L^{-1/5} - 1742 Re_L^{-1}$ (7.40)	Flat plate	Mixed, average, $T_f, Re_{x,c} = 5 \times 10^5, Re_L \leq 10^8$
$\bar{Nu}_L = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$ (7.38)	Flat plate	Mixed, average, $T_f, Re_{x,c} = 5 \times 10^5, Re_L \leq 10^8, 0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^n Pr^{1/3}$ (Table 7.2) (7.52)	Cylinder	Average, $T_f, 0.4 \leq Re_D \leq 4 \times 10^5, Pr \geq 0.7$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^n Pr^m (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Table 7.4) (7.53)	Cylinder	Average, $T_s, 1 \leq Re_D \leq 10^6, 0.7 \leq Pr \leq 500$
$\bar{Nu}_D = 0.3 + [0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \times [1 + (0.4/Pr)^{1/4}] \times [1 + (Re_D/282,000)^{5/8}]^{4/5}]$ (7.54)	Cylinder	Average, $T_f, Re_D Pr \geq 0.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \times (\mu/\mu_s)^{1/4}$ (7.56)	Sphere	Average, $T_s, 3.5 \leq Re_D \leq 7.6 \times 10^4, 0.71 \leq Pr \leq 380, 1.0 \leq (\mu/\mu_s) \leq 3.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.57)	Falling drop	Average, T_s
$\bar{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^{0.36} (Pr/Pr_s)^{1/2}$ (Tables 7.5, 7.6) (7.58), (7.59)	Tube bank ^d	Average, $\bar{T}, 10 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6, 0.7 \leq Pr \leq 500$
Single round nozzle (7.71)	Impinging jet	Average, $T_f, 2000 \leq Re \leq 4 \times 10^5, 2 \leq (H/D) \leq 12, 2.5 \leq (r/D) \leq 7.5$
Single slot nozzle (7.75)	Impinging jet	Average, $T_f, 3000 \leq Re \leq 9 \times 10^4, 2 \leq (H/W) \leq 10, 4 \leq (x/W) \leq 20$
Array of round nozzles (7.73)	Impinging jet	Average, $T_f, 2000 \leq Re \leq 10^5, 2 \leq (H/D) \leq 12, 0.004 \leq A_r \leq 0.04$
Array of slot nozzles (7.77)	Impinging jet	Average, $T_f, 1500 \leq Re \leq 4 \times 10^4, 2 \leq (H/W) \leq 80, 0.008 \leq A_r \leq 2.5 A_{r,p}$
$\epsilon_{jH} = \epsilon_{jm} = 2.06 Re_D^{-0.575}$ (7.81)	Packed bed of spheres ^d	Average, $\bar{T}, 90 \leq Re_D \leq 4000, Pr \text{ (or } Sc) \approx 0.7$

Tabla B.3. Correlaciones de transferencia de calor por convección para flujo interno.
[Incropera F. , 2011]

TABLE 8.4 Summary of convection correlations for flow in a circular tube^{a,b,c}

Correlation	Conditions
$f = 64/Re_D$	(8.19) Laminar, fully developed
$Nu_D = 4.36$	(8.53) Laminar, fully developed, uniform q''_s
$Nu_D = 3.66$	(8.55) Laminar, fully developed, uniform T_s
$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 Gz_D}{1 + 0.04 Gz_D^{2/3}}$	(8.57) Laminar, thermal entry (or combined entry with $Pr \approx 5$), uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\overline{Nu}_D = \frac{3.66}{\tanh[2.264 Gz_D^{-1/3} + 1.7 Gz_D^{-2/3}]} + 0.0499 Gz_D \tanh(Gz_D^{-1})$ $\overline{Nu}_D = \frac{\tanh(2.432 Pr^{1/6} Gz_D^{-1/6})}{\tanh(2.432 Pr^{1/6} Gz_D^{-1/6})}$	(8.58) Laminar, combined entry, $Pr \approx 0.1$, uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$	(8.20) ^c Turbulent, fully developed
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	(8.21) ^c Turbulent, fully developed, smooth walls, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) ^d Turbulent, fully developed, $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10,000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0.4$ for $T_s > T_m$ and $n = 0.3$ for $T_s < T_m$
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.61) ^d Turbulent, fully developed, $0.7 \leq Pr \leq 16,700$, $Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.62) ^d Turbulent, fully developed, $0.5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	(8.64) Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform q''_s , $3.6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9.05 \times 10^5$, $3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-2}$, $10^2 \leq Re_D Pr \leq 10^4$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	(8.65) Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform T_s , $Re_D Pr \geq 100$

Tabla B.4. Constantes C y m para el flujo de aire sobre un banco de tubos. [Incropera & Dewitt, 1999]

TABLA 7.5 Constantes de las ecuaciones 7.61 y 7.63 para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas [20]

