

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE SEMILLAS DE CACAO UTILIZANDO GASES
DE LA COMBUSTIÓN DEL SYNGAS PRODUCTO DE LA GASIFICACIÓN DE LA CACOTA
DE CACAO

JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN
CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2024

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE SEMILLAS DE CACAO UTILIZANDO GASES
DE LA COMBUSTIÓN DEL SYNGAS PRODUCTO DE LA GASIFICACIÓN DE LA CACOTA
DE CACAO

JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN
CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA

Trabajo de grado para optar título de Ingeniero Mecánico

Director:

Yesid Javier Rueda Ordoñez

PhD. Ingeniería Química

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2024

DEDICATORIA

Quiero agradecer primeramente a mis padres William Antonio Castellanos y Sandra Patricia Parada, que me dieron la oportunidad de estudiar y me apoyaron durante toda la carrera en todo lo que necesite, además de enseñarme los valores que debo tener, el trabajo duro, la humildad, la perseverancia y ser agradecido siempre con Dios y las personas que me han ayudado en mi proceso de formación. Agradezco a mis hermanos Tania Valentina Castellanos y Pedro Andrés Castellanos, por siempre estar pendientes de mí, tener su apoyo y compañía cuando más lo necesite. A mi familia que siempre me ha acompañado durante toda mi vida. A mis compañeros y profesores que me ayudaron durante toda la carrera enseñándome para poder formarme de la mejor manera como ingeniero mecánico. A mis amigos que hicieron parte durante mi carrera. Finalmente, agradezco a mi novia María José Rangel, por su apoyo, acompañamiento, ayuda, amor y siempre estar pendiente de mí dándome consejos para ser mejor persona cada día.

Camilo Alejandro Castellanos Parada

A mi madre Eddy Pabón Rodríguez, que con su esfuerzo, dedicación y trabajo duro me dio el privilegio de poder estudiar una carrera profesional, y con su amor y apoyo día tras día me motivó a seguir adelante en la búsqueda de mis sueños, me forjó como persona y me enseñó a comprender la vida y como saber vivirla. Además, agradecer a mis hermanos Esperanza Pabón, Nelson Pabón y Jenny Acevedo, que me guiaron en el camino y me aconsejaron siempre que lo necesité, sus palabras y actos fueron fundamentales durante toda mi vida. Por último, agradecer a mi familia y seres queridos que fueron parte de este arduo camino y que su apoyo fue muy importante en mi formación como profesional.

Jhoan Sebastián Acevedo Pabón

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Yesid Rueda, por sus consejos, correcciones y confianza a lo largo de este proyecto.

A los profesores que nos guiaron durante el proceso de formación académica para nuestro desarrollo como persona e ingenieros mecánicos.

A la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por darnos la oportunidad de formarnos como ingenieros mecánicos.

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCIÓN.....	18
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	19
2. OBJETIVOS	21
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	21
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
3. MARCO TEÓRICO	22
3.1 ANTECEDENTES.....	22
3.1.1 Antecedentes a nivel internacional.	22
3.1.2 Antecedentes a nivel nacional.	22
3.1.3 Antecedentes a nivel local.	23
3.2 REFERENTES TEÓRICOS	23
3.2.1 Fruto de cacao.....	23
3.2.2 Variedad de cacao.	24
3.2.3 Producción de cacao en Santander.	25
3.2.4 Procesamiento del cacao.	26
3.2.4.1 Fermentación.	26
3.2.4.2 Secado.....	26
3.2.4.3 Secado artificial.....	28
3.2.5. Fenómenos físicos en el secado.	28
3.2.6 Parámetros del secado.....	29
3.2.6.1 Equilibrio vapor-liquido.....	29
3.2.6.2 Características del grano.	30
3.2.6.3 Velocidad de secado.	31

3.2.6.4. Tiempo de secado.....	32
3.2.7 Secadores de cacao.....	33
3.2.8 Partes de un secador de cacao.....	33
3.2.9 Intercambiador de calor.....	33
3.2.9.1 Conducción.....	34
3.2.9.2 Convección.....	34
3.2.9.3 Dirección del fluido.....	35
3.2.9.4 Coeficiente total de transferencia de calor.....	35
3.2.9.5 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura.....	36
3.2.9.6 Método de la efectividad – NTU.....	37
3.2.10 Cámara de combustión.....	38
3.2.10.1 Estequiometría.....	38
3.2.10.2 Temperatura de ignición.....	38
3.2.10.3 Composición del aire.....	38
3.2.10.4 Relación aire-combustible (AC).....	39
3.2.10.5 Combustión ideal y combustión real.....	39
3.2.10.6 Sistemas reactivos analizados por primera ley.....	39
3.2.10.7 Entalpia de formación.....	40
3.2.10.8 Entalpia de combustión.....	40
3.2.10.9 Temperatura de llama adiabática.....	41
3.2.10.10 Tipos de cámara de combustión.....	41
3.2.11 Combustible.....	41
3.2.11.1 Syngas.....	42
3.2.11.2 Composición del syngas.....	42
3.2.11.3 Poder calorífico.....	42
4. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	43

4.1	ALTERNATIVAS CÁMARA DE SECADO	43
4.1.1	Cámara de secado de bandejas	43
4.1.2	Cámara de secado rotatoria.	43
4.1.3	Cámara de secado de túnel.....	43
4.1.4	Cámara de secado con lecho fluidizado.	44
4.2	DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD DE CÁMARA DE SECADO	44
4.2.1	Requerimientos del cliente cámara de secado.	44
4.2.2	Requerimientos de diseño cámara de secado.....	44
4.2.3	Matriz de calidad cámara de secado.	44
4.2.4	Alternativa seleccionada cámara de secado.....	46
4.3	ALTERNATIVAS INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	47
4.3.1	Intercambiador de calor de casco y tubos.	47
4.3.2	Intercambiador de calor de placas.....	47
4.3.3	Intercambiador de flujo cruzado.....	47
4.3.4	Intercambiador de tubos concéntricos.	47
4.4	DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	47
4.4.1	Requerimiento del cliente intercambiador de calor.	47
4.4.2	Requerimientos de diseño intercambiador de calor.	48
4.4.3	Matriz de calidad intercambiador de calor.	48
4.4.4	Alternativa seleccionada intercambiador de calor.....	49
4.5	ALTERNATIVAS CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	50
4.5.1	Quemador tipo flauta.	50
4.5.2	Quemador en línea recta.	50
4.5.3	Quemador de fuego envolvente.....	50
4.6	DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD CÁMARA DE COMBUSTIÓN	50
4.6.1	Requerimiento del cliente cámara de combustión.	50

4.6.2	Requerimientos de diseño cámara de combustión.	50
4.6.3	Matriz de calidad cámara de combustión.	51
4.6.4	Alternativa seleccionada cámara de combustión.	52
5.	DISEÑO EN DETALLE CÁMARA DE SECADO	53
5.1	METODOLOGÍA DISEÑO CÁMARA DE SECADO	53
5.1.1	Determinación de parámetros de secado.	53
5.1.1.1	Capacidad del secador.....	54
5.1.1.2	Humedad inicial y final del cacao.....	54
5.1.1.3	Cantidad de masa seca y húmeda inicial.....	55
5.1.1.4	Velocidad de secado.....	55
5.1.1.5	Velocidad y temperatura del aire.....	55
5.1.2	Determinación del tiempo de secado.....	56
5.1.3	Determinación del flujo másico de aire.....	57
5.1.4	Determinación del flujo de calor en el proceso de secado.....	60
5.1.5	Determinación del área de secado.....	61
5.1.5.1	Determinación área mínima de secado.....	61
5.1.5.2	Determinación área real de secado.....	63
5.1.6	Dimensionamiento del secador.....	63
5.1.6.1	Dimensionamiento de las bandejas de secado.....	64
5.1.6.2	Longitud de las dimensiones de la cámara de secado.....	64
5.1.7	Determinación de pérdidas de calor.....	68
5.1.7.1	Resistencia térmica por convección interior.....	68
5.1.7.2	Resistencia térmica por conducción.....	70
5.1.7.3	Resistencia térmica por convección exterior y radiación.....	70
5.1.7.4	Perdidas de calor total.....	72
5.2	RESULTADOS CÁMARA DE SECADO.....	73

5.2.1 Resultados de los parámetros de secado.....	73
5.2.2 Resultados del análisis termodinámico.....	73
5.2.3 Resultados dimensionamiento secador.	74
5.2.4 Dimensionamiento componentes adicionales.....	75
5.2.4.1 Selección del extractor.....	75
5.2.4.2 Selección de soportes cámara de secado.	75
6. DISEÑO EN DETALLE CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	78
6.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	78
6.1.1 Análisis termoquímico de la combustión del syngas.....	78
6.1.2 Cálculo de temperatura de llama y flujo másico de syngas.....	80
6.1.3 Dimensionamiento del quemador.	82
6.1.3.1 Determinación del calor de diseño.....	83
6.1.3.2 Dimensionamiento inyector.	85
6.1.3.3 Dimensiones externas del quemador.	85
6.1.3.4 Dimensionamiento de garganta.	87
6.1.3.5 Dimensionamiento tubo mezclador.	88
6.1.3.6 Dimensionamiento cabezal.	88
6.1.3.7 Dimensionamiento entrada de aire.	89
6.2 RESULTADOS CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	89
6.2.1 Análisis termoquímico combustión del syngas.....	89
6.2.2 Temperatura de llama y flujo de combustible.....	90
6.2.3 Dimensiones quemador.	91
7. DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	92
7.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	92
7.1.1 Cálculo de parámetros de secado y calor del intercambiador.	92
7.1.2 Dimensionamiento del intercambiador de calor.	95

7.1.2.1	Análisis externo del intercambiador de calor.	97
7.1.2.2	Análisis interno del intercambiador de calor.	101
7.1.3	Determinación de la caída de presión.	102
7.2	RESULTADOS INTERCAMBIADOR DE CALOR.	105
7.2.1	Condiciones gases de combustión.	105
7.2.2	Cálculo del coeficiente global y área de transferencia de calor.	105
7.2.3	Determinación caída de presión.	108
7.2.4	Selección del ventilador central del sistema.	108
8.	ANALISIS TECNOECONOMICO	109
8.1	COSTOS DEL SISTEMA UNIFICADO DE SECADO	109
8.1.1	Costos de materiales.	109
8.1.2	Costos de montaje.	109
8.1.3	Costo total.....	110
8.2	ESTUDIO DE VIABILIDAD.....	110
8.2.1	Flujo de caja proyectado.....	110
8.2.2	VPN y TIR.....	112
8.2.3	Payback.....	113
8.2.4	Ahorro mensual en combustible.....	113
9.	CONCLUSIONES	115
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	116
	ANEXOS.....	121

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Composición del cacao.....	24
Figura 2. Variedades del cacao.....	25
Figura 3. Secado natural del grano de cacao.	27
Figura 4. Esquema transferencia de calor y masa en el secado.	28
Figura 5. Transferencia de calor por conducción.	34
Figura 6. Transferencia de calor por convección.	34
Figura 7. Dirección de los flujos dentro del intercambiador de calor.....	35
Figura 8. Coeficiente global de transferencia de calor.	36
Figura 9. Temperaturas para método diferencia media logarítmica de temperatura.	37
Figura 10. Cámara de secado de bandejas.	46
Figura 11. Intercambiador de calor de flujo cruzado.	49
Figura 12. Quemador de flauta.	52
Figura 13. Metodología diseño cámara de secado.	53
Figura 14. Balance de energía de la cámara de secado.....	58
Figura 15. Área proyectada de semilla de cacao.....	62
Figura 16. Diagrama de ancho de secador.	65
Figura 17. Diagrama de profundidad de secador.....	66
Figura 18. Diagrama altura de secador.....	67
Figura 19. División de paredes del secador para cálculo de convección interior.	68
Figura 20. Selección extractor de aire secador.....	75
Figura 21. Catalogo perfiles estructurales tipo L.....	76
Figura 22. Análisis de esfuerzos soporte secador.....	77
Figura 23. Análisis estático del factor de seguridad en soportes secador.....	77
Figura 24. Metodología diseño quemador.....	78
Figura 25. Composición del syngas para RE de 0.29.....	79
Figura 26. Diagrama para cálculo de temperatura de gases de combustión a la salida.	81
Figura 27. Esquema perdidas de calor en cámara de combustión.	82
Figura 28. Tipo de quemador diseñado.	83
Figura 29. Diagrama de conducción paredes intercambiador de calor.	84

Figura 30. Tamaños máximos de puertos para diferentes tipos de gases.	86
Figura 31. Metodología de diseño intercambiador de calor.	92
Figura 32. Curvas de emisividad para CO ₂ Y H ₂ O.	94
Figura 33. Factor de visión radiación intercambiador de calor.	95
Figura 34. Coeficiente global típico para intercambiador gas-gas.	96
Figura 35. Configuración alineada del banco de tubos.	98
Figura 36. Cálculos de dimensiones para 1 aleta.	100
Figura 37. Reducción y expansión gradual en el IC.	104
Figura 38. Reducción repentina entrada IC.	104
Figura 39. Precio de compra de cacao últimas 10 semanas al 8 de diciembre 2024	111
Figura 40. Comportamiento del precio del cacao 2024.	111
Figura 41. Tarifas de energía ESSA.	130

LISTA DE TABLAS

Pág.

Tabla 1. Matriz de calidad cámara de secado	45
Tabla 2. Evaluación alternativas cámara de secado	45
Tabla 3. Matriz de calidad intercambiador de calor	48
Tabla 4. Evaluación de alternativas intercambiador de calor.	49
Tabla 5. Matriz de calidad cámara de combustión	51
Tabla 6. Evaluación de alternativas cámara de combustión.	52
Tabla 7. Condiciones de entrada del aire de secado.	57
Tabla 8. Dimensiones del grano de cacao.	62
Tabla 9. Resultados de parámetros iniciales de secado.	73
Tabla 10. Resultados del análisis termodinámico de la cámara de secado.	74
Tabla 11. Resultados dimensionamiento del secador.	74
Tabla 12. Composición química syngas de cacota de cacao.	79
Tabla 13. Valores de los compuestos en el balance estequiométrico completo.	89
Tabla 14. Resultados del syngas y gases en la salida de la cámara de combustión.	90
Tabla 15. Resultados dimensionamiento quemadores.	91
Tabla 16. Parámetros de entrada de aire al intercambiador de calor.	92
Tabla 17. Parámetros iniciales para el cálculo del calor por radiación y convección.	93
Tabla 18. Parámetros para el cálculo del coeficiente global de transferencia corregido.	96
Tabla 19. Parámetros coeficiente convectivo externo del intercambiador de calor.	97
Tabla 20. Dimensiones de las aletas.	99
Tabla 21. Parámetros iniciales coeficiente interno de convección intercambiador de calor. .	102
Tabla 22. Condiciones para cálculo de pérdida de carga.	103
Tabla 23. Coeficiente de perdida menor para accesorios.	104
Tabla 24. Datos obtenidos para los gases de combustión para el intercambiador de calor. .	105
Tabla 25. Resultados generales del intercambiador de calor.	106
Tabla 26. Resultados internos del dimensionamiento interno del intercambiador de calor. ...	106
Tabla 27. Resultados dimensionamiento externo del intercambiador de calor.	107
Tabla 28. Determinación de la caída de presión en el sistema.	108

Tabla 29. Costos de montaje.	109
Tabla 30. Costo total sistema de secado de cacao.....	110
Tabla 31. Flujo de caja anual.	112
Tabla 32. VPN y TIR.	113
Tabla 33. Payback.	113
Tabla 34. Ahorro en combustible.....	114
Tabla 35. Costos por materiales cámara de secado.	124
Tabla 36. Costos por materiales Intercambiador de calor-Quemador.	124
Tabla 37. Costos por montaje cámara de secado.....	125
Tabla 38. Costos por montaje Intercambiador de calor-Quemador.....	125
Tabla 39. Flujo de caja proyectado primeros 6 meses.	125
Tabla 40. Flujo de caja proyectado segundos 6 meses.	126
Tabla 41. Flujo de caja proyectado terceros 6 meses.	126
Tabla 42. Flujo de caja proyectado cuarto 6 meses.	126
Tabla 43. Flujo de caja proyectado quinto 6 meses.	127
Tabla 44. Flujo de caja proyectado sexto 6 meses.	127
Tabla 45. Flujo de caja proyectado séptimo 6 meses.	127
Tabla 46. Flujo de caja proyectado octavo 6 meses.	128
Tabla 47. Flujo de caja proyectado noveno 6 meses.	128
Tabla 48. Flujo de caja proyectado décimo 6 meses.	128
Tabla 49. Flujo de caja proyectado undécimo 6 meses.	129
Tabla 50. Flujo de caja proyectado duodécimo 6 meses.	129
Tabla 51. Salario operario sistema de secado.	130

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Tabla DMS quemador.	121
Anexo B. Tabla de capacidades del quemador.	122
Anexo C. Curva de funcionamiento del ventilador	122
Anexo D. Características técnicas del ventilador.	123
Anexo E. Costos asociados a materiales cámara de secado.	124
Anexo F. Costos asociados a materiales Intercambiador de calor-Quemador.....	124
Anexo G. Costos asociados a montaje cámara de secado.....	125
Anexo H. Costos asociados a montaje Intercambiador de calor-Quemador.....	125
Anexo I. Flujo de caja proyectado mensual.	125
Anexo J. Tarifas de energía ESSA.....	130
Anexo K. Salario operario sistema de secado.	130
Anexo L. Planos Sistema unificado de secador de cacao	131

RESUMEN

TITULO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE SEMILLAS DE CACAO UTILIZANDO GASES DE LA COMBUSTIÓN DEL SYNGAS PRODUCTO DE LA GASIFICACIÓN DE LA CACOTA DE CACAO*.

AUTOR: JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN, CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA**.

PALABRAS CLAVE: DISEÑO, CACAO, SECADOR, SYNGAS, QUEMADOR, INTERCAMBIADOR DE CALOR, ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

DESCRIPCIÓN: El departamento de Santander es una de las principales zonas cacaoteras de Colombia, con un aporte de aproximadamente del 40% de la producción nacional. Esta región presenta una considerable cifra de fincas que se dedican al sembrado de cacao, cuya actividad es una de las principales fuentes económicas del departamento.

Los medianos cacaoteros comúnmente realizan el secado de manera natural; esta técnica, presenta tiempo de secado entre 5 a 7 días, pero con la problemática de exponerse a lluvias y contaminación de particulados y/o insectos. Además, cuando obtienen una amplia cosecha, los lotes de secado se tienen que distribuir en diferentes intervalos de tiempo y ocupar un área de secado considerable.

Con el propósito de tecnificar y mejorar las formas de secado para las semillas de cacao en las fincas del departamento de Santander, se diseñan los componentes de un sistema unificado de secado que aprovecha el gas de síntesis producido a partir de la cacota de cacao como combustible para el acondicionamiento del aire en una cámara de secado con capacidad de 200 kg por lote a un tiempo estimado de 33,9 horas. Además, se realiza un análisis técnico económico para conocer la viabilidad del proyecto.

*Trabajo de grado.

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. PhD. Ingeniería Química.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN OF A COCOA SEED DRYING SYSTEM USING GASES FROM THE COMBUSTION OF THE SYNGAS PRODUCT FROM THE GASIFICATION OF THE COCOA SHELL*.

AUTHOR: JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN, CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA**.

KEY WORDS: DESING, CACAO, DRYER, SYNGAS, BURNER, HEAT EXCHANGER, AIR CONDITIONING

DESCRIPTION: The department of Santander is one of Colombia's main cocoa-growing areas, with a 40% contribution of the national production. This region has a considerable number of cocoa farms, which is one of the department's main economic sources.

Medium-sized cocoa growers usually carry out the drying process naturally; this technique has a drying time of 5 to 7 days, but with the problem of exposure to rain and contamination from particulates and/or insects. In addition, when a large harvest is obtained, the drying batches must be distributed at different time intervals and occupy a considerable drying area.

To technify and improve the drying methods for cocoa seeds on farms in the department of Santander, the components of a unified drying system are designed using the synthesis gas produced from cocoa beans as fuel for air conditioning in a drying chamber with a capacity of 200 kg per batch at an estimated time of 33.9 hours. Moreover, a techno-economic analysis was carried out to determine the feasibility of the project.

*Degree work.

**Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. PhD. Chemical Engineering.

INTRODUCCIÓN

Colombia es un país que se caracteriza por su sector agrícola, tanto en el consumo interno como en la exportación de este tipo de productos. El sector agronómico es uno de los principales impulsores de la economía colombiana. Sin embargo, estos productos, así como son consumidos, también producen desechos, los cuales han presentado una problemática a lo largo de los años sobre el qué hacer con dichos residuos. Teniendo en cuenta lo anterior, uno de los productos que se siembran en Colombia, especialmente en el sector de Santander, es el cacao, cuyos residuos en la mayoría de los casos son quemados a cielo abierto sin tener ningún tipo de valor agregado.

Por otro lado, cuando hablamos del procesamiento del cacao, debemos mencionar que este pasa por una etapa de secado del grano, proceso el cual la mayoría de los cacaoteros suele realizar por medio de convección natural y radiación solar, dejando las semillas en bandejas expuestas a la intemperie. Esto ha presentado una dificultad debido a los tiempos prolongados de secado, además de que se puede presentar contaminación por el ambiente y problemas por las condiciones climáticas. Por ende, estas dos problemáticas condujeron a realizar una propuesta de secador que permite el aprovechamiento del syngas producido por la gasificación de la cacota de cacao como fuente de energía necesaria para el proceso de secado del grano.

Para el desarrollo de este proyecto, se planteó el diseño de un sistema unificado de secado de semillas de cacao el cual aprovecha los desechos de la cáscara de cacao, más específicamente el gas de síntesis producido a partir de este residuo. Este sistema cuenta con un quemador, un intercambiador de calor y una cámara para el secado para poder aprovechar el syngas y optimizar los tiempos de secado de la semilla de cacao. Además, se presentará el análisis termodinámico, de transferencia de calor y el diseño detallado de los diversos componentes para poder cumplir con la finalidad del proyecto.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El cacao es un fruto de clima tropical que cuenta con una alta concentración de hidratos de carbono, grasas y proteínas, que destaca además por un elevado aporte de energía. A nivel nacional, en 2021 la producción total de granos de cacao fue de aproximadamente 69040 toneladas, donde su principal productor fue el departamento de Santander con una participación del 40,06% ¹.

Según FEDECACAO ², en el procesamiento del cacao se dio a conocer que en un rango del 52-70% del peso fresco del fruto es representado por la cascara, lo que equivale a 2.1 millones de toneladas de desechos al año. A partir de esta problemática, se han llevado a cabo proyectos de investigación donde se pretende el aprovechamiento de esta biomasa para la elaboración de biocombustibles a través de procesos como la gasificación y su posterior manipulación como fuente energética.

Lutheran World Relief ³ afirma que los granos de cacao tienen un contenido de humedad que está en el rango del 40-60%, el cual debe reducirse a un 6-7% para su almacenamiento y transporte seguro. Los procesos de secado del grano de cacao que manejan actualmente la mayoría de pequeños y medianos productores son técnicas tradicionales, donde gran parte del proceso es artesanal y ocupa tiempos prolongados; lo que lleva a los agricultores por facilidad en costos y falta de industrialización a utilizar la energía solar y corrientes de viento para llevar a cabo el secado del grano en cajillas o plataformas a la intemperie. En muchas de estas regiones cacaoteras las condiciones climáticas tienden a tener alta frecuencia de lluvia,

¹ FEDERACIÓN NACIONAL DE CACAOTEROS. La producción cacaotera nacional sigue creciendo: en 2021 logra un nuevo récord histórico. [En línea]. Bogotá: Oficina de comunicaciones - FEDECACAO. [Consulta: 21 febrero 2024]. Disponible en: <https://www.fedecacao.com.co/post/la-produccion-cacaotera-nacional-sigue-creciendo-en-2021-logra-un-nuevo-r%C3%A9cord-hist%C3%B3rico>

² FEDERACIÓN NACIONAL DE CACAOTEROS. Kocolatl. [En línea]. Bogotá: Oficina de comunicaciones - FEDECACAO. [Consulta: 21 febrero 2024]. Disponible en: <https://www.fedecacao.com.co/post/kocolatl>.

³ LUTHERAN WORLD RELIEF. Guía 8: Aprendiendo e innovando sobre la cosecha, fermentación y secado del cacao. [En línea]. Managua: SIMAS, 2013. [Consulta: 21 febrero 2024]. Sección 1: Temas claves para aprender. pp. 8-15. Disponible en: https://cadenacacaoca.info/CDOC-Deployment/documentos/19_Guia_8_Beneficiado.pdf

las cuales pueden coincidir con los tiempos de cosecha, atrofiando así el proceso de secado, además de hacerlo ineficiente.

Para abordar la problemática planteada anteriormente se busca dar solución a la siguiente pregunta de investigación. ¿El diseño de un sistema de secado de semillas de cacao que aproveche el syngas producto de la gasificación de la cacota de cacao contribuiría a la mejora del proceso de secado y el aprovechamiento de los desechos sólidos del cacao?

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un diseño detallado del sistema de secado de semillas de cacao que aproveche el syngas obtenido del proceso de gasificación de la cacota de cacao producido en el departamento de Santander, aportando así a la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander en la formación de ingenieros mecánicos que contribuyen al desarrollo social, científico, tecnológico y dan respuesta a las necesidades de la sociedad.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar los componentes mecánicos y térmicos de un secador que permita obtener un porcentaje de humedad en las semillas de cacao entre 6-7% para una capacidad de 200 kilogramos por lote, utilizando energía proveniente de la combustión del syngas producido a partir de cacota de cacao.
- Diseñar un intercambiador de calor compacto tipo gas-gas que aproveche la energía de los gases de combustión producidos por la quema de syngas para el acondicionamiento del aire en el secador de semillas de cacao.
- Diseñar una cámara de combustión que permita la quema del flujo de syngas producido por la gasificación de la cacota de cacao para proveer energía suficiente en el proceso de secado de 200 kilogramos por lote de semilla de cacao.
- Integrar los componentes diseñados para la elaboración de un sistema unificado que permita llevar a cabo el proceso de secado de semillas de cacao realizando un análisis tecno económico para la determinación de la viabilidad del proyecto.

3. MARCO TEÓRICO

3.1 ANTECEDENTES

3.1.1 Antecedentes a nivel internacional. Diseño básico de un secador de bandejas para el tratamiento de la almendra de cacao CCN-51 y cacao fino de la Provincia del Guayas ⁴, en este trabajo se desarrolló el diseño de un secador artificial de convección forzada para el tipo de cacao CCN-51 cosechado en Ecuador, uno de los principales países productores de este grano. Para poder realizar los cálculos propios del secador se realizaron estudios de la cinética de secado del cacao, donde se obtuvieron parámetros de velocidad de aire y temperatura que mostrasen los valores adecuados para realizar un proceso óptimo de secado. El diseño final contempló un secador de bandejas que usa como fuente energética el gas licuado de petróleo (GLP) para una capacidad de 500 lb por lote con una temperatura de 50°C y una velocidad de aire de 1.4 m/s.

3.1.2 Antecedentes a nivel nacional. Evaluación del desempeño tecno-económico y emisiones de un secador artificial convectivo de granos de cacao usando cascara de mazorca de cacao como recurso energético ⁵, en este trabajo se muestra que tradicionalmente en Colombia el secado de cacao se ha hecho mediante la exposición directa al sol donde se distribuye el grano en el suelo o sobre una superficie plana, lo que compromete vitaminas, sabor y olor del producto, además de ser un factor de contaminación por insectos, bacterias o material particulado. En el documento se muestran cálculos de rendimientos en comparación

⁴ BUÑAY BUÑAY, Jessica Maribel y ROSALES COVEÑA, Brian Johan. Diseño básico de un secador de bandejas para el tratamiento de la almendra de cacao CCN-51 y cacao fino de la provincia del Guayas [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, 2019. 96 p. [Consulta: 14 marzo 2024]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/52913>

⁵ VÁSQUEZ ALZATE, Juan Sebastián. Evaluación del desempeño tecno-económico y emisiones de un secador artificial convectivo de granos de cacao usando cáscara de mazorca de cacao como recurso energético. Tesis de magister en ingeniería con énfasis en energía [En línea]. Medellín: Universidad de Antioquia. Facultad de ingeniería, 2024. 72 p. [Consulta: 11 marzo 2024]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/10495/38365>

entre el secado tradicional en marquesinas expuestas al sol y por medio de un secador artificial convectivo a escala, donde se puede observar la baja eficiencia (11% aprox.) que tiene el método de secado tradicional, siendo mejorada por un 28% de eficiencia que presentó el secador convectivo empleado para este proceso. Además, se mostró que el secador convectivo pudo llevar el grano de cacao a humedades entre 5,5% y 8%, lo cual mejora la calidad del producto y lo clasifica como cacao fino.

3.1.3 Antecedentes a nivel local. Sistema de calentamiento con biomasa para el uso alternativo en el secador solar de túnel Hohenheim ⁶, este proyecto de grado en ingeniería mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana trata esencialmente en el diseño y construcción de un quemador de biomasa residual producto de la cascara de cacao, además de un intercambiador de calor de tubos concéntricos que permite el calentamiento de aire por medio de los gases de combustión provenientes del quemador, para su posterior inyección a un secador solar de túnel tipo Hohenheim. En esta tesis se muestra información acerca de los balances de energía, masa y cálculos de diseño mecánico empleados para la concepción del sistema de aprovechamiento de la cascara de cacao como fuente energética de un secador de túnel, además de una evaluación del rendimiento del sistema de quemado de biomasa. Por otro lado, en la región se están llevando a cabo diversos proyectos como este para el diseño de secadores que permiten la tecnificación del proceso de secado de alimentos y así mejorar el rendimiento productivo.

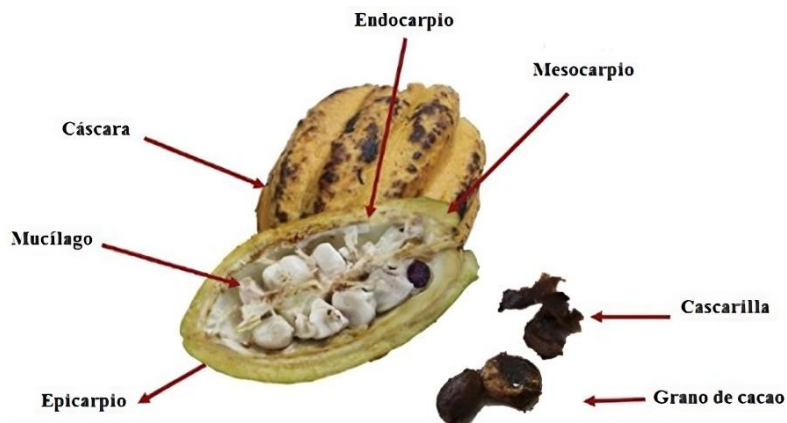
3.2 REFERENTES TEÓRICOS

3.2.1 Fruto de cacao. Las habas de cacao son las semillas de la planta *Theobroma cacao*. Cada grano está compuesto de 2 cotiledones y una pequeña planta embrional, todo en una cáscara. El grano de cacao está formado fundamentalmente de grasa, siendo esta la mitad del compuesto y usualmente un mayor porcentaje del total de peso. El segundo ingrediente más

⁶ BROCHERO MONTERO, Juan José y ESTUPIÑAN HINESTROZA, Romario. Sistema de calentamiento con biomasa para uso alternativo en el secador solar de túnel Hohenheim [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Floridablanca: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica, 2019. 115p. [Consulta: 11 marzo 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.11912/8540>

relevante son los componentes nitrogenados, incluidos entre ellos la cafeína y teobromina, que están en reducidas cantidades en la haba. Almidones y azúcar conforman el 20% a 25 % del peso del grano ⁷.

Figura 1. Composición del cacao.



Fuente. OROZCO COLORADO, Santiago. Apoyo al Mejoramiento del Sistema Productivo de la Asociación ACEFUVER. [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Bioquímico. Chigorodó: Universidad de Antioquia. 2020. p. 6.

3.2.2 Variedad de cacao. De manera general el cacao cultivado se puede clasificar en tres diferentes grupos genéticos: Criollo, Forastero y Trinitario. Cada uno de estos cuenta con características particulares en cuanto a color, forma y dimensiones:

- Criollo: Crecientes en arboles de contextura delgada. Cuenta con mazorca de color rojo o verde en su madurez, con punta acentuada y marcada por surcos profundos, además de tener granos gruesos de sección redonda y cotiledones de color blanco. Su cultivo se presenta con frecuencia en las áreas de México, Venezuela, Nicaragua, Colombia y Guatemala.

⁷ ERAZO GAVILÁNEZ, Carmen Yolanda. Diseño de un fermentador y secador solar piloto para dos variedades de cacao (*Theobroma cacao* L), en el cantón El Empalme provincia Guayas [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico Industrial. Quito: Universidad Internacional SEK. Facultad de Ciencias Naturales y Ambientales, 2019. p. 4. [Consulta: 12 marzo 2024]. Disponible en: <http://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/336>

- Forastero: Se caracteriza por un fruto verde con cubierta gruesa, semillas redondas y planas y cotiledones con color morado. La mayor parte del cacao producido en Brasil, Perú, Bolivia, América central, África occidental y el caribe hacen parte de este tipo. Con alrededor del 80% de la producción global, el grupo de cultivo Forastero es el grupo comercial más importante ⁸.
- Trinitario: Es un cruce entre el forastero y el criollo. Debido a su condición mixta es difícil generalizar su morfología con características comunes, ya que puede contener cualidades del criollo o forastero dependiendo el grado de mezcla.