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

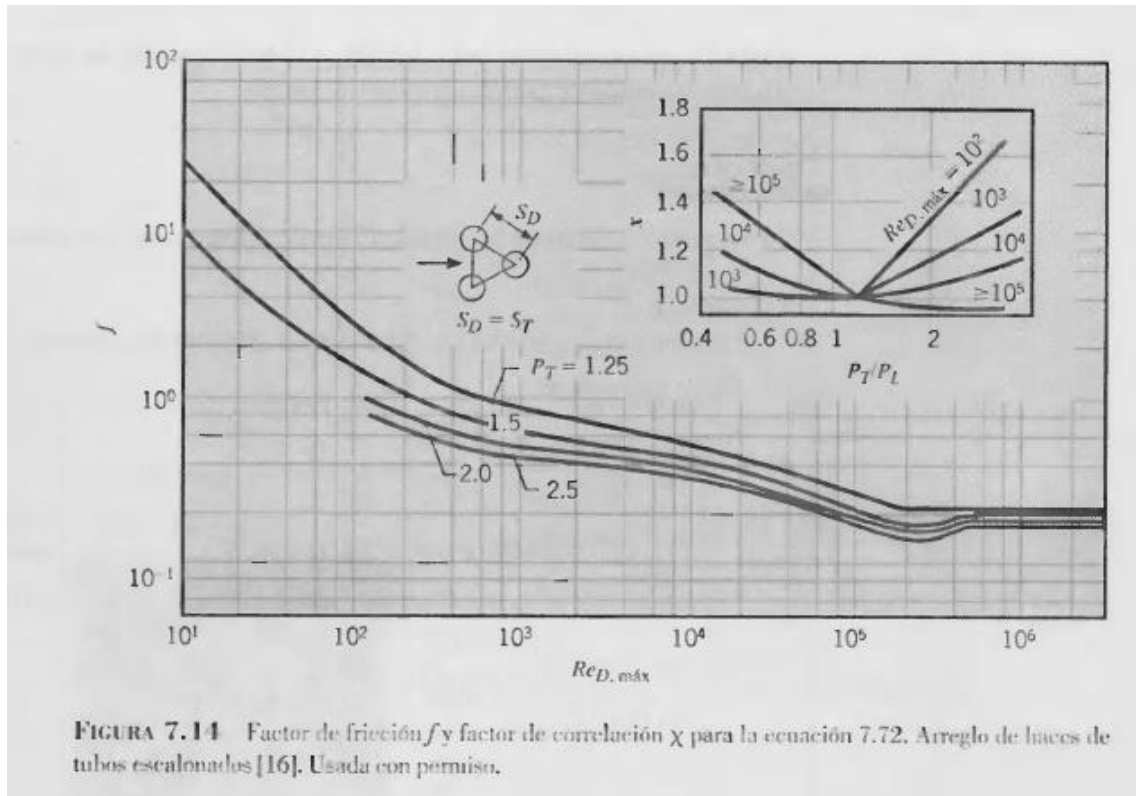


FIGURA 7.14 Factor de fricción f y factor de correlación χ para la ecuación 7.72. Arreglo de haces de tubos escalonados [16]. Usada con permiso.

Figura B.2. Factor de fricción f y factor de corrección χ para un banco de tubos escalonados. [Incropera & Dewitt, 1999]

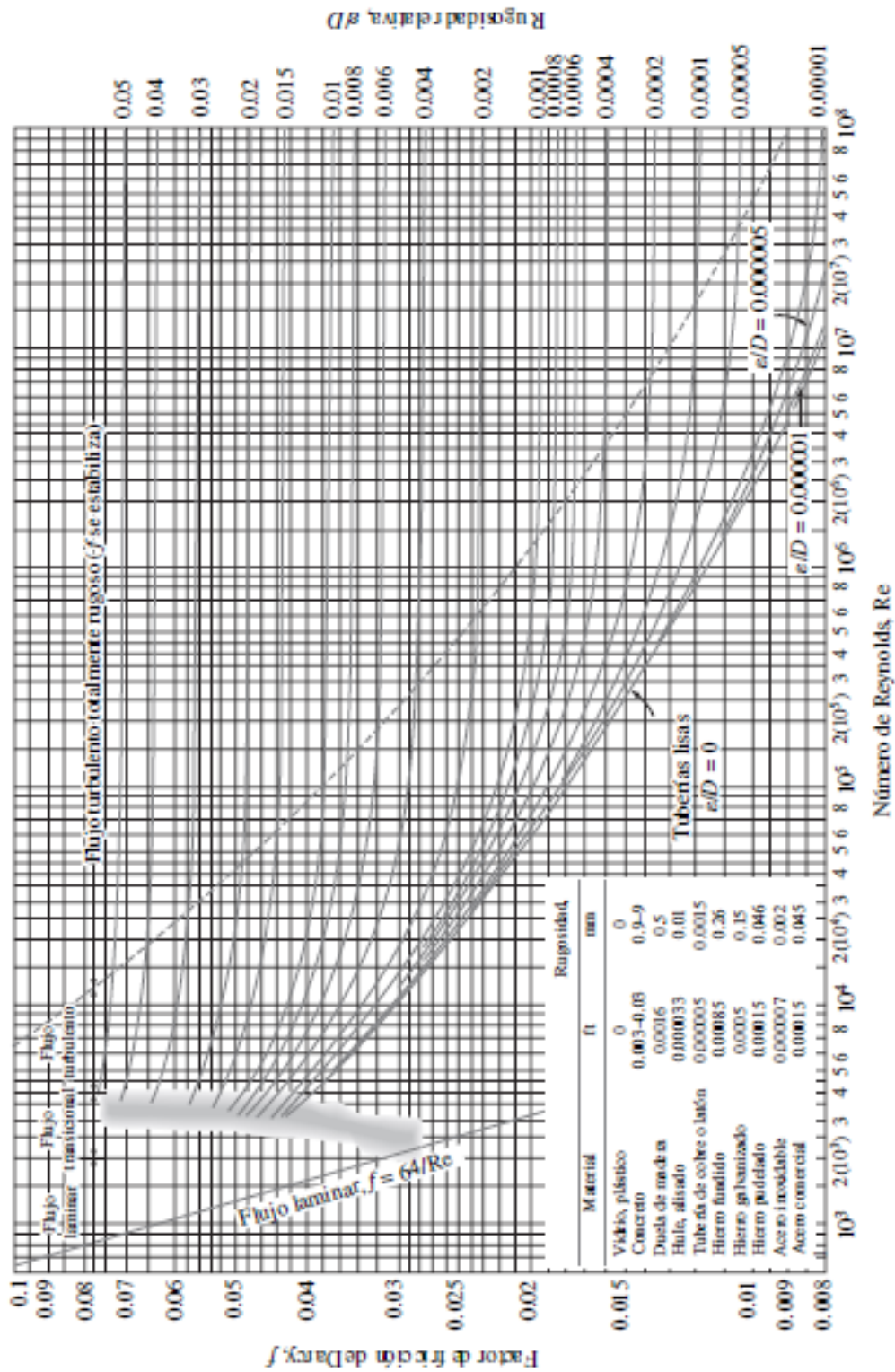


Figura B.3. Diagrama de Moody. [Cengel & Cimbala]