Figura 2. Variedades del cacao.



Fuente. SHUTTERSTOCK. [Sitio Web]. Disponible en: <https://n9.cl/fq0cr>

3.2.3 Producción de cacao en Santander. Centroamérica y Suramérica son dos regiones que se han transformado globalmente en los mayores productores de cacao, Colombia se encuentra incluida en esa lista. El departamento de Santander ha sido históricamente uno de los mayores productores nacionales de cacao, según Fundación Natura Colombia ⁹ en 2022

⁸ CABALLERO CAVA, José Arturo. Diseño de una secadora de cacao para almacenaje con capacidad de 2 T/día [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú. Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2015. 114 p. [Consulta: 14 marzo 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/6199>

⁹ FUNDACIÓN NATURA COLOMBIA. [Sitio Web]. Bogotá: Fundación Natura Colombia, Así se han fortalecido los cacaoteros de Santander a través del monitoreo climático. [Consulta: 17 de julio de 2024]. Disponible en: <https://natura.org.co/asi-se-han-fortalecido-los-cacaoteros-de-santander-a-traves-del-monitoreo-climatico/>

Santander contó con un 36,8% correspondiente a 22.899 T durante el año. De esta forma, este departamento continúa encabezando la producción en el país, contando con 18 mil familias que subsisten del cacao y cuarenta municipios con cultivos.

3.2.4 Procesamiento del cacao. Posterior a la cosecha, el fruto del cacao debe pasar por una fase de tratamiento en la cual se desgrana, fermenta, seca y selecciona las semillas, con el objetivo de tener un producto final de alta calidad ¹⁰.

3.2.4.1 Fermentación. En la etapa de fermentación la pulpa que cubre el grano sufre una degradación, lo que conduce a la muerte del embrión e impide su germinación y se desencadenan dos reacciones bioquímicas fundamentales: la hidrólisis de proteínas, que permite la formación de los aminoácidos y péptidos responsables del aroma y el sabor de la haba, y la oxidación de los polifenoles, que reduce el amargor y astringencia¹¹. Esto se produce mediante reacciones bioquímicas y de oxidación ocasionadas por microorganismos tales como bacterias y levaduras. La fermentación favorece el proceso posterior de secado y la separación de los cotiledones de la cacota. En este proceso afectan diferentes factores tales como la variedad de cacao, tiempo de almacenamiento antes de la apertura de la mazorca, frecuencia de remoción del grano y tiempo en etapa de fermentación ¹².

3.2.4.2 Secado. Después del fermentado se realiza el secado de los granos. En esta fase se completan las reacciones de oxidación responsables del color del cacao y disminuyen la astringencia y el amargor debido a la transformación y eliminación de los polifenoles. También la acidez disminuye por la evaporación de ácidos orgánicos volátiles, en tanto que la humedad de la haba de cacao fermentado se lleva a valores entre 7 y 8 % ¹³.

¹⁰ BUÑAY BUÑAY, Jessica Maribel y ROSALES COVEÑA, Brian Johan. Op., Cit., p. 5.

¹¹ PEREA VILLAMIL, Janeth Aidé. El cacao desde la ciencia: de la semilla al chocolate. Bucaramanga: Ediciones UIS, 2019. p.58. ISBN: 978-958-8956-53-4

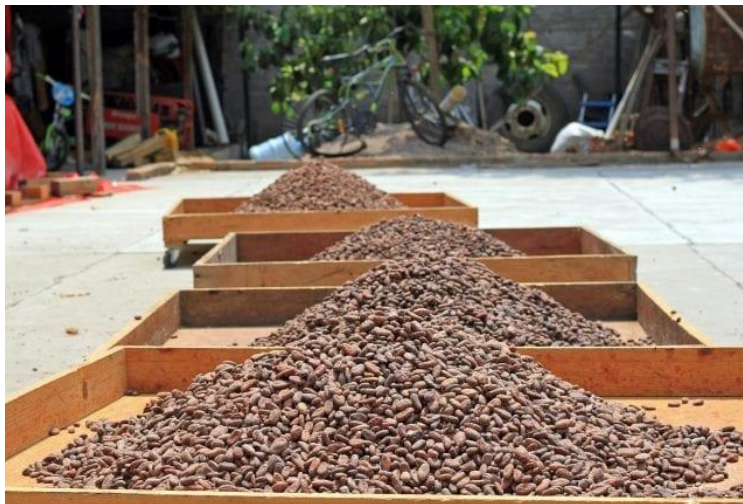
¹² PARRA ROSERO, Pablo. Secado artificial de cacao. Estado del arte [En línea]. En: Primer Congreso Salesiano de Ciencia, Tecnología e Innovación para la Sociedad. Guayaquil: 2014. pp. 211-238. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/10984>

¹³ PEREA VILLAMIL, Janeth Aidé. Op., Cit., p. 70.

El objetivo principal del secado es que el grano de cacao termine de obtener los sabores y aromas típicos del chocolate, además de adquirir ese color café característico del cacao correctamente fermentado y secado. Otro de los beneficios del proceso de secado del grano de cacao es el correcto almacenaje de este, ya que humedades del 7% evitan la proliferación de microorganismos y hongos, además de posibilitar el almacenaje hasta por 4 meses ¹⁴.

Como tal, el secado es un proceso de transferencia de calor y masa entre el aire ambiente y el grano a secar, para realizarse se deben desarrollar dos procesos: intercambio de calor con el entorno para evaporar la humedad superficial y migración de la humedad interna hacia la superficie del grano. El proceso de secado debe realizarse tomando precauciones específicas, este debe llevarse de manera lenta y a bajas temperatura, sobre todo en el comienzo, para permitir que la humedad interior emigre hacia la superficie y se evapore ¹⁵. Esta fase se puede llevar a cabo de dos formas: natural y artificial, enfatizando en este caso en el secado artificial.

Figura 3. Secado natural del grano de cacao.



Fuente. PERFECT DAILY GRIND. [Sitio Web]. Disponible en: <https://n9.cl/dqlkj>.

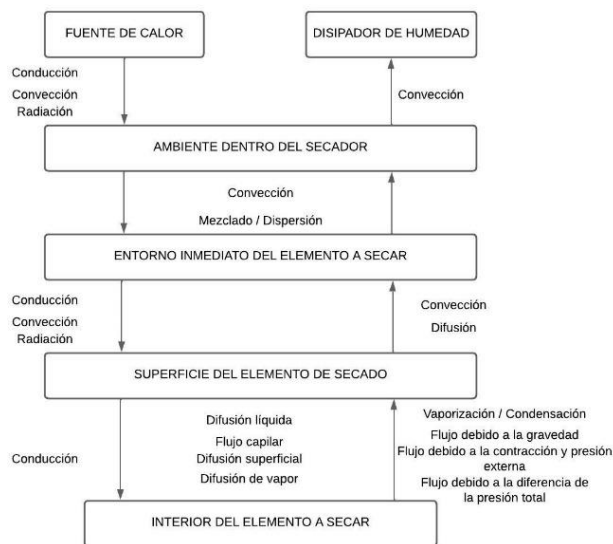
¹⁴ CABALLERO CAVA, José Arturo. Op., Cit., p.5.

¹⁵ SANTANA LOZANO, Luis David y CUBILLOS ORTIZ, David Ricardo. Propuesta de diseño de un deshidratador tipo bandeja para la producción de frutas orgánicas tipo snacks para Ecovitale orgánico [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Bogotá: Fundación Universidad de América. Facultad de Ingenierías. Programa de Ingeniería Química, 2016 p.22 [Consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/451/1/6111616-2016-2-IQ.pdf>

3.2.4.3 Secado artificial. Este tipo de secado se realiza fundamental cuando las condiciones climáticas no son favorables o cuando la producción es tal que se necesita un área y tiempo muy extensos para el secado natural. El secado artificial se realiza a través de equipos que requieren fuentes de calor para el acondicionamiento de un gas, generalmente aire, que será adicionado junto con los granos de cacao para realizar el proceso de transferencia de calor y evaporación de la humedad retenida en las habas. Para este proceso se deben tener en cuenta diferentes aspectos que permitan tener un proceso de secado correcto ¹⁶. La temperatura debe subir lentamente y debe oscilar entre los 50°C y los 80°C, temperaturas superiores inhiben los procesos enzimáticos y afectan el color y aroma de los granos de cacao, además de hacerlos quebradizos ¹⁷. Las principales ventajas del secado artificial es la reducción del tiempo de secado, capacidad de trabajo en diferentes condiciones y reducción del área de secado.

3.2.5. Fenómenos físicos en el secado. En la siguiente figura se muestra una esquematización del proceso de transferencia de calor y masa entre el material y el entorno.

Figura 4. Esquema transferencia de calor y masa en el secado.



Fuente. PRIMER CONGRESO SALESIANO DE CIENCIA, TECNOLOGÍA E INNOVACIÓN PARA LA SOCIEDAD. Guayaquil: Universidad Salesiana, 2014.

¹⁶ CABALLERO CAVA, José Arturo. Op., Cit., p.5.

¹⁷ PEREA VILLAMIL, Janeth Aidé. Op., Cit., p. 72.

3.2.6 Parámetros del secado. El proceso de secado tiene diferentes variables a considerar que están involucrados en este e interactúan entre sí, a partir de esto se presentan los parámetros a considerar en una etapa de secado.

3.2.6.1 Equilibrio vapor-liquido. Existen diferentes formas de expresar la relación de agua presente en un sólido. Para ello es necesario conocer la cantidad de humedad en este y la presente el aire circundante, esto se puede obtener mediante la carta psicrométrica, para poder entenderla se deben conocer anteriormente diferentes conceptos.

- **Temperatura de bulbo seco:** Temperatura ordinaria del aire, tomada por un termómetro de bulbo seco en una mezcla aire-vapor de agua.
- **Temperatura de bulbo húmedo:** Temperatura tomada por un termómetro de bulbo húmedo, que tiene un algodón saturado con agua. La evaporación del agua produce un descenso de temperatura respecto a la de bulbo seco.
- **Humedad absoluta:** Es la cantidad de vapor de agua que hay en una misma cantidad de aire seco. Se expresa como:

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (1)$$

ω : Humedad absoluta $\left[\frac{kg_{vapor}}{kg_{aireseco}} \right]$.

P_v : Presión de vapor [KPa].

P : Presión atmosférica [KPa].

- **Humedad relativa:** Es la relación entre la humedad que contiene el aire respecto a la cantidad máxima que este puede poseer a esa temperatura. Se da en términos de porcentaje y se expresa como:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(T)} \times 100 \quad (2)$$

ϕ : Humedad relativa.

$P_{sat}(T)$: Presión de saturación a la temperatura T [KPa].

3.2.6.2 Características del grano. Expresa la cantidad de agua que contiene el sólido a secar, es conveniente diferenciar ciertos parámetros: Humedad en base seca y humedad en base húmeda. De esta manera se tiene que considerar que el grano está conformado por una masa seca y una cantidad de agua.

- **Humedad en base seca:** Es la relación entre la cantidad de agua y el sólido seco. Se expresa de la siguiente manera:

$$X = \frac{m_w}{m_s} \times 100 \quad (3)$$

X : Humedad en base seca.

m_w : Masa de humedad en los granos [kg].

m_s : Masa de sólido seco [kg].

- **Humedad en base húmeda:** Es la relación entre la cantidad de agua y el sólido húmedo. Se expresa de la siguiente manera:

$$X_h = \frac{m_w}{m_s + m_w} \times 100 \quad (4)$$

X_h : Humedad en base húmeda.

- **Humedad de equilibrio:** Cuando un sólido higroscópico se expone a un medio de aire no saturado tenderá a evaporarse hasta que la presión parcial del vapor en el aire y la del líquido contenido en el sólido se igualen. La humedad de equilibrio es la cantidad de agua en base seca que tiene el sólido cuando ocurre esta igualdad de presiones.
- **Humedad libre:** Es la diferencia entre la humedad en base seca actual del sólido y la humedad de equilibrio.

$$X_L = X - X_E \quad (5)$$

X_L : Humedad libre.

X_E : Humedad de equilibrio.

- **Humedad crítica:** Es la cantidad de humedad que se encuentra en el elemento a secar en el momento de cambio entre la etapa constante a la decreciente, los cuales serán explicados en el siguiente punto.

3.2.6.3 Velocidad de secado. Representa la tasa con que se reduce el contenido de humedad en el sólido. Esta se puede representar en curvas de velocidad de secado versus humedad libre. La velocidad de secado en un sólido no es siempre es la misma, sino que se divide en velocidad constante y velocidad decreciente.

- **Velocidad constante:** Durante la etapa de secado a velocidad constante la superficie del sólido se encuentra saturada y el secado se lleva a cabo por la evaporación de la humedad superficial del grano, es por esto por lo que la resistencia a la difusividad de masa es la tasa a la que se evapora el agua. Este periodo del secado puede ser representado por la siguiente expresión:

$$R_c = \frac{dX}{dt} = \frac{X_o - X_c}{t_c} \quad (6)$$

X_o : Humedad inicial.

X_c : Humedad crítica.

t_c : Tiempo critico de secado [min].

Al final de la etapa de velocidad constante la humedad del sólido es la humedad crítica, en este momento la superficie ya no está saturada.

- **Velocidad decreciente:** En esta etapa la velocidad de secado se evalúa únicamente a través del proceso de transporte de la humedad del interior del sólido hacia la superficie.

$$R_d = \frac{\pi^2 \alpha \delta (X - X_E)}{4z} \quad (7)$$

α : Difusividad $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

δ : Densidad del sólido a secar $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

z : Espesor de secado [m].

3.2.6.4. Tiempo de secado. Al igual que la velocidad de secado, el tiempo de secado se divide en tiempo para el periodo constante y tiempo para el periodo decreciente. De manera general, para cualquiera de las dos etapas del proceso el tiempo de secado está dado por la siguiente expresión:

$$dt = -\frac{M_h}{A} \frac{dx}{R} \quad (8)$$

M_h : Masa húmeda de producto [kg].

A : Área superficial utilizada para el secado [m²].

R : Velocidad de secado para la etapa correspondiente (constante o decreciente) $\left[\frac{kg_w}{hm^2}\right]$.

- **Tiempo de secado para el periodo constante:** Para este periodo la velocidad de secado es constante y, por tanto, el tiempo de secado se rige por la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{M_h(X_0 - X_c)}{A_s R_c} \quad (9)$$

A_s : Área superficial de los elementos de secado [m²].

X_0 : Humedad inicial.

X_c : Humedad crítica.

- **Tiempo de secado para el periodo decreciente:** El tiempo de secado para el periodo decreciente está dado por la siguiente ecuación:

$$t_d = \frac{M_h X_c}{A_s R_d} \ln \left(\frac{X_c}{X_f} \right) \quad (10)$$

X_f : Humedad final.

El tiempo total de secado estaría dado entonces por la siguiente expresión:

$$t_T = \frac{M_h(X_0 - X_c)}{A_s R_c} + \frac{M_h X_c}{A_s R_d} \ln \left(\frac{X_c}{X_f} \right) \quad (11)$$

3.2.7 Secadores de cacao. Los secadores son dispositivos que permiten realizar la deshidratación de las semillas de cacao, como parte del procesamiento que estas tienen para su transformación como materia prima. La elección correcta de un tipo de secador es clave para el buen funcionamiento del proceso, por esto es importante conocer las diferentes opciones de dispositivos de secado que se pueden encontrar, su forma de funcionamiento y clasificación. Tradicionalmente se clasifican acorde a su funcionamiento productivo en secadores continuos y secadores por lotes.

- **Secadores continuos:** Son los tipos de secadores que permiten llevar a cabo un proceso de secado sin interrupciones debido al cargue y descargue de la materia prima. Dentro de esta clasificación se encuentran los secadores rotatorios y secadores de lecho fluidizado.
- **Secadores por lotes:** Son un tipo de cámaras de secado que se utilizan para procesos productivos intermitentes, es decir, la etapa de secado se ve interrumpida debido a aspectos particulares de su proceso de producción. Dentro de esta clasificación se encuentran los secadores de bandejas y secadores tipo túnel.

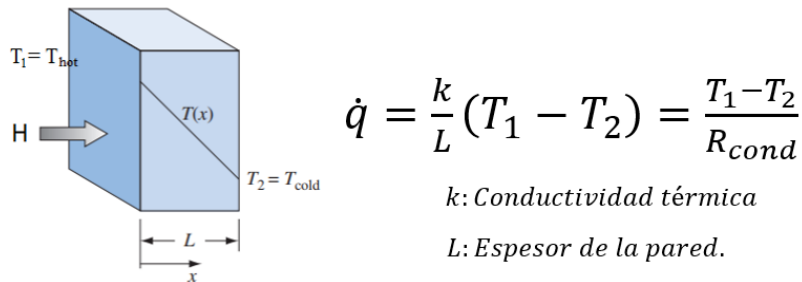
3.2.8 Partes de un secador de cacao. Los secadores artificiales de cacao se componen de otros diversos sistemas que permiten la generación de energía necesaria para el secado, así como el transporte de los fluidos utilizados en el proceso.

3.2.9 Intercambiador de calor. Es un dispositivo que permite realizar un transporte de energía en forma de calor entre un flujo caliente hacia un flujo frío o hacia el ambiente, sin la necesidad de entrar en contacto los fluidos. Esto se genera por la transferencia de calor mediante convección y conducción. Los usos principales de un intercambiador son elevar o disminuir temperaturas y la condensación o evaporación del fluido. En esta aplicación se hablará específicamente de los intercambiadores de calor indirectos.

En este tipo de intercambiadores, los fluidos están separados por una pared, un espacio u otro medio que impide el contacto directo entre ellos. La transferencia de calor se produce por conducción y convección. Los tipos de intercambiadores de calor más comunes son: intercambiador de carcasa y tubos, intercambiador de placas, intercambiador de placas y aletas, intercambiador de tubos y aletas, e intercambiador de doble tubo.

3.2.9.1 Conducción. La conducción es un mecanismo para transferir calor cuando interaccionan dos cuerpos sólidos, además, líquidos y gaseosos mientras estos dos estén en estado estacionario. La ecuación que rige este intercambio de calor es la siguiente.

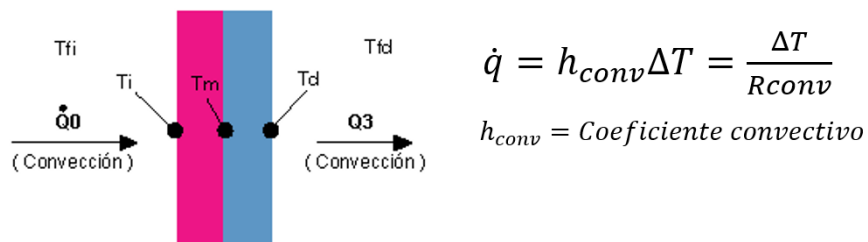
Figura 5. Transferencia de calor por conducción.



Fuente. Elaboración propia.

3.2.9.2 Convección. La convección es un proceso de transferencia de calor en el que uno o más fluidos se encuentran en movimiento, lo que incrementa la eficiencia del proceso al facilitar el contacto entre partículas calientes y frías. Este mecanismo se presenta en dos formas principales, convección natural y convección forzada. La ecuación general se muestra en la figura a continuación.

Figura 6. Transferencia de calor por convección.

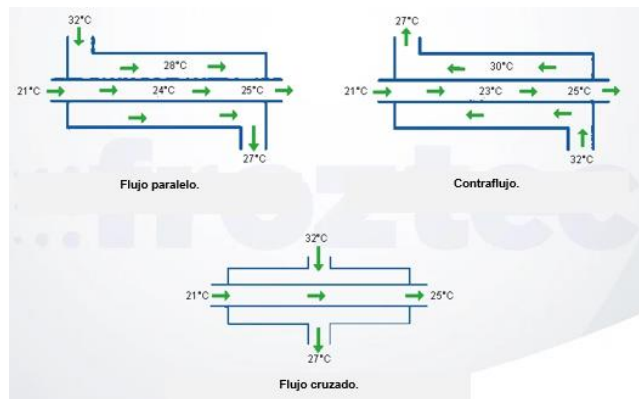


Fuente. Elaboración propia.

- **Convección natural.** La convección natural se produce gracias a las corrientes de aire u otro fluido en estado gaseoso en el medio, lo que facilita la transferencia de calor entre el cuerpo y el ambiente.
- **Convección forzada.** La convección forzada se produce por el movimiento de las corrientes de aire generadas por un impulsor externo, lo que incrementa la velocidad del fluido y permite una transferencia de calor mucho más eficiente.

3.2.9.3 Dirección del fluido. En los intercambiadores de calor, un factor crucial que influye en la eficiencia del componente es la dirección en la que se desplazan los fluidos utilizados. Por esta razón, existen cuatro tipos de dirección; paralela, contraflujo, cruzada y combinada.

Figura 7. Dirección de los flujos dentro del intercambiador de calor



Fuente. Intercambiador de casco y tubo, Froztec, 2022. Disponible: <https://www.froztec.com/intercambiador-de-casco-y-tubos>

3.2.9.4 Coeficiente total de transferencia de calor. El coeficiente total de transferencia de calor cuantifica la cantidad de calor transferida en un material, teniendo en cuenta valores como la conducción y la convección, tanto interna como externa. Además, en los intercambiadores de calor, se incluye un factor de incrustación para considerar la posible presencia de suciedad dentro del equipo. En la siguiente imagen se ve la ecuación para determinar este coeficiente.

Figura 8. Coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_{iA_i}} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

1

2

3

4

5

Fuente. Elaboración propia.

Donde los factores enumerados representan respectivamente:

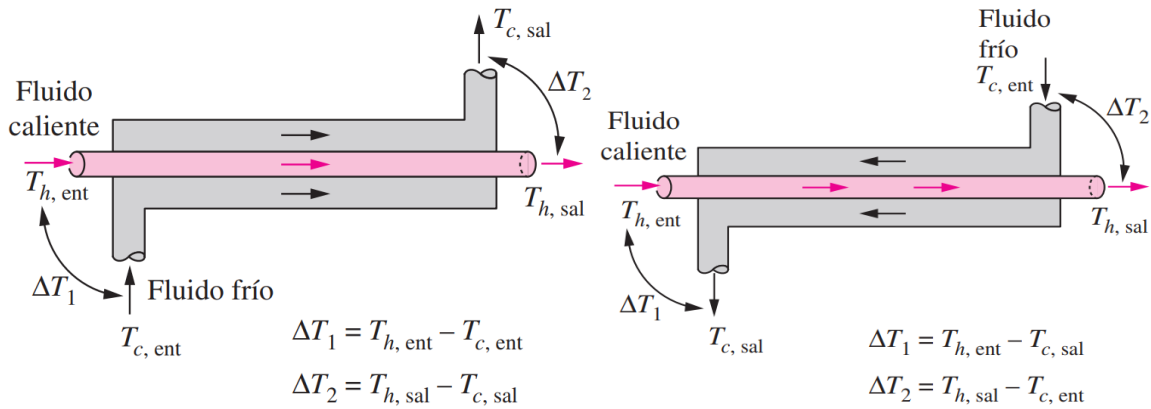
- 1: Convección interna
- 2: Factor de incrustación interna
- 3: Conducción a través del material
- 4: Factor de incrustación externo
- 5: Convección externa

3.2.9.5 Método de la diferencia media logarítmica de temperatura. Este método fue desarrollado para el cálculo correcto de la temperatura dentro de un intercambiador de calor, el cual implementa las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos y les aplica la media logarítmica para obtener la temperatura óptima para el cálculo del calor. La ecuación que la rige varía según la dirección del fluido, si es de tipo paralelo o contraflujo y según el paso que tenga en el tubo y la coraza.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (12)$$

El significado de cada uno de los factores se puede comprender de una mejor manera con la siguiente imagen.

Figura 9. Temperaturas para método diferencia media logarítmica de temperatura.



a) Intercambiadores de calor de flujo paralelo b) Intercambiadores de calor a contraflujo

Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Intercambiadores de calor. En: Transferencia de calor y masa. 4 ed. McGraw Hill. 2011. p. 643.

3.2.9.6 Método de la efectividad – NTU. Este método se utiliza principalmente en los intercambiadores de calor cuando no se disponen de todas las temperaturas de los fluidos. Además, tiene un valor adimensional que permite calcular la efectividad del equipo. Este varía según la dirección del fluido y los pasos que tenga tanto el tubo como la coraza. Las ecuaciones que lo rigen son la del calor y la del coeficiente adimensional de efectividad como se presenta a continuación. Además, cabe decir que en la mayoría de los casos la efectividad se calcula por medio de gráficas y tablas previamente establecidas, las cuales incluyen el valor de NTU.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (13)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (14)$$

Para $C_c = C_{min}$

$$\varepsilon = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \quad (15)$$

Para $C_h = C_{min}$

$$\varepsilon = \frac{T_{h,sal} - T_{h,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \quad (16)$$

3.2.10 Cámara de combustión. La cámara de combustión es un dispositivo en el cual se mezcla un combustible con un agente oxidante, que en la mayoría de los casos es aire, generando una reacción que se utiliza como energía térmica en diversas aplicaciones. Esta cámara está diseñada para obtener la mayor eficiencia térmica del combustible. Existen diferentes tipos de cámaras de combustión según su aplicación, como en motores, turbinas, calderas y hornos ¹⁸.

3.2.10.1 Estequiometría. Para realizar una combustión, es necesario efectuar un balance entre los reactivos y los productos. Este balance permite determinar la cantidad exacta de aire necesaria para la combustión, según los requisitos del proceso. Es una parte fundamental ya que nos maximiza la eficiencia del proceso y de esa manera obtener la menor cantidad de subproductos no deseados.

3.2.10.2 Temperatura de ignición. Para llevar a cabo la combustión entre el producto y el oxidante es necesario llevar a la temperatura crítica al producto para que así reaccione con el oxidante y se lleven a cabo la reacción esperada. Dicha temperatura se le conoce como temperatura de ignición, y es una parte fundamental para que la reacción empiece y se mantenga durante todo el proceso.

3.2.10.3 Composición del aire. El aire es el agente oxidante más común utilizado en los procesos de combustión; estos, están principalmente compuestos en base molar por 20.9% oxígeno, 78.1% nitrógeno, 0.9% argón, 0.035% dióxido de carbono y 0.40% de vapor de agua, y muchos componentes en menores cantidades, pero, para facilidad de los cálculos se suele usar en un 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno ¹⁹.

¹⁸ PÉREZ LÓPEZ, Gonzalo. Emisiones en Turbinas de Gas: Origen, Mecanismos de Formación, Técnicas de Control y Reglamentación. Trabajo de grado Ingeniería de las Tecnologías Industriales. Sevilla: Universidad de Sevilla. Departamento Ingeniería Energética. 2016. p. 29.

¹⁹ ONDARSE ALVAREZ, Dianelys [Sitio web]. Editorial Etecé. [Consultado: 16 abril 2024]. Disponible en: <https://concepto.de/aire/>

3.2.10.4 Relación aire-combustible (AC). Esta es una unidad la cual cuantifica la cantidad de combustible y aire que existe en el proceso, comúnmente esta suele utilizarse en valores de masa como lo apreciamos en la siguiente ecuación. Esta es fundamental para garantizar una combustión completa y así obtener la mejor eficiencia en la combustión.

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} \quad (17)$$

m_{aire} : Masa de aire [kg]

m_{comb} : Masa de combustible [kg]

3.2.10.5 Combustión ideal y combustión real.

- **Combustión ideal.** Es un escenario teórico en el que la reacción entre el combustible y el oxidante es perfecta, lo que maximiza la eficiencia energética y minimiza las emisiones contaminantes. Este concepto es fundamental para diseñar y optimizar sistemas de combustión.
- **Combustión real.** La combustión real considera las limitaciones prácticas, como las impurezas y las condiciones de operación no ideales, que impiden una combustión completa y resultan en la formación de subproductos.

3.2.10.6 Sistemas reactivos analizados por primera ley.

- **Sistema de flujo estacionario.** Un sistema estacionario sucede cuando se mantienen las mismas condiciones a través del tiempo, por lo que es el que se considera en la mayoría de los casos para obtener las condiciones ideales y con mayor eficiencia. En este caso, para facilidad de cálculos el balance de energía que sucede sería únicamente la energía que entra y sale del sistema debido al combustible.

$$Q - W = \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \quad (18)$$

- **Sistemas cerrados.** En un sistema cerrado, adicional a lo considerado en un sistema de flujo estacionario toca tener en consideración la energía interna de los productos y reactivos.

$$Q - W = \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r \quad (19)$$

3.2.10.7 Entalpia de formación. La entalpia de formación es la variación de entalpia que se crea cuando un mol a 25 °C y 1 atm se forma a partir de sus elementos constituyentes en estados normales ²⁰ y los cambios químicos que sufre en una reacción.

$$\Delta E_{sis} = \Delta E_{est} + \Delta E_{qui} \quad (20)$$

ΔE_{sis} : Entalpía del sistema $\left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$.

ΔE_{est} : Entalpía del estado $\left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$.

ΔE_{qui} : Entalpía de los cambios químicos $\left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$.

3.2.10.8 Entalpia de combustión. En un elemento puro la entalpia del sistema es cero, por lo que su variación depende exclusivamente de sus cambios químicos ²¹, por lo tanto, es la diferencia entre la sumatoria de entalpias en los productos y la suma de entalpias en los reactivos.

$$h_c = H_{prod} - H_{reac} \quad (21)$$

H_{prod} : Entalpía de productos $\left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$.

H_{reac} : Entalpía de reactivos $\left[\frac{KJ}{Kmol} \right]$.

²⁰ CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. McGraw-Hill, 2011. p. 782.

²¹ ibid., p. 783.

3.2.10.9 Temperatura de llama adiabática. La temperatura de llama adiabática es la temperatura máxima que se puede producir al reaccionar el combustible con el oxidante en un escenario perfecto, donde no se presenten pérdidas con sus alrededores ni pérdida con el producto, además, toca establecer un escenario donde el proceso se presenta en estado estacionario por lo que el calor y el trabajo serán cero.

3.2.10.10 Tipos de cámara de combustión. Las cámaras de combustión se diferencian no solo por su dimensionamiento, sino también por las aplicaciones a las que se destinan. Los tipos más importantes son las utilizadas en motores de combustión interna, turbinas de gas, calderas y hornos industriales. Estos se clasifican según el quemador, existen de tipo atmosférico y presurizado.

- **Quemadores atmosféricos.** Estos quemadores obtienen el aire del entorno; a diferencia de los quemadores con aire presurizado, donde el aire y combustible son suministrados mediante un sistema de ventilación forzada. Dentro de esta categoría se encuentran dos grupos, quemadores atmosféricos de llama blanca y azul²².
- **Quemadores presurizados.** Este tipo de quemador se diferencian por contar con un sistema de alimentación forzada de aire. Estos dispositivos pertenecen a la categoría llamada “monobloc” los cuales operan sin mezcla previa; estos, su diseño compacto los convierten en una opción para ser utilizado en trabajos industriales tales como hornos, calderas etc. ²³.

3.2.11 Combustible. Un combustible es cualquier sustancia que puede quemarse rápidamente y generar calor, encontrándose en diferentes fases de la materia: sólida, líquida y gaseosa. El proceso de combustión, que es la reacción del combustible con el oxígeno, libera energía en forma de calor, y la fase del combustible influye en su eficiencia y en la velocidad

²² DÍAS HUACON, Luis David. Desarrollo de un horno automático para la limpieza de ganchos que sirven de soporte a perfilería de aluminio en procesos de pintura en la empresa Cedal Duran. Trabajo de grado ingeniería mecatrónica. Guayaquil: Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador. Carrera de mecatrónica, 2023. 17 p. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/24982>

²³ *ibid.*, p.20.

de combustión, siendo los gases generalmente más rápidos para mezclarse con el oxígeno y arder.

3.2.11.1 Syngas. El syngas es un gas combustible renovable generado a partir de materias primas y fuentes sostenibles que se regeneran. Este gas se produce mediante la reacción controlada de estas materias con una cantidad específica de un agente oxidante, resultando en un gas sintético compuesto fundamentalmente de hidrogeno y monóxido de carbono. Este proceso es esencial en la obtención de un combustible gaseoso eficiente y limpio a partir de recursos renovables ²⁴.

3.2.11.2 Composición del syngas. La composición en base seca del syngas obtenido a partir de la cáscara de cacao está compuesta por H_2 , CO , CO_2 , CH_4 y C_nH_m en diferentes fracciones.

3.2.11.3 Poder calorífico. Se aprecia como poder calorífico de un combustible a la cantidad de calor liberada por unidad de masa o volumen al este oxidarse de forma completa en un proceso estacionario. Este puede ser considerado como poder calorífico superior o inferior; el poder calorífico superior es en el que se considera el vapor de agua originado por condensación y se cuenta, lo que sería el calor desprendido de este cambio de fase; por otro lado, el poder calorífico inferior es el que no tiene en cuenta la parte correspondiente al calor latente del vapor de agua ²⁵.