FIGURA A-12

El diagrama de Moody para el factor de fricción para flujo totalmente desarrollado en tuberías circulares para usar en la relación de pérdida de carga

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}. \text{ Los factores de fricción en el flujo turbulento se evalúan a partir de la ecuación de Colebrook } \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right).$$

Tabla B.5. Catálogo de tubos cédula 40. [Dipac]

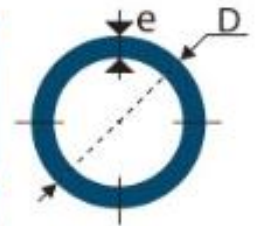
Especificaciones Generales:

- **ASTM A 53 GRB:** Conducción fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca y en general.
- **API 5L:** Tubos para industria petrolera
- **ASTM A 106:** Tubos para servicio a altas temperaturas
- **Recubrimiento:** Negro o Galvanizado
- **Largo Normal:** 6.00m
- **Otros Largos:** Previa Consulta
- **Acabado:** Natural
- **Otro Acabado:** Previa Consulta



DESCARGAR CATÁLOGO

Composición Química %				Propiedades Mecánicas				
C. Max	Mn	P. Max	S. Max	Resistencia Mecánica		Punto de Fluencia		Elongación % Min
				Kg/mm ²	Psi	Kg/mm ²	Psi	
0.3	1.2	0.05	0.06	42.2	60000	24.6	35000	30 - 35



DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Tabla B.6. Catálogo de planchas. [Dipac]

PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE



Especificaciones Generales

Espesores: 1,20mm a 150,00mm
Roles: Ancho 1000mm, 1220mm, 1500mm
Planchas: 4 x 8 pies y a medida

Calidad Comercial

Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas				Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Dobrado 180°		
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	20 min	0=0e	SAE 1010 ASTM A-569	
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1	
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-535 ASTM A-570 GRADO 33	

Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Dobrado 180°		
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	445 min	18 min			
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 515 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1=1/2e		



ASHRAE Gráfica psicrométrica núm. 1
Temperatura normal
Presión barométrica 101.325 kPa
© 1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

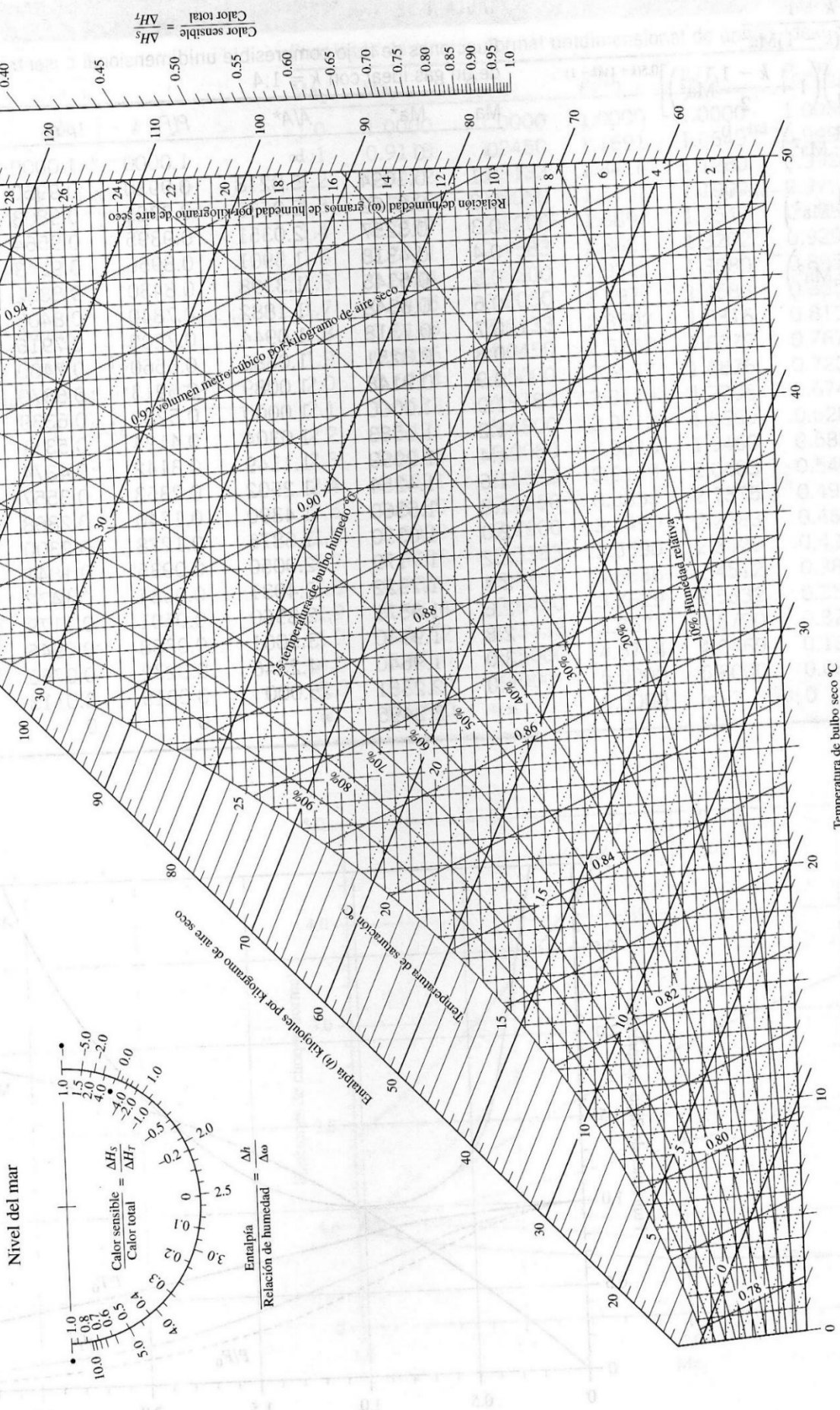


Figura B.4. Carta psicrométrica. [ASHRAE]

FIGURA A-31
Carta psicrométrica a 1 atm de presión total.
Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia; usada con permiso.
Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Idaho.