²⁴ GENIA BIONERGY [Sitio web]. Valencia: Genia Bionergy. [Consultado: 16 abril 2024]. Disponible en: <https://geniabioenergy.com/que-es-el-syngas/>

²⁵ CABALLERO DUARTE, Juan David y ESPINOSA LOBO, Francisco Javier. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MICRO REACTOR PARA GASIFICACIÓN DE LOS DESECHOS DE LA POSCOSECHA DE CACAO EN SAN VICENTE DE CHUCURÍ. Trabajo de grado Ingeniería Mecánica. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. 2020. 39 p.

4. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para poder llevar a cabo un proceso metodológico que permita seleccionar la mejor alternativa de diseño basado en los requerimientos del cliente final y aspectos técnicos, se decidió realizar el planteamiento de alternativas y el despliegue de la función calidad para cada uno de los tres subsistemas (secador, intercambiador de calor y quemador) de manera individual, con el objetivo de realizar una toma de decisiones teniendo en cuenta aspectos específicos de cada uno de los subsistemas.

4.1 ALTERNATIVAS CÁMARA DE SECADO

Se consideraron las siguientes alternativas planteadas para la cámara de secado, basado en el tipo de grano a secar.

4.1.1 Cámara de secado de bandejas. Tipo de cámara de secado por lotes, que cuenta con bandejas internas en las cuales se esparce de manera uniforme el grano de cacao, en algunas ocasiones estas tienen fondo de tamiz para permitir el flujo de aire caliente central de manera paralela y transversal al sólido a secar, el cual es forzado por un ventilador central.

4.1.2 Cámara de secado rotatoria. Tipo de cámara de secado adaptable a proceso por lotes o continuos, en el cual el grano de cacao ingresa a una cámara cilíndrica que rota a través de su eje para tener en movimiento el sólido a secar y homogeneizar el secado, posee una inclinación que permite el transporte de los granos desde el orificio de entrada hacia la tolva de salida.

4.1.3 Cámara de secado de túnel. Es un tipo de cámara de secado por lotes en la cual los granos de cacao son dispuestos en bandejas dentro de túnel rectangular, estas pueden estar fijas o en movimiento por una banda transportadora, aprovechan la luz solar, además de una corriente de aire caliente introducida paralela al grano por medio de un ventilador.

4.1.4 Cámara de secado con lecho fluidizado. Tipo de cámara de secado que inyecta aire caliente a una velocidad necesaria para que los granos de cacao se comporten como un fluido dentro de esta y se realice el intercambio de calor y masa de la semilla con el medio.

4.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD DE CÁMARA DE SECADO

4.2.1 Requerimientos del cliente cámara de secado. A continuación, se enlistan los requerimientos tenidos en cuenta para el cliente final de la cámara de secado.

- **Económicos:** Primera inversión baja y bajo consumo de energía.
- **Proceso y operabilidad:** Humedad final de 6-7%, capacidad de 50 kg/h, tiempo de secado corto, fácil control de temperatura y fácil control de humedad.
- **Vida útil y mantenimiento:** Vida útil extensa y fácil mantenimiento.

4.2.2 Requerimientos de diseño cámara de secado. A continuación, se nombran los requerimientos técnicos de diseño para la cámara de secado.

- Diseño, seguridad, dimensionamiento, economía, capacidad de carga, mantenibilidad y ensamblaje.

4.2.3 Matriz de calidad cámara de secado. A continuación, se presentan las matrices de calidad y evaluación de alternativas de la cámara de secado.

Tabla 1. Matriz de calidad cámara de secado

Requerimientos de consumidor		Requerimientos de diseño													
	Importancia	Diseño		Seguridad		Tamaño del equipo		Economía		Capacidad de carga		Mantenibilidad		Ensamblaje	
		Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso
Primera inversión baja	9	9	81	1	9	9	81	9	81	3	27	0	0	3	27
Bajo consumo de energía	8	3	24	0	0	3	24	9	72	3	24	1	8	1	8
Capacidad de 50 kg/h	7	9	63	1	7	9	63	1	7	9	63	1	7	1	7
Humedad de 6-7%	6	3	18	0	0	9	54	1	6	9	54	0	0	0	0
Tiempo corto de secado	5	9	45	0	0	9	45	1	5	3	15	0	0	0	0
Vida útil extensa	4	3	12	3	12	1	4	9	36	3	12	9	36	3	12
Fácil control de temperatura	3	1	3	3	9	0	0	0	0	1	3	3	9	1	3
Facilidad de mantenimiento	2	3	6	9	18	3	6	3	6	0	0	9	18	9	18
Fácil control de humedad	1	1	1	3	3	0	0	0	0	1	1	3	3	1	1
Total			253		58		277		213		199		81		76

Fuente: Elaboración propia.

En base a la matriz de calidad, se escogieron los cuatro requerimientos de diseño mejor evaluados, para con estos seleccionar una de las cuatro alternativas de cámara de secado planteadas. La evaluación se realizó con una calificación de 1 a 5.

Tabla 2. Evaluación alternativas cámara de secado

	Puntaje QFD	%	Cámara de secado de bandejas		Cámara de secado rotatorio		Cámara de secado de túnel		Cámara de secado de lecho fluidizado	
			Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso
Diseño	253	0,34	4	1,36	4	1,36	3	1,02	3	1,02
Tamaño del equipo	277	0,37	5	1,86	5	1,86	2	0,74	5	1,86
Economía	213	0,28	4	1,14	2	0,57	5	1,43	1	0,28
Capacidad de carga	199	0,26	4	1,07	3	0,80	1	0,26	2	0,53
Total	743	1		5,44		4,60		3,46		3,70

Fuente: Elaboración propia.

4.2.4 Alternativa seleccionada cámara de secado. A partir de la Tabla 2 se pudo determinar que la alternativa que será seleccionada como cámara de secado es una de tipo secador de bandejas, donde sus mayores cualidades es la densidad volumétrica de disposición de los granos de cacao, ya que tiene un alto grado de compactibilidad que permite usar una menor área de secado para la misma capacidad productiva de la planta, además de tener un diseño sencillo que no crea dificultades de mantenimiento y operabilidad en su contexto operacional. También se puede destacar de la cámara de secado que puede cumplir con satisfacción la capacidad de carga de 200 kilogramos por lote de semilla de cacao, es decir, es posible físicamente que un dispositivo de este tipo pueda secar la cantidad de cacao demandado, también se caracteriza porque no emplea un costo excesivo en cuanto a adquisición del equipo y funcionamiento.

Figura 10. Cámara de secado de bandejas.



Fuente: DIRECTINDUSTRY. DLDR - Secador de aire caliente by DE LAMA S.p.A. [página web]. [Consultado el 14, agosto, 2024]. Disponible en: <<https://www.directindustry.es/prod/lama-spa/product-107193-1718025.html>>.

4.3 ALTERNATIVAS INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Basado en los tipos de fluidos que realizaran el proceso de transferencia de calor, se plantearon las siguientes alternativas de intercambiadores de calor.

4.3.1 Intercambiador de calor de casco y tubos. Tipo de intercambiador de calor compuesto por una carcasa cilíndrica con tubos internos paralelos también cilíndricos, uno de los fluidos pasa por la carcasa y el otro por el interior de los tubos

4.3.2 Intercambiador de calor de placas. Tipo de intercambiador compuesto por placas delgadas corrugas que son colocadas a una corta distancia una de la otra. El fluido caliente pasa intercaladamente por dentro de los espacios entre placas, de la misma manera lo hace el fluido frío.

4.3.3 Intercambiador de flujo cruzado. Es un tipo de intercambiador de calor formado por tubos con aletas que permiten el paso del fluido caliente de manera transversal al fluido frío, comúnmente visto en recuperadores de calor.

4.3.4 Intercambiador de tubos concéntricos. Tipo de intercambiador donde dos tubos cilíndricos son colocados de manera concéntrica, uno de los fluidos pasa por el tubo interior mientras que el otro se hace pasar por el tubo anular exterior.

4.4 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD INTERCAMBIADOR DE CALOR.

4.4.1 Requerimiento del cliente intercambiador de calor. A continuación, se enlistan los requerimientos técnicos de diseño para el intercambiador de calor.

- **Económicos:** Costo inicial bajo y bajo consumo de energía.
- **Proceso y operabilidad:** Adaptable al espacio de trabajo, eficacia para cumplir con las condiciones de salida del aire al secador y fácil control de temperatura.

- **Vida útil y mantenimiento:** Vida útil extensa, fácil mantenimiento, fácil instalación y consecución de piezas

4.4.2 Requerimientos de diseño intercambiador de calor. A continuación, se nombran los requerimientos técnicos de diseño para el intercambiador de calor.

- Diseño, dimensionamiento, economía, mantenibilidad y ensamblaje

4.4.3 Matriz de calidad intercambiador de calor. A continuación, se presentan las matrices de calidad y la evaluación de alternativas para el intercambiador de calor.

Tabla 3. Matriz de calidad intercambiador de calor

Requerimientos de consumidor		Requerimientos de diseño									
	Importancia	Diseño		Tamaño del equipo		Economía		Mantenibilidad		Ensamblaje	
		Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso
Costo inicial bajo	8	9	72	9	72	9	72	0	0	1	8
Bajo consumo de energía	7	9	63	3	21	9	63	1	7	0	0
Eficacia para cumplir con la temperatura de salida	6	9	54	9	54	0	0	1	6	0	0
Adaptable al espacio de trabajo	5	9	45	9	45	1	5	3	15	9	45
Vida útil extensa	3	1	3	1	3	9	27	9	27	3	9
Facilidad de mantenimiento	2	3	6	3	6	3	6	9	18	3	6
Fácil control de temperatura	1	3	3	1	1	0	0	1	1	1	1
Total			246		202		173		74		69

Fuente: Elaboración propia.

En base a la matriz de calidad, se escogieron los tres requerimientos de diseño mejor evaluados, para con estos seleccionar una de las cuatro alternativas de intercambiador de calor planteadas. La evaluación se realizó con una calificación de 1 a 5.

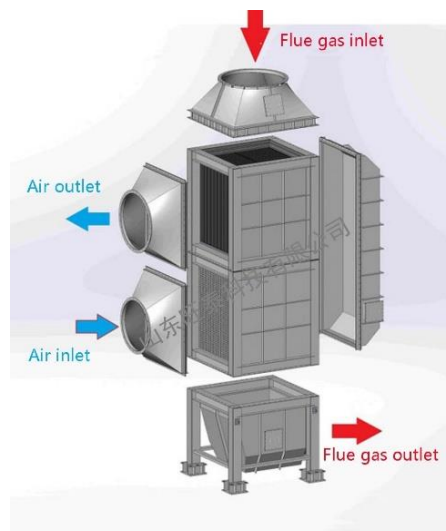
Tabla 4. Evaluación de alternativas intercambiador de calor.

	Puntaje QFD	%	Intercambiador de calor de casco y tubos		Intercambiador de calor de placas		Intercambiador de calor de flujo cruzado		Intercambiador de tubos concéntricos	
			Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso
Diseño	246	0,4	5	1,981	4	1,58	4	1,6	5	1,98
Tamaño del equipo	202	0,33	2	0,651	5	1,63	5	1,65	1	0,33
Economía	173	0,28	2	0,557	3	0,84	4	1,12	2	0,56
Total	621	1		3,188		4,05		4,37		2,86

Fuente: Elaboración propia.

4.4.4 Alternativa seleccionada intercambiador de calor. Según la Tabla 4 el tipo de intercambiador seleccionado es el flujo cruzado, donde destaca su diseño que aplica diversos aspectos de mejora de transferencia de calor y su alto grado de compactibilidad.

Figura 11. Intercambiador de calor de flujo cruzado.



Fuente: INTEC [Sitio web]. [Consultado 25 septiembre 2024]. Disponible en: <https://www.intec-energy.de/en/products/components/translate-to-english-waermeaustauscher>

4.5 ALTERNATIVAS CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

Basado en los tipos de fluidos que realizaran la transferencia de calor, se plantearon las siguientes alternativas de intercambiadores de calor.

4.5.1 Quemador tipo flauta. Son quemadores compactos con ductos de diámetro reducido por donde sale la llama producto de la combustión.

4.5.2 Quemador en línea recta. Son cámara de combustión cilíndricas o rectangulares en la cual la llama se propaga a lo largo de toda esta y los gases de combustión salen por ductos en el extremo del hogar.

4.5.3 Quemador de fuego envolvente. Son cámaras de combustión con forma envolvente en la cual la llama pasa por el exterior del ducto donde está el fluido a calentarse.

4.6 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD CÁMARA DE COMBUSTIÓN

4.6.1 Requerimiento del cliente cámara de combustión. A continuación, se enlistan los requerimientos técnicos de diseño para la cámara de combustión.

- **Económicos:** Costo inicial bajo y bajo consumo de combustible.
- **Proceso y operabilidad:** Adecuado dimensionamiento, eficacia en la producción energética, control de temperatura, control del flujo de masa, control de emisiones e intercambiabilidad del combustible.
- **Vida útil y mantenimiento:** Fácil mantenimiento y vida útil extensa.

4.6.2 Requerimientos de diseño cámara de combustión. A continuación, se nombran los requerimientos técnicos de diseño para el intercambiador de calor.

- Diseño, seguridad, dimensionamiento, economía y mezclado.

4.6.3 Matriz de calidad cámara de combustión. A continuación, se presentan las matrices de calidad y evaluación de alternativas para la cámara de combustión.

Tabla 5. Matriz de calidad cámara de combustión

Requerimientos de consumidor		Requerimientos de diseño									
	Importancia	Diseño		Seguridad		Tamaño del equipo		Economía		Mezclado de flujos	
		Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso	Relación	Peso
Costo inicial bajo	8	9	72	1	8	9	72	9	72	1	8
Bajo consumo de combustible	7	9	63	0	0	9	63	9	63	9	63
Eficiencia energética	6	3	18	1	6	9	54	9	54	9	54
Vida útil extensa	5	3	15	3	15	3	15	9	45	1	5
Control de emisión de gases	4	9	36	9	36	1	4	1	4	3	12
Facilidad de mantenimiento	3	3	9	3	9	3	9	3	9	0	0
Fácil control de temperatura	2	1	2	3	6	1	2	0	0	1	2
Fácil control de flujo de masa	1	1	1	3	3	1	1	0	0	9	9
Total			216		83		220		247		153

Fuente: Elaboración propia.

En base a la matriz de calidad, se escogieron los tres requerimientos de diseño mejor evaluados, para con estos seleccionar una de las cuatro alternativas de cámara de combustión. La evaluación se realizó con una calificación de 1 a 5.

Tabla 6. Evaluación de alternativas cámara de combustión.

	Puntaje QFD	%	Quemador tipo flauta		Quemador en línea recta		Quemador de fuego envolvente	
			Nota	Peso	Nota	Peso	Nota	Peso
Diseño	216	0,316	3	0,949	3	0,95	3	0,95
Tamaño del equipo	220	0,322	3	0,966	3	0,97	4	1,29
Economía	247	0,362	4	1,447	2	0,72	2	0,72
Total	683	1		3,362		2,64		2,96

Fuente: Elaboración propia.

4.6.4 Alternativa seleccionada cámara de combustión. En base a la Tabla 6 el tipo de cámara de combustión seleccionada es la que presenta un quemador de tipo flauta, donde sus cualidades principales son su economía de consecución de elementos y repuestos, además de un diseño que compacta de mejor manera la llama de combustión del syngas permitiendo así que los equipos utilizados en la sección de combustión se reduzcan de tamaño.

Figura 12. Quemador de flauta.



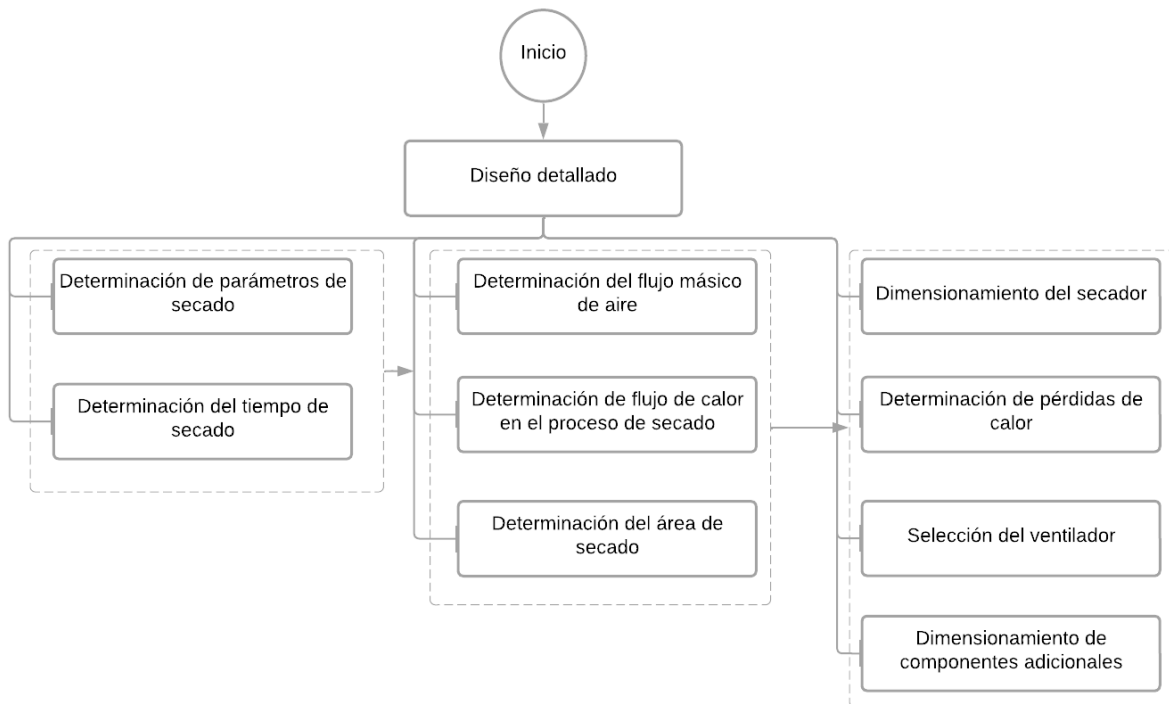
Fuente: Quemador tipo flauta, Omega, 2024. Disponible en: <https://repuestos.refrigeracion-omega.com/producto/quemador-flauta-50-cms/>

5. DISEÑO EN DETALLE CÁMARA DE SECADO

5.1 METODOLOGÍA DISEÑO CÁMARA DE SECADO

En el siguiente esquema se presentan los pasos metodológicos empleados para la concepción del diseño de la cámara de secado.

Figura 13. Metodología diseño cámara de secado.



Fuente: Elaboración propia.

5.1.1 Determinación de parámetros de secado. Para iniciar con el diseño de la cámara de secado es fundamental la obtención de datos que permitan conocer las condiciones iniciales y finales en este proceso. Estos parámetros son: capacidad del secador, humedad inicial en el cacao, humedad final en el cacao, cantidad de masa seca y húmeda, velocidad de secado, temperatura y velocidad del aire para el secado.

5.1.1.1 Capacidad del secador. La capacidad del secador se estimó en 200 kilogramos por lote. Según Pabón, Herrera y Sepúlveda ²⁶ la producción de las fincas cacaoteras del departamento de Santander está estimada en 448 kg por hectárea, donde una finca mediana tiene en promedio 10 hectáreas, teniendo en cuenta que el tiempo de cosecha es de alrededor de 5 meses, para una producción semanal se tiene la siguiente ecuación que permite obtener la capacidad del secador:

$$CAP = \frac{P \times N_{ha}}{t_{lote}} \quad (22)$$

CAP: Capacidad del secador [kg].

P: Producción de cacao $\left[\frac{kg}{ha}\right]$.

N_{ha}: Número de hectáreas promedio.

t_{lote}: Número de semanas de cosecha.

5.1.1.2 Humedad inicial y final del cacao. Es necesario conocer las humedades con las que cuenta el grano de cacao en el inicio del proceso de secado, además de la humedad a la que se quiere llegar, para esto se investigó en literatura referente al tema y así poder obtener un valor apropiado para la humedad inicial. Según Larios y Texeira ²⁷, la humedad inicial en base húmeda del grano de cacao fermentado fue estimada experimentalmente mediante el procedimiento normalizado según la AOAC (Asociación de Químicos Analíticos) en 55.94%. Por otro lado, la humedad final del proceso en base húmeda fue definida en 7% debido a las recomendaciones de Perea Villamil ²⁸ para el almacenaje y transporte del cacao.

²⁶ PABON, Manuel; HERRERA-ROA, Lady y SEPULVEDA, Wilmer. Caracterización socioeconómica y productiva del cultivo de cacao en el departamento de Santander (Colombia). En: *Revista mexicana de agronegocios*. Vol. 38. pp.289

²⁷ LARIOS SALDAÑA, Luis Ángel y TEXEIRA DA SILVA, Juan Manuel. Diseño y construcción de un deshidratador indirecto de cacao mediante el uso de aire calentado por energía solar [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2004. p.47 [Consulta: 2 agosto 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10872/622>

²⁸ PEREA VILLAMIL, Janeth Aidé. El cacao desde la ciencia: de la semilla al chocolate. Bucaramanga: Ediciones UIS, 2019. p.70. ISBN: 978-958-8956-53-4

5.1.1.3 Cantidad de masa seca y húmeda inicial. Se determinó de la cantidad de masa de agua y sólido seco que se presentan en la carga de cacao que ingresa al secador mediante las siguientes ecuaciones.

$$M_{seca} = CAP \times (1 - X_0) \quad (23)$$

$$M_{humeda} = CAP - M_{seca} \quad (24)$$

M_{seca} : Masa seca [kg].

M_{humeda} : Masa húmeda [kg].

X_0 : Humedad inicial.

5.1.1.4 Velocidad de secado. Para la obtención de la tasa de secado a la cual se remueve el agua de los granos de cacao, se analizaron los valores obtenidos por trabajos referentes al tema, en los cuales Larios y Texeira ²⁹ obtuvieron de manera experimental un valor de 0.034602 $\left[\frac{kg_w}{hm^2}\right]$, este valor se determinó mediante la realización experimental de las curvas de secado, en las cuales se obtuvo un tiempo de secado que fue reemplazado en la ecuación 6, para la determinación de la tasa de secado. Se escogió este valor al ser el más conservador de todos, teniendo en cuenta que los lotes de cacao presentan heterogeneidad en cuanto a la tasa de secado de los granos.

5.1.1.5 Velocidad y temperatura del aire. Las condiciones de entrada del aire usado para el proceso de secado se obtuvieron de valores óptimos encontrados en trabajos de diseño de secadores de cacao. La velocidad del aire se obtuvo a partir de las pruebas realizadas para la obtención de la tasa de secado, en la cual se optó por 1.4 $\left[\frac{m}{s}\right]$ debido a que este valor presentó el mejor comportamiento en cuanto a llegar a la humedad final en la menor cantidad de tiempo.

La temperatura del aire de secado se estableció en 50°C, aunque este valor no es el que permite realizar el proceso de secado más rápido, si permite conservar de una mejor manera

²⁹ LARIOS SALDAÑA, Luis Ángel y TEXEIRA DA SILVA, Juan Manuel. Op., Cit., p.118.

las propiedades organolépticas del grano, tales como el color interno marrón, textura no quebradiza y aroma agradable, además de no presentar una diferencia importante respecto al tiempo de secado para una temperatura de 60°C, según los estudios realizados por Buñay y Rosales ³⁰.

5.1.2 Determinación del tiempo de secado. El cálculo del tiempo de secado empleado para la capacidad del secador se realizó mediante las ecuaciones 9, 10 y 11. Para este cálculo se conocían los valores de humedad inicial, humedad final, masa húmeda y velocidad de secado. La humedad crítica del grano fue tomada del trabajo de Larios y Texeira, en el cual se determinó de manera aproximada midiendo el cambio de pendiente de las curvas experimentales de secado desarrolladas por los autores, a partir de esto se obtuvo un valor para la humedad crítica del grano de cacao de 53,5%.

Con los datos anteriores ya establecidos, para el cálculo del tiempo de secado solo haría falta la variable denominada área de secado. El área de secado se define como la superficie del grano de cacao en contacto con el aire del proceso, para la determinación de este valor se realizó una aproximación de la forma del grano de cacao, en la cual este se tomó como un cilindro, ya que permitía facilitar los cálculos de área superficial de grano y se calculó la superficie de todos los granos cargados en el secador de la siguiente manera.

$$A_s = \frac{CAP \times S_L}{M_{1grano}} \quad (25)$$

$$S_L = \pi D_{grano} L_{grano} \quad (26)$$

³⁰ BUÑAY BUÑAY, Jessica Maribel y ROSALES COVEÑA, Brian Johan. Diseño básico de un secador de bandejas para el tratamiento de la almendra de cacao CCN-51 y cacao fino de la provincia del Guayas [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, 2019. 41 p. [Consulta: 14 marzo 2024]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/52913>

$$M_{1grano} = V_{grano}\rho_{grano} \quad (27)$$

$$V_{grano} = \frac{\pi D_{grano}^2}{4} L_{grano} \quad (28)$$

S_L : Área superficial del grano de cacao [m^2].

M_{1grano} : Masa de un grano de cacao [kg].

D_{grano} : Diámetro del grano de cacao [m].

L_{grano} : Longitud del grano de cacao [m].

ρ_{grano} : Densidad del grano $\left(520 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)^{31}$.

5.1.3 Determinación del flujo másico de aire. Para la determinación de la cantidad de aire a las condiciones del proceso se planteó un balance de humedad y un balance de energía en la cámara, con el fin de obtener el flujo másico de aire que permitiese absorber la humedad necesaria y el aporte suficiente de calor, teniendo en cuenta aspectos como el calentamiento sensible del agua y del grano de cacao. Primero se definieron las condiciones de entrada del aire, es decir, temperatura, presión, humedad relativa, humedad específica y entalpía.

Tabla 7. Condiciones de entrada del aire de secado.

Variable	Valor	Unidades
Temperatura	50	°C
Presión	101.325	Kpa
Humedad relativa	0.68	
Humedad absoluta	0.05618	$\frac{Kg_w}{Kg_{as}}$
Entalpía	195.9	$\frac{KJ}{Kg}$

Fuente. Elaboración propia.

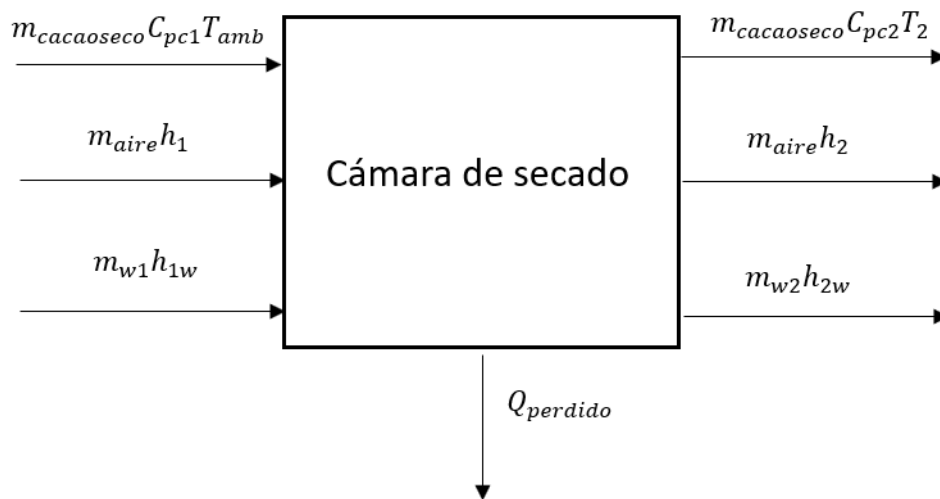
³¹ CABALLERO CAVA, José Arturo. Op., Cit., p.83

La humedad relativa fue tomada con un valor de 0.68, según datos de Tomorrow Wheater ³² este valor es el promedio para la zona cacaotera del departamento de Santander. La humedad absoluta y entalpía correspondientes fueron calculadas mediante la carta psicrométrica y las ecuaciones referentes a las mezclas gas-vapor. Para el cálculo del calor específico del cacao se utilizó la ecuación dada por Villamizar y Hernández ³³ :

$$C_{pcacao} = 0.4155 + 0.4340X \quad (29)$$

En la siguiente figura se muestra un esquema del balance que se tiene dentro de la cámara de secado.

Figura 14. Balance de energía de la cámara de secado.



Fuente. Elaboración propia.

³² TOMORROW.IO WEATHER. El tiempo en San Vicente de Chucurí, Departamento de Santander [Sitio Web]. [Consultado 3 septiembre 2024]. Disponible en: https://weather.tomorrow.io/es/CO/SAN/San_Vicente_de_Chucur%C3%AD/021408/#:~:text=Se%20espera%20un%20d%C3%ADa%20extremadamente,alrededor%20de%20las%2011%20pm.

³³ VILLAMIZAR DE BORRERO, Fanny y HERNÁNDEZ H., José. Determinación de parámetros y simulación matemática del proceso de secado de cacao (Theobroma cacao). [en línea] Universidad Nacional de Colombia - Facultad de Ingeniería, 1989 [Fecha consulta: 3 de septiembre 2024].

Se muestra la ecuación empleada para el balance de humedad dentro de la cámara de secado, donde se tiene en cuenta la humedad de entrada con el aire, humedad de entrada con el cacao, humedad de salida del aire y la humedad final a la que llega el cacao.

$$M_{aire}\omega_1 + M_{humeda} = M_{aire}\omega_2 + M_{hfinal} \quad (30)$$

Donde:

M_{aire} : Masa de aire [kg_a].

ω_1 : Humedad absoluta a las condiciones de entrada del aire [$\frac{kg_w}{kg_a}$].

ω_2 : Humedad absoluta a las condiciones de salida del aire [$\frac{kg_w}{kg_a}$].

M_{hfinal} : Humedad final del cacao [kg_w].

Además, se presenta la ecuación empleada para el balance de energía en la cámara de secado, teniendo en cuenta las pérdidas de calor en este, calculadas posteriormente.

$$M_{seca}C_{pc1}T_{amb} + M_{aire}h_1 + M_{humeda}h_{1w} = M_{seca}C_{pc2}T_2 + M_{aire}h_2 + M_{hfinal}h_{2w} + Q_p + Q_L \quad (31)$$

C_{pc1} : Calor específico del cacao a las condiciones de entrada [$\frac{kJ}{kg^\circ C}$].

T_{amb} : Temperatura ambiente [$^\circ C$].

h_1 : Entalpía del aire a condiciones de entrada [$\frac{kJ}{kg_a}$].

h_{1w} : Entalpía del agua a condiciones de entrada del cacao [$\frac{kJ}{kg_w}$].

T_2 : Temperatura de salida [$^\circ C$].

C_{pc2} : Calor específico del cacao a las condiciones de salida [$\frac{kJ}{kg^\circ C}$].

h_2 : Entalpía del aire a condiciones de salida [$\frac{kJ}{kg_a}$].

M_{hfinal} : Masa de humedad final [kg_w].

h_{2w} : Entalpía del agua a condiciones de salida del cacao [$\frac{kJ}{kg_w}$].

Q_p : Calor de pérdida del secador [kJ].

Q_L : Calor latente de vaporización del agua en el cacao [kJ].

De este sistema de ecuaciones se pudo obtener los valores de flujo másico y condiciones de salida del aire en la cámara de secado.

$$\dot{m}_{aire} = \frac{M_{aire}}{t_{secado}} \quad (32)$$

5.1.4 Determinación del flujo de calor en el proceso de secado. Se calculó el calor que se le retira al aire ingresado a la cámara de secado, con el objetivo de absorber la cantidad necesaria de humedad de los granos de cacao, teniendo en cuenta el calor sensible necesario para elevar la temperatura del grano y del agua contenida en este hasta las condiciones de salida.

Se tiene que el calor sensible que se requirió para subir la temperatura del cacao de la condición ambiental de ingreso a la temperatura de salida está dado por la siguiente expresión:

$$Q_{Scacao} = M_{seca} C_{pc} (T_2 - T_{amb}) \quad (33)$$

El agua inmersa en los granos de cacao también sufrió un aumento en su temperatura, considerando que entraba a las condiciones del grano de cacao y también salía a la temperatura de salida del grano, la energía necesaria para esta variación térmica está dada por:

$$Q_{Sw} = M_{humeda} (h_{2w} - h_{1w}) \quad (34)$$

Para el cálculo del calor latente necesario en el proceso para la vaporización de la cantidad de agua extraída en cada carga de cacao se empleó la siguiente ecuación:

$$Q_L = (M_{humeda} - M_{hfinal})\Delta H_{vap} \quad (35)$$

ΔH_{vap} : Entalpía de vaporización del agua $\left[\frac{kJ}{kg_w}\right]$.