APÉNDICE C

Simulaciones

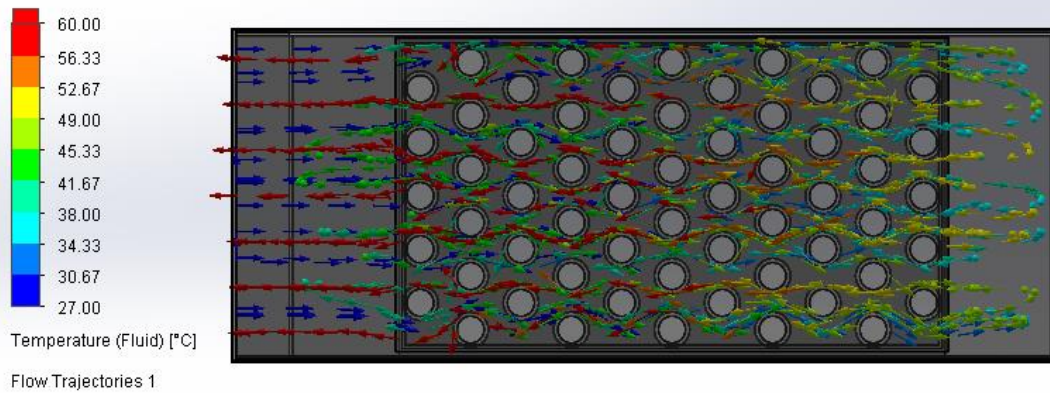


Figura C.1. Temperatura del aire vista frontal. [Autores]

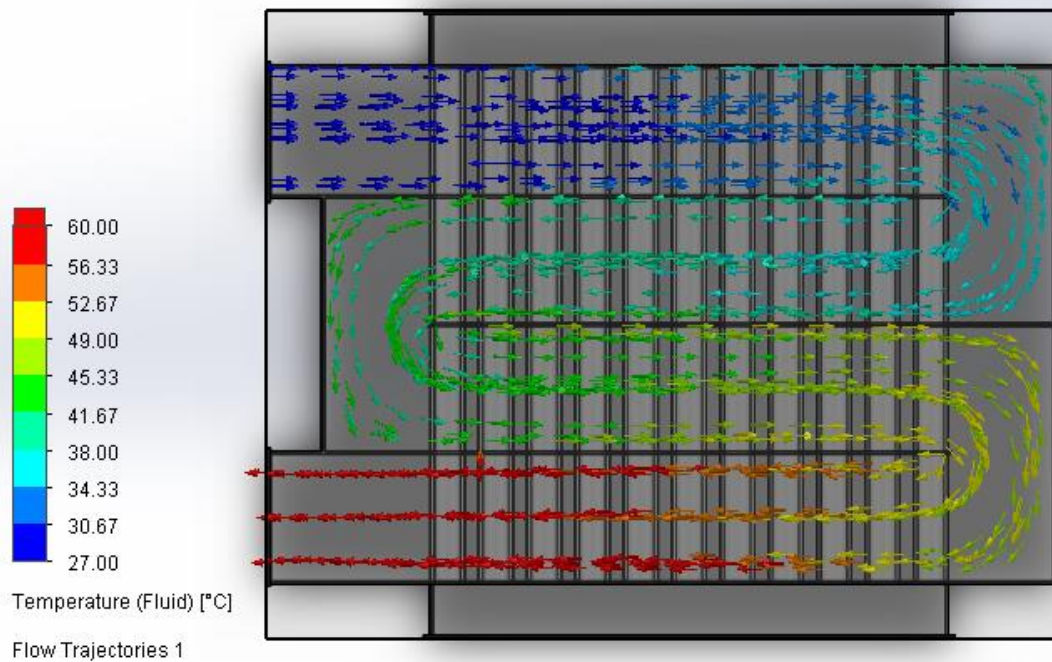


Figura C.2. Temperatura del aire vista superior. [Autores]

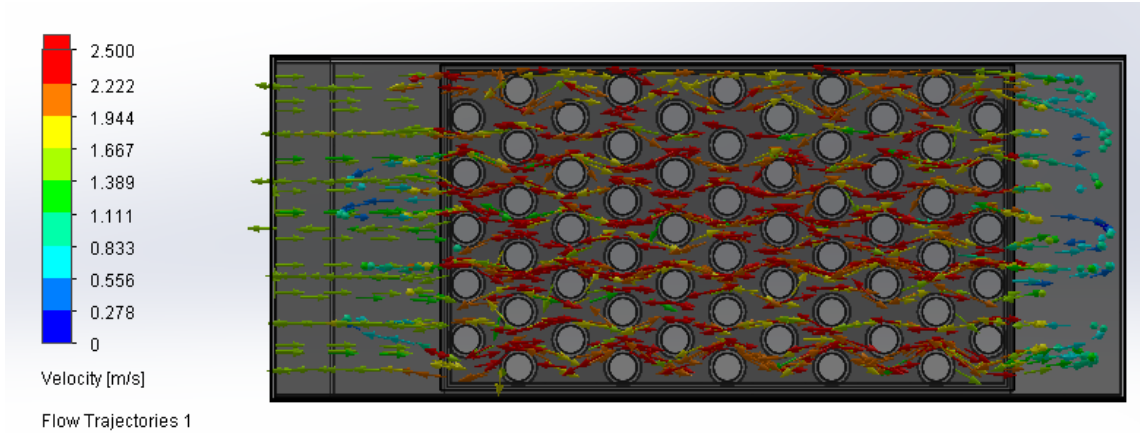


Figura C.3. Velocidad del aire vista frontal. [Autores]