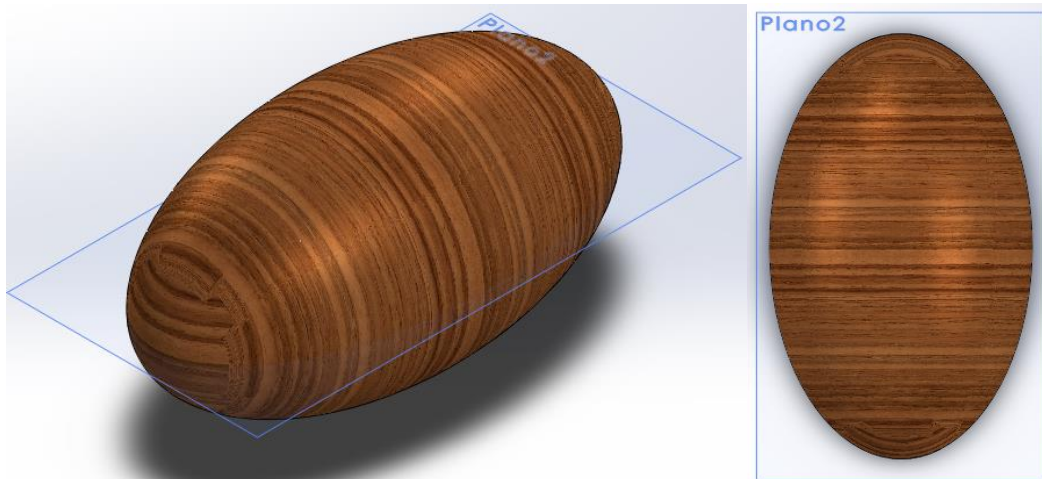
Por otro lado, sabemos que toda la energía necesaria para el proceso de secado viene del aire ingresado a la cámara, por tanto, el calor requerido en el secado está dado por la variación de entalpías del aire.

$$Q_T = M_{aire}(h_1 - h_2) \quad (36)$$

5.1.5 Determinación del área de secado. En el cálculo de la magnitud del área de secado se tuvieron en cuenta dos factores principales, el primero de estos es determinar un área mínima que permitiera la colocación del lote de cacao sobre las bandejas de secado. Posteriormente se calculó un área final que además de permitir introducir la cantidad de cacao en el secador posibilitara el paso del flujo másico de aire entre las separaciones de cada una de las semillas y así poder realizarse el proceso de secado.

5.1.5.1 Determinación área mínima de secado. En este primer cálculo de área se consideró que el cacao encaja perfectamente sobre toda la superficie de las bandejas de secado, por ende, no hay espacio para el flujo de aire. Para determinar este valor se consideró que el área ocupada por cada uno de los granos de cacao sobre la superficie de la bandeja va a ser igual a su área proyectada, ya que esta es la mayor ocupación posible de la semilla, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 15. Área proyectada de semilla de cacao.



Fuente. Elaboración propia.

Se consideraron las siguientes dimensiones de la semilla de cacao dadas por la literatura, teniendo en cuenta una aproximación de elipsoide en la forma de la semilla:

Tabla 8. Dimensiones del grano de cacao.

Dimensión	Magnitud [mm]
Diámetro	14.5
Largo	26.3

Fuente. Elaboración propia.

El área mínima se calculó con la siguiente expresión:

$$A_{min} = \frac{A_{proy} CAP}{M_{1grano}} \quad (37)$$

$$A_{proy} = \frac{\pi * D_{grano} * L_{grano}}{2} \quad (38)$$

A_{proy} : Área proyectada de un grano de cacao [m^2].

5.1.5.2 Determinación área real de secado. El área total de secado consta del área mínima para la disposición de los granos más un espaciamiento que permita pasar el flujo másico de aire necesario en el secado. Esta área real está dada por la siguiente expresión:

$$A_{total} = A_{min} + A_{espaciamento} \quad (39)$$

$A_{espaciamento}$: Área de espaciamiento para el paso del flujo de aire [m^2].

Para el cálculo del área de espaciamiento se emplearon las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{aire} = \rho_1 v_{aire} A_{esp1nivel} \quad (40)$$

$$A_{espaciamento} = (A_{esp1nivel})(N_{niveles}) \quad (41)$$

\dot{m}_{aire} : Flujo másico de aire [$\frac{kg}{s}$].

ρ_1 : Densidad del aire a la entrada [$\frac{kg}{m^3}$].

v_{aire} : Velocidad del aire de secado [$\frac{m}{s}$].

$A_{esp1nivel}$: Área de espaciamiento entre semillas para el primer nivel de bandejas [m^2].

$N_{niveles}$: Número de niveles de bandejas.

A su vez, se empleó un factor de seguridad que permitiera garantizar el paso total del flujo másico de aire de secado, de esa manera el área de secado queda:

$$A_{secado} = (A_{total})(FS) \quad (42)$$

FS : Factor de seguridad.

5.1.6 Dimensionamiento del secador. La determinación de las dimensiones de la cámara de secado tipo secador de bandejas está dada por dos partes fundamentalmente, el cálculo del

área de las bandejas de secado y la determinación de las longitudes para cada una de las dimensiones del secador (ancho, alto y profundidad). Además, el material seleccionado para las paredes y soportes internos de la cámara fue acero AISI304 debido a su alta resistencia a la corrosión que se puede presentar por la deshumidificación del cacao y sus propiedades de alta resistencia mecánica.

5.1.6.1 Dimensionamiento de las bandejas de secado. Para el cálculo del área de cada bandeja del secador se determinó primero un número de bandejas dependiendo de la disposición que se tome para estas dentro de la cámara de secado, posteriormente se empleó la siguiente ecuación:

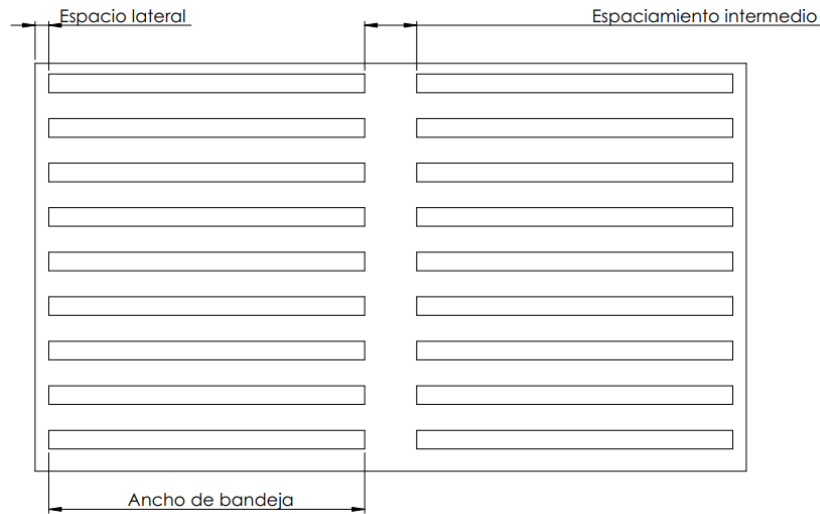
$$A_{bandeja} = \frac{A_{secado}}{N_{bandejas}} \quad (43)$$

$N_{bandejas}$: Número de bandejas totales.

5.1.6.2 Longitud de las dimensiones de la cámara de secado. Para realizar el proceso de dimensionamiento de los lados del secador (ancho, alto y profundidad) se tomó en cuenta además de la ocupación de las bandejas, tener un espaciamento para diversos factores, estos se aclararán a continuación.

- **Ancho del secador.** El ancho del secador está dado por la ocupación del número de columnas de bandejas a lo ancho, además de un espaciamento entre columnas y un espaciamento en las paredes laterales que permite la colocación de los soportes para las bandejas, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 16. Diagrama de ancho de secador.



Fuente. Elaboración propia.

De esta manera se obtuvo el dimensionamiento del ancho del secador:

$$Ancho_{secador} = Ancho_{bandeja} * N_{ca} + e_{intermedioa} + e_{lateral} \quad (44)$$

$Ancho_{bandeja}$: Ancho de una bandeja [m].

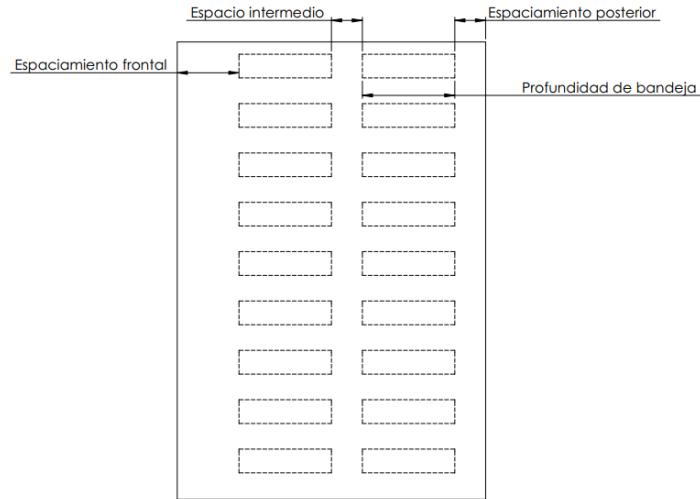
N_{ch} : Número de columnas de bandejas a lo ancho del secador.

$e_{intermedioa}$: Espaciamento soportes intermedios [m].

$e_{lateral}$: Espaciamento soportes laterales [m].

- **Profundidad del secador.** Para el cálculo de la longitud de profundidad de la cámara de secado se tuvo en cuenta la profundidad que ocupan la disposición de las columnas de bandejas, además de un espaciamento entre columnas y un espaciamento en la pared frontal y posterior, como se muestra en la siguiente imagen.

Figura 17. Diagrama de profundidad de secador.



Fuente. Elaboración propia

De esta manera se obtuvo el dimensionamiento de la profundidad del secador:

$$Prof_{secador} = Prof_{bandeja} * N_{cp} + e_{intermediop} + e_{frontal} + e_{posterior} \quad (45)$$

$Prof_{bandeja}$: Profundidad de una bandeja [m].

N_{cv} : Número de columnas a lo profundo del secador.

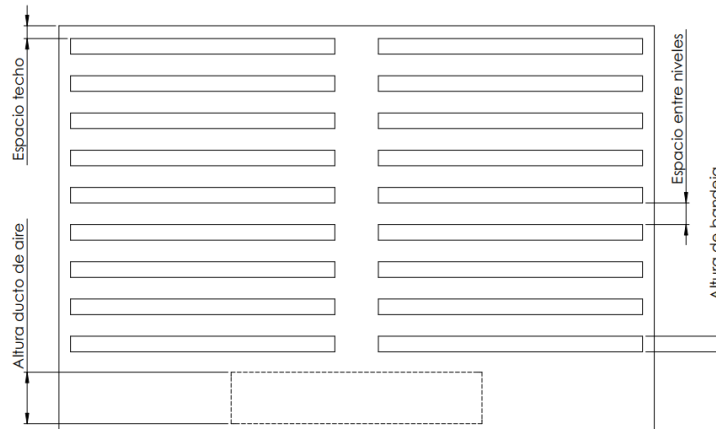
$e_{intermediop}$: Espaciamiento entre columnas de bandejas [m].

$e_{frontal}$: Espaciamiento pared frontal [m].

$e_{posterior}$: Espaciamiento pared posterior [m].

- **Altura del secador.** Para el cálculo de la altura del secador se tomó en cuenta factores como el espacio de los niveles de bandejas, el espaciamiento entre bandejas necesario para que existiera un perfil de velocidad de aire adecuado al pasar entre los niveles, el espaciamiento para la salida del aire en el techo y un espacio para la entrada del aire a través del ducto.

Figura 18. Diagrama altura de secador



Fuente. Elaboración propia.

$$Altura_{secador} = Altura_{bandeja} \times N_{niveles} + e_{en} \times N_{niveles} + 2 \times e_{techo} + e_{ducto} \quad (46)$$

$Altura_{bandeja}$: Altura de una bandeja [m].

e_{en} : Espaciamento entre niveles de bandeja [m].

e_{techo} : Espaciamento de salida de aire por el techo del secador [m].

e_{ducto} : Espaciamento del ducto de entrada de aire [m].

Para la altura de las bandejas se consideró una dimensión de 5 centímetros, debido a que este valor permite una correcta disposición del grano de cacao, dado que su diámetro aproximado es de 1.45 centímetros, pero considerando la no homogeneidad de todos los granos se toma una medida superior que garantice que estos estén correctamente colocados en la bandeja.

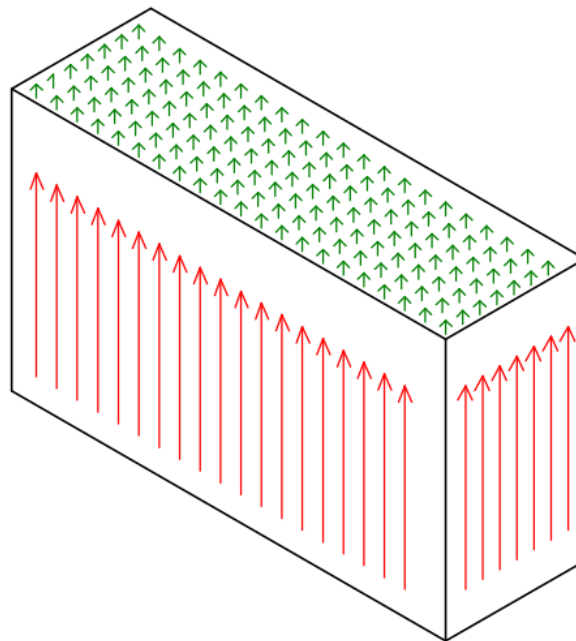
El espaciamento entre niveles de bandejas se consideró según Mamani Villca ³⁴ con una dimensión entre 7 [cm] y 10 [cm], esto para que el perfil de aire entre bandejas sea el adecuado y haya una correcto reparto del aire de secado.

³⁴ MAMANI VILLCA, Reyna Basilia. Diseño y construcción de un secador de bandejas a nivel bench scale para el secado de hojas de quinua en la planta procesadora de cereales del gobierno autónomo municipal de Escoma. [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. La Paz: Universidad Mayor de San Andrés. Facultad de Ingeniería, 2023. 93 p. [Consulta: 9 septiembre 2024]. Disponible en: <http://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/34256>

5.1.7 Determinación de pérdidas de calor. Una vez obtenidas las dimensiones de las paredes del secador, se puede obtener una aproximación de las pérdidas de calor de la cámara de secado. Para este caso se tuvo en cuenta pérdidas por conducción, convección y radiación a través de las paredes, el cálculo de estas se realizó de la siguiente manera

5.1.7.1 Resistencia térmica por convección interior. Para el cálculo de la resistencia térmica de convección interna se dividieron las paredes en dos tipos: cara con flujo paralelo, las cuales se muestran en la imagen en color rojo y paredes con flujo perpendicular que se muestran en color verde, teniendo en cuenta una entrada de aire perpendicular a las bandejas.

Figura 19. División de paredes del secador para cálculo de convección interior.



Fuente. Elaboración propia

Para el cálculo de la resistencia térmica por convección interna en las paredes con flujo paralelo se tomó la carcasa de la cámara de secado aproximada como un tubo rectangular. El primer paso es la determinación de las propiedades del aire para una temperatura media entre la entrada y salida. Las propiedades encontradas fueron conductividad, viscosidad, número de Prandtl y densidad. Posteriormente se halló el número de Reynolds, además de aplicar la ecuación de Dittus-Boelter para hallar el valor del Nusselt:

$$Re_p = \frac{v_{aire} \times Altura_{secador}}{\mu_i / \rho_i} \quad (47)$$

$$Nu_p = 0.023 Re_p^{0.8} Pr_i^{0.3} \quad (48)$$

$$Nu_p = \frac{h_p D_{hp}}{k_i} \quad (49)$$

$$D_{hfp} = \frac{2 Prof_{secador} \times Ancho_{secador}}{Prof_{secador} + Ancho_{secador}} \quad (50)$$

Re_p : Número de Reynolds para las paredes flujo paralelo.

μ_i : Viscosidad dinámica del aire interior $\left[\frac{kg}{ms}\right]$.

ρ_i : Densidad del aire interior $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

Nu_p : Número de Nusselt para las paredes flujo paralelo.

Pr_i : Número de Prandtl para el aire interior.

D_{hp} : Diámetro hidráulico de las paredes flujo paralelo [m].

k_i : Conductividad del aire interior $\left[\frac{W}{mK}\right]$.

h_p : Coeficiente convectivo para las paredes flujo paralelo $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

De esta manera se obtuvo la resistencia térmica de las paredes con flujo de aire paralelo.

$$R_{convip} = \frac{1}{h_p A_{pared}} \quad (51)$$

R_{convip} : Resistencia térmica por convección interna para paredes con flujo paralelo $\left[\frac{K}{W}\right]$.