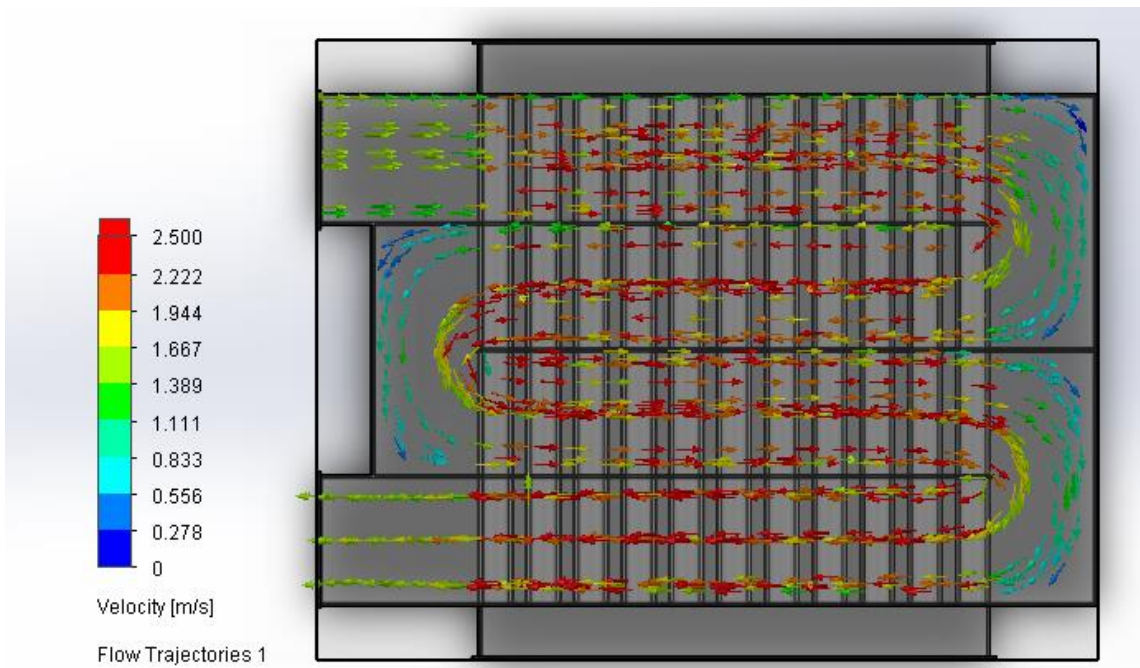


Figura C.4. Velocidad del aire vista superior. [Autores]

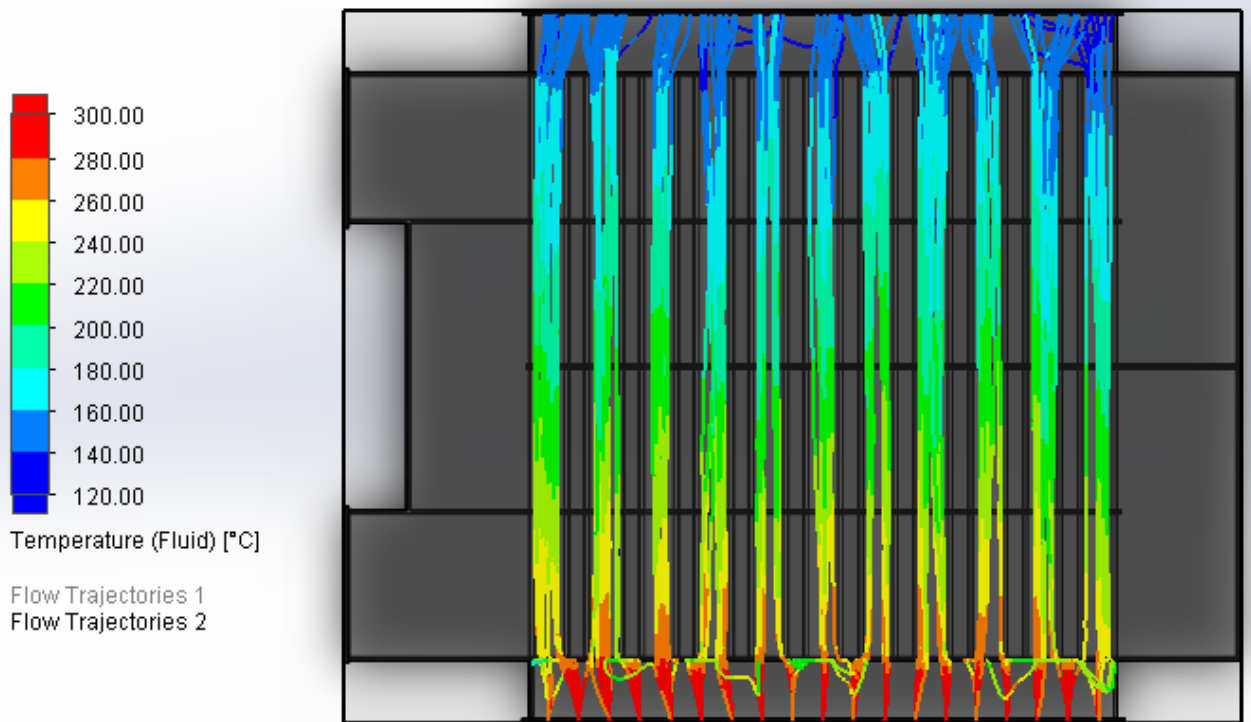


Figura C.5. Temperatura de los gases vista superior. [Autores]

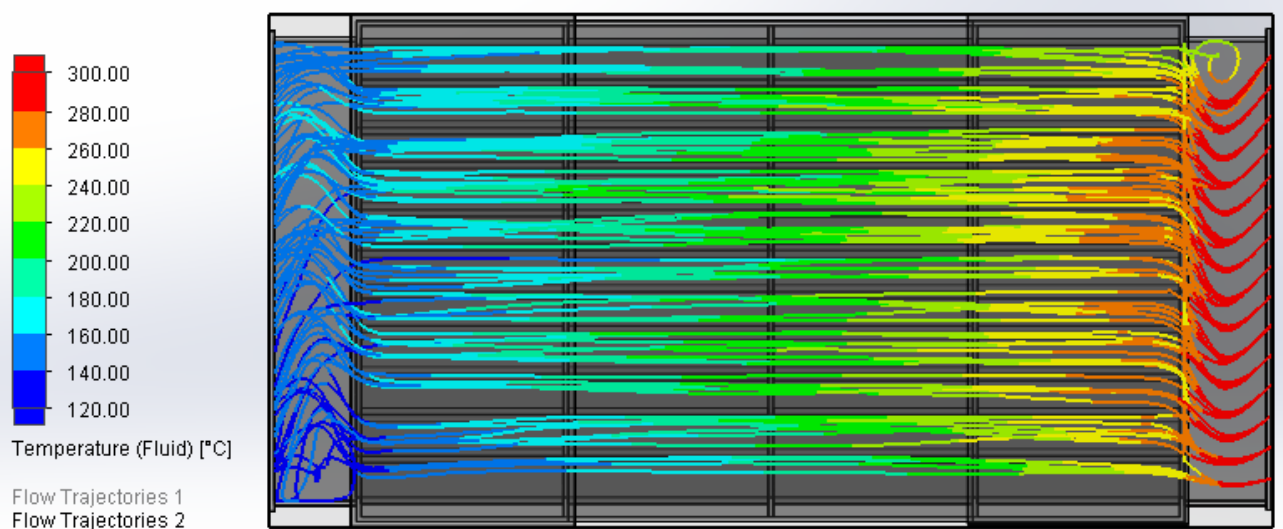


Figura C.6. Temperatura de los gases vista lateral. [Autores]

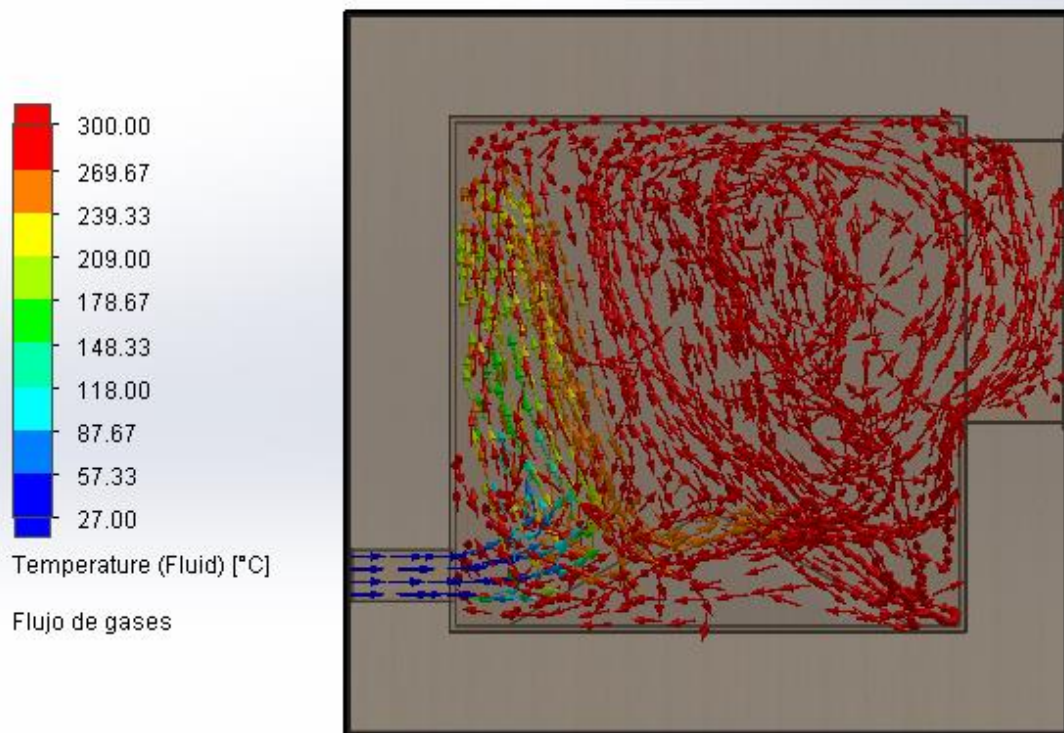


Figura C.7. Temperatura de gases de combustión. [Autores]

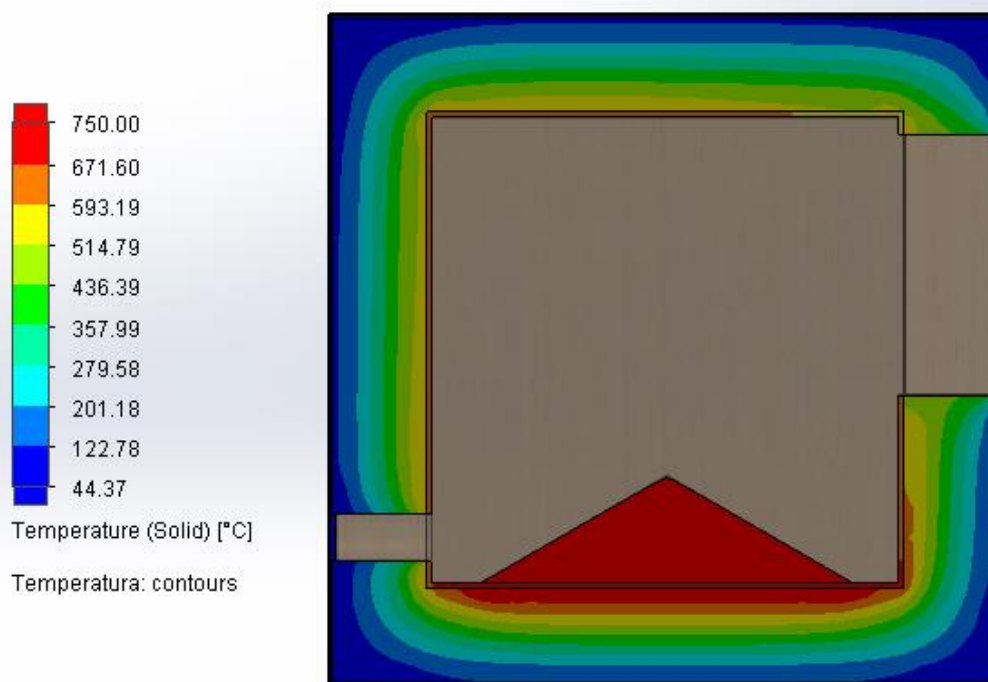


Figura C.8. Distribución de temperatura de las paredes. [Autores]

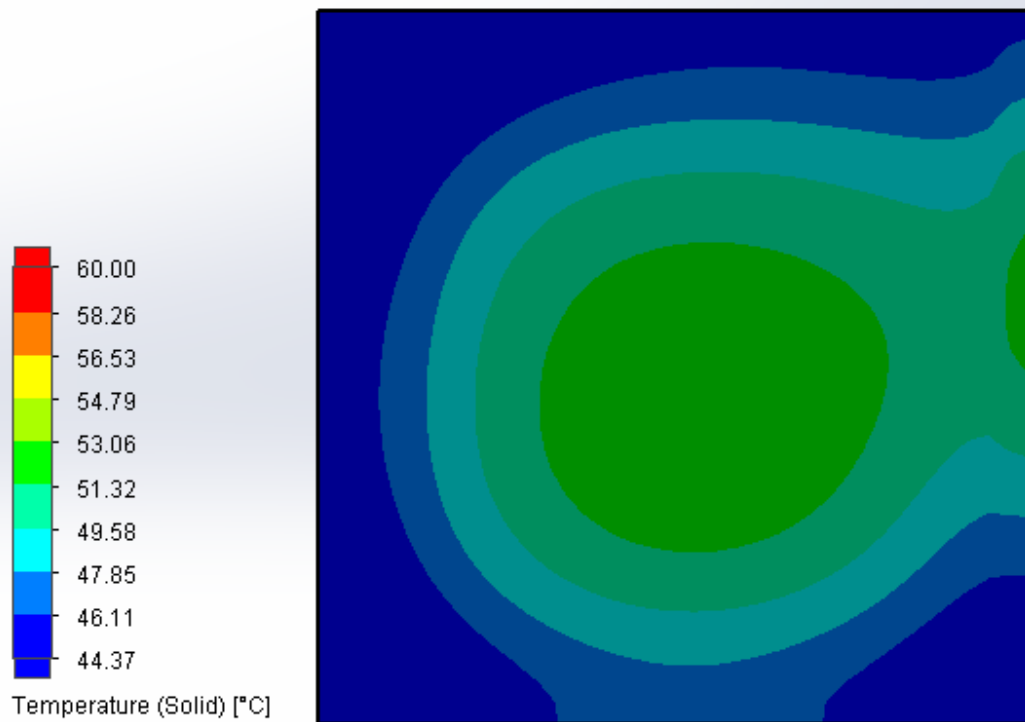


Figura C.9. Temperatura superficial de las paredes exteriores. [Autores]

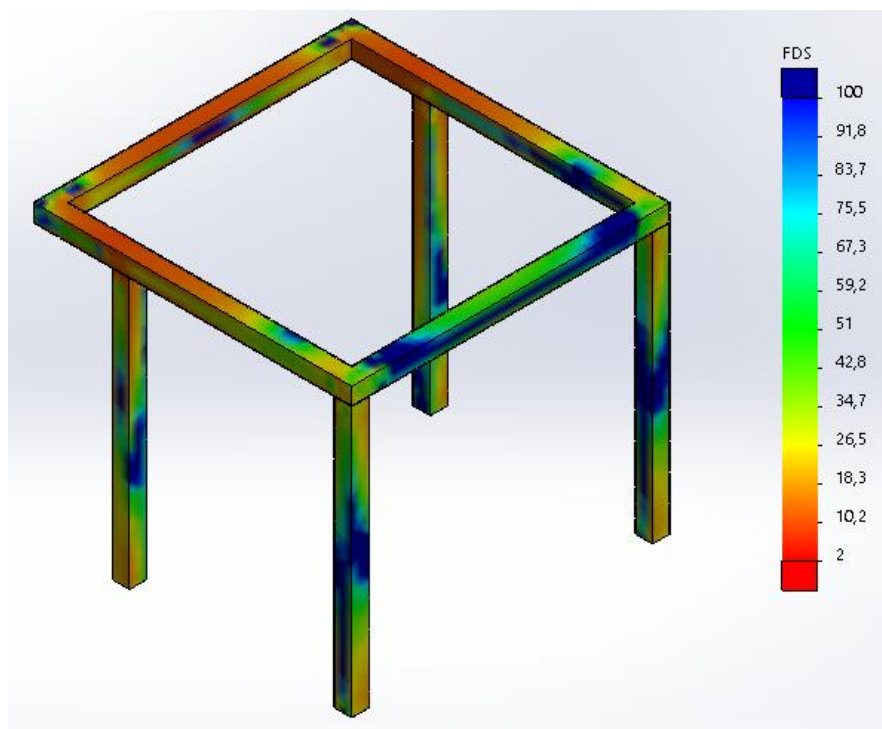


Figura C.10. Factor de seguridad de la estructura de soporte de la tolva. [Autores]

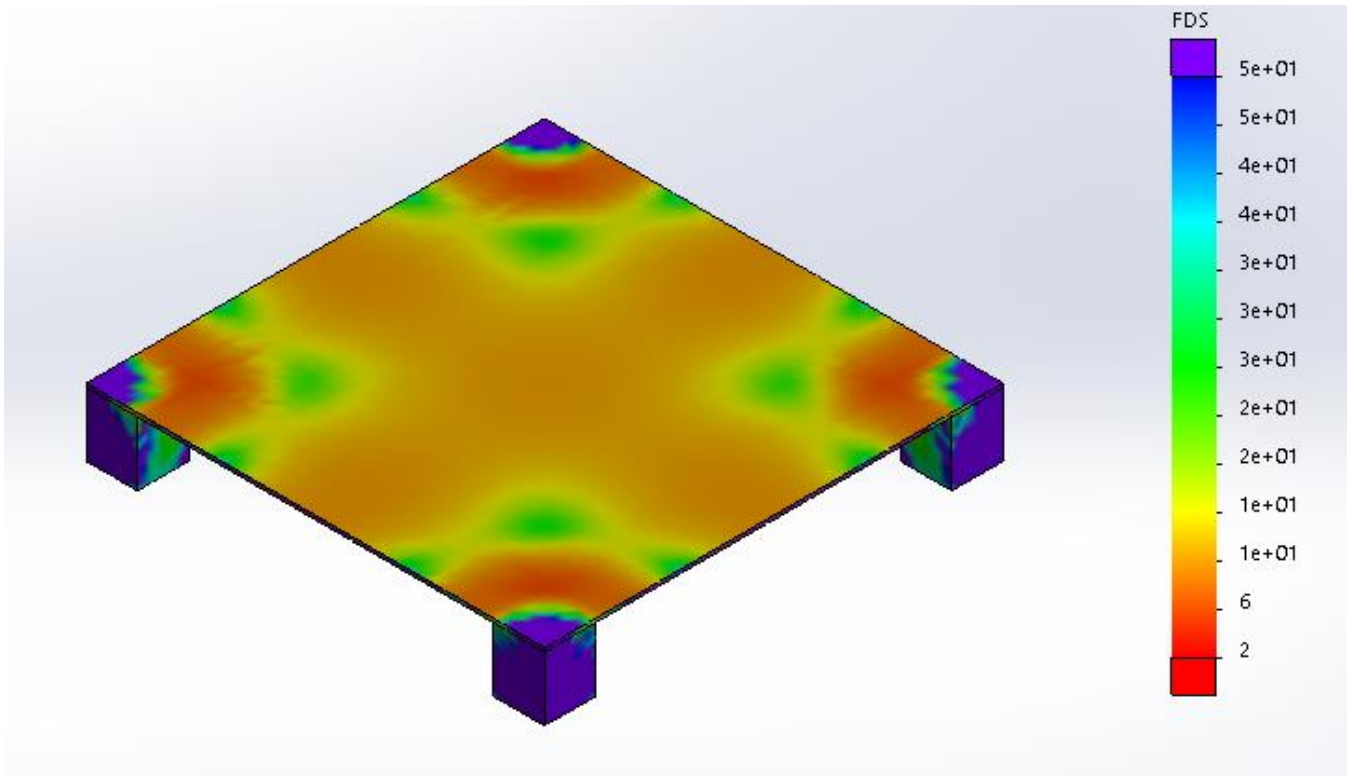


Figura C.11. Factor de seguridad de la estructura de soporte del horno. [Autores]

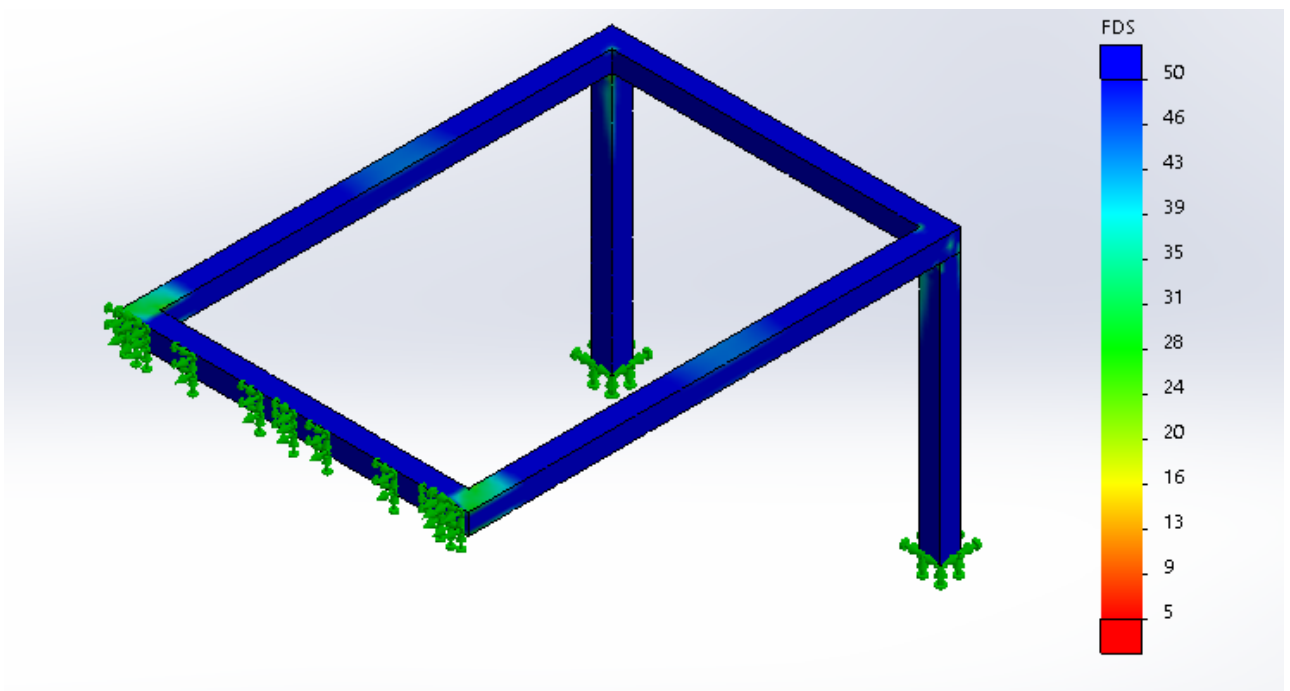


Figura C.12. Factor de seguridad de la estructura de soporte del intercambiador de calor. [Autores]