Para las paredes con un flujo perpendicular de aire se utilizaron las ecuaciones de convección en placa plana, de esta manera se emplearon las siguientes ecuaciones:

$$Re_{pp} = \frac{v_{aire} \times Prof_{secador}}{\mu_i / \rho_i} \quad (52)$$

$$Nu_{pp} = 0.664Re_{pp}^{0.5}Pr_i^{\frac{1}{3}} \quad (53)$$

$$Nu_{pp} = \frac{h_{pp}Prof_{secador}}{k_i} \quad (54)$$

Re_{pp} : Número de Reynolds para las paredes flujo perpendicular.

Nu_{pp} : Número de Nusselt para las paredes flujo perpendicular.

h_{pp} : Coeficiente convectivo para las paredes flujo perpendicular $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

Se obtuvo la resistencia térmica con la siguiente expresión:

$$R_{convipp} = \frac{1}{h_{pp}A_{pared}} \quad (55)$$

$R_{convipp}$: Resistencia térmica por convección interna para paredes con flujo perpendicular $\left[\frac{K}{W}\right]$.

5.1.7.2 Resistencia térmica por conducción. Para el cálculo de la resistencia térmica por conducción se determinó la conductividad del material de las paredes y su espesor, para emplear la siguiente ecuación:

$$R_{cond} = \frac{e}{kA_{pared}} \quad (56)$$

e : Espesor de la pared [m].

k : Conductividad térmica del material de la pared $\left[\frac{W}{mK}\right]$.

5.1.7.3 Resistencia térmica por convección exterior y radiación. Para el cálculo de la resistencia térmica de convección exterior se asumió que hay una convección natural con el aire ambiente, esto debido a las bajas velocidades del aire exterior, además se tuvo en cuenta también el cálculo de pérdidas por radiación, aunque estas fuesen consideradas muy pequeñas debido a las temperaturas de las superficies de la cámara de secado.

El primer paso realizado fue el cálculo de las propiedades del aire requeridas (viscosidad, densidad, Prandtl, conductividad térmica y el coeficiente de expansión volumétrica) a una temperatura promedio entre la superficie y el ambiente. Posteriormente se calculó el número de Grashof mediante la siguiente expresión.

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_{amb})L^3}{\nu^2} \quad (57)$$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

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

T_w : Temperatura de superficie $[^{\circ}C]$.

L : Longitud por la cual pasa el aire $[m]$.

ν : Viscosidad cinemática $[Pa\cdot s]$.

El número de Nusselt y el coeficiente convectivo se calculan de la siguiente manera:

$$Nu_e = C(Gr \times Pr_e)^n \quad (58)$$

$$Nu_e = \frac{h_e \times \text{Altura}_{\text{secador}}}{k_e} \quad (59)$$

Nu_e : Número de Nusselt para el exterior del secador.

C : Constante dependiente de la naturaleza del flujo.

n : Exponente dependiente de la naturaleza del flujo.

h_e : Coeficiente convectivo exterior $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

k_e : Conductividad térmica del aire exterior $\left[\frac{W}{mK}\right]$.

La resistencia térmica por convección exterior queda de la siguiente forma:

$$R_{conve} = \frac{1}{h_e A_{pared}} \quad (60)$$

R_{conve} : Resistencia térmica por convección exterior $\left[\frac{K}{W}\right]$.

Para el cálculo de la pérdida de calor por radiación se tomó un coeficiente de radiación, con el objetivo de calcular una resistencia térmica por radiación.

$$h_{rad} = \sigma \epsilon_{sup} (T_w + T_{amb})(T_w^2 - T_{amb}^2) \quad (61)$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $\left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$.

ϵ : Emisividad de la superficie del secador.

El calor del calor por radiación de cada pared se determinó de la siguiente manera:

$$Q_{rad} = \frac{T_w - T_{amb}}{\frac{1}{h_{rad} A_{pared}}} \quad (62)$$

5.1.7.4 Pérdidas de calor total. Para determinar el calor total perdido, se aplicó la metodología de resistencias térmicas para cada una de las paredes y se determinó el calor en cada pared, posteriormente se sumaron y, por tanto, el cálculo del calor total perdido en la cámara de secado está dado por la siguiente ecuación:

$$Q_p = \sum Q_{paredp} + \sum Q_{paredpp} + \sum Q_{rad} \quad (63)$$

$$Q_{paredp} = \frac{(T_{isecador} - T_{amb})}{R_{convip} + R_{cond} + R_{conve}} \quad (64)$$

$$Q_{paredpp} = \frac{(T_{isecador} - T_{amb})}{R_{convipp} + R_{cond} + R_{conve}} \quad (65)$$

$\sum Q_{paredp}$: Sumatoria de calor en cada una de las paredes de flujo paralelo [kW].

$\sum Q_{paredpp}$: Sumatoria de calor en cada una de las paredes de flujo perpendicular [kW].

$\sum Q_{rad}$: Sumatoria de calor por radiación en cada una de las paredes del secador [kW].

Q_{paredp} : Calor perdido por las paredes con flujo interno paralelo [kW].

$Q_{paredpp}$: Calor perdido en las paredes con flujo interno perpendicular [kW].

Q_{rad} : Calor perdido por radiación en todas las paredes [kW].

5.2 RESULTADOS CÁMARA DE SECADO.

5.2.1 Resultados de los parámetros de secado. A partir de los cálculos mostrados en la metodología, a continuación, se muestran los resultados obtenidos para los parámetros iniciales de secado.

Tabla 9. Resultados de parámetros iniciales de secado.

Variable	Nomenclatura	Valor
Capacidad [Kg]	CAP	200
Masa seca [Kg]	M_{seca}	88.12
Masa húmeda [Kg]	M_{humeda}	111.9
Tiempo total de secado [h]	t_{secado}	33.9
Área superficial del grano de cacao [m ²]	S_L	0.001198
Masa de un grano [Kg]	M_{1grano}	0.002258
Área superficial del lote de cacao [m ²]	A_s	106.1

Fuente. Elaboración propia.

5.2.2 Resultados del análisis termodinámico. Teniendo en cuentas las propiedades obtenidas de entrada y salida en el secador, procedimos al cálculo del balance de energía y humedad para determinar el flujo masico de aire y flujo de calor en la cámara de secado, además de la determinación del área total de secado.

Tabla 10. Resultados del análisis termodinámico de la cámara de secado.

Variable	Nomenclatura	Valor
Humedad relativa de salida	ϕ_2	0.99
Temperatura salida aire [°C]	T_2	42
Flujo masico de aire [Kg/s]	\dot{m}_{aire}	0.6133
Masa humedad final del lote de cacao [kg]	M_{hfinal}	14
Flujo de calor en el secador [kW]	Q_T	3.423
Área mínima del secador [m ²]	A_{min}	26.53
Área espaciamento secador [m ²]	$A_{espaciamento}$	4.415
Área total de secado [m ²]	A_{secado}	34.03

Fuente. Elaboración propia.

5.2.3 Resultados dimensionamiento secador. Una vez obtenidos los resultados del balance térmico, se muestra a continuación los datos correspondientes al dimensionamiento de la cámara de secado.

Tabla 11. Resultados dimensionamiento del secador.

Variable	Nomenclatura	Valor
Numero de bandejas	$N_{bandeja}$	40
Área bandejas [m ²]	$A_{bandeja}$	0.8509
Ancho bandeja [m]	$Ancho_{bandeja}$	0.9454
Profundidad bandeja [m]	$Prof_{bandeja}$	0.9
Espesor bandeja [m]	$Altura_{bandeja}$	0.05
Ancho secador [m]	$Ancho_{secador}$	2.098
Profundidad secadora [m]	$Prof_{secaodor}$	2
Altura secadora [m]	$Altura_{secador}$	1.95
Perdidas en el secador [KW]	Q_p	1.64

Fuente: Elaboración propia.

5.2.4 Dimensionamiento componentes adicionales.

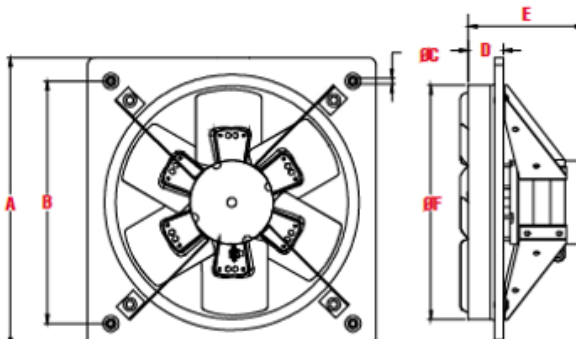
5.2.4.1 Selección del extractor. Para la selección del extractor que permitiera la salida de aire de la cámara de secado con el caudal requerido se empleó el catálogo Soler&Palau Ventilation Group donde se muestra una variedad de ventiladores para diferentes aplicaciones. Se seleccionó un extractor de tipo axial con estructura para atornillado que permitiera un fácil ensamblaje en la placa superior del secador.

Figura 20. Selección extractor de aire secador.

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Caudal a descarga litro nr/hr / CFM	Presión sonora dB (A)*	Peso aprox. kg
HXB - 400 / L	1625	1/8	127	3,190 / 1,876	60	14
HXB - 400 / H	1625	1/4	127	5,450 / 3,206	64	15
HXB - 500 / L	1625	1/2	127	7,630 / 4,488	68	19
HXB - 500 / H	1625	1/2	127	10,180 / 5,988	71	18
HXT - 400 / H	1725	1/4	208-230 / 460	5,450 / 3,206	64	15
HXT - 500 / L	1650	1/2	230 / 460	7,630 / 4,488	68	19
HXT - 500 / H	1650	1/2	230 / 460	10,180 / 5,988	71	18
HXT - 630 / L	1765	1	208-230 / 460	13,500 / 7,941	77	29
HXT - 630 / H	1760	1 1/2	208-230 / 460	15,930 / 9,371	78	29
HXT / 6-630 / L	1150	1/2	208-230 / 460	9,180 / 5,400	70	30
HXT / 6-630 / H	1130	3/4	208-230 / 460	12,590 / 7,406	73	35

		Dimensiones en mm				
		HXB 400	HXB 500	HXT 400	HXT 500	HXT 630
A		498	628	498	628	809
B		417	555	417	555	637
ØC		9.5	9.5	9.5	9.5	15.9
D		62	50	62	50	72
*E	L	188	232	-	210	310
	H	197	227	199	208	310
	ØD	402	497	402	497	633

*Ángulo de inclinación



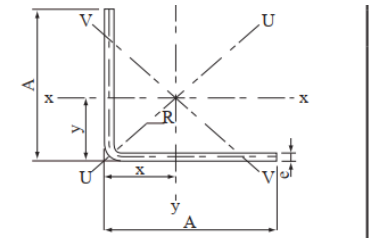
Fuente. Soler&Palau Ventilation Group. Catálogo industrial.

5.2.4.2 Selección de soportes cámara de secado. Para el apoyo del armazón de la cámara de secado se emplearon perfiles tipo L que funcionan como soportes en las cuatro esquinas del secador. Esta pieza del equipo es crítica debido a que tiene que resistir todos los esfuerzos generados por el peso de la estructura, adicional al peso del lote de cacao, es por esto por lo que mediante la herramienta SolidWorks se realizó un análisis de estático que permitiese

asegurar la resistencia mecánica de los soportes de la cámara de secado. En primera medida se seleccionó un perfil tipo L 50X50 de 3 milímetros de grosor, por cuestiones constructivas la altura del soporte es de 125 mm. En la siguiente imagen se muestra la selección:

Figura 21. Catalogo perfiles estructurales tipo L.

ESPECIFICACIONES GENERALES PERFIL L											
LARGO NORMAL:			6 (m) Perfiles estándares								
OTRAS DIMENSIONES:			A pedido, previa consulta								
CALIDAD COMERCIAL:			Acero ASTM A36 - SAE 1010								
TERMINACIÓN:			Extremos lisos de máquina								

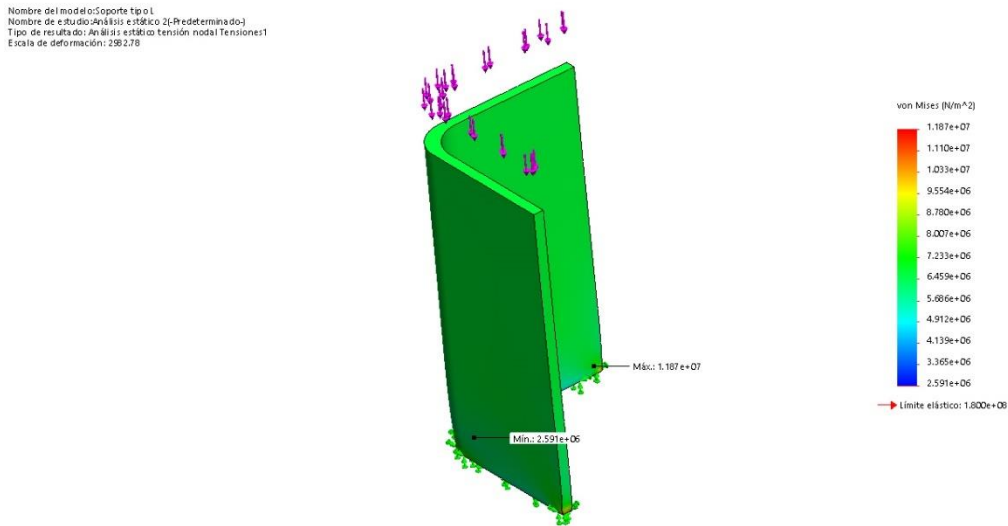


Dimensiones Nominales			Peso teórico	Area	Propiedades					
A	e	R			EJE X - X e Y - Y			EJE U - U	EJE V - V	
mm	m	m	Kgf/m	m ²	I	W	i	x=y	iuu	cm
50	2.00	2.00	1.52	1.93	4.86	1.33	1.59	1.34	2.01	0.99
	3.00	3.00	2.24	2.85	7.05	1.95	1.57	1.39	2.00	0.97
80	2.00	2.00	2.46	3.13	20.44	3.46	2.55	2.09	3.24	1.60
	3.00	3.00	3.65	4.65	30.02	5.12	2.54	2.14	3.23	1.58

Fuente. Tomado de Enabolco perfiles y vigas. Tabla perfil L. Disponible en: https://enabolco.com/wp-content/uploads/2020/05/Cuadro_Perfil_L.pdf

Además, mediante SolidWorks se pudo obtener el peso estructural del secador, el cual es de 528.01 kilogramos, los cuales tienen que ser sumados a los 200 kg por lote que son cargados al secador. Para cuestiones de seguridad se empleará una carga total sobre los soportes de 800 kilogramos. A continuación, se muestra el análisis estático realizado a los apoyos.

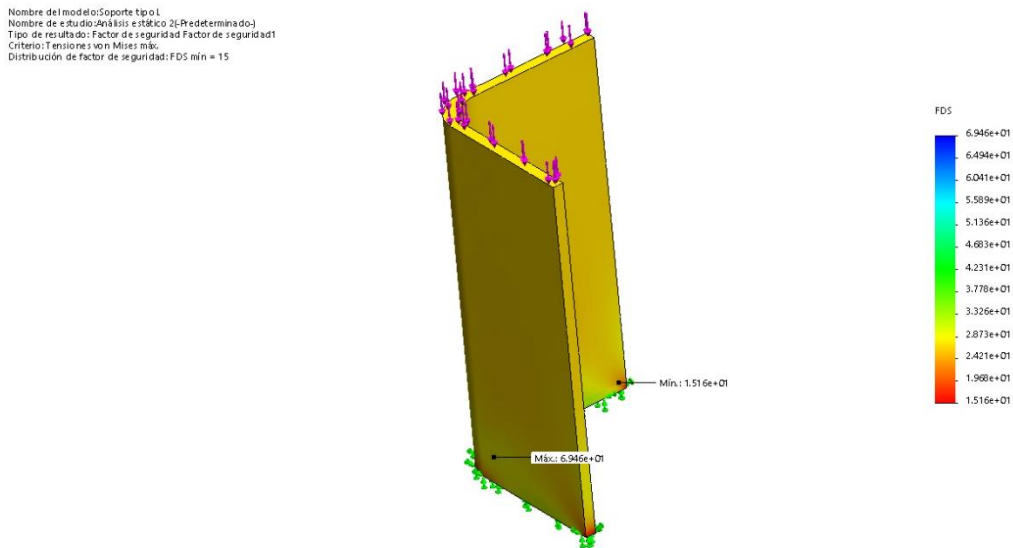
Figura 22. Análisis de esfuerzos soporte secador.



Fuente. Elaboración propia.

Como se puede notar los esfuerzos máximos encontrados mediante el análisis estático realizado a partir de la teoría de von Mises son inferiores al límite elástico del material AISI 1020 empleado en la fabricación del perfil, por lo cual se puede concluir que el soporte es capaz de aguantar las cargas estáticas aplicadas por la estructura y el lote de cacao. En la siguiente imagen se muestra una distribución del factor de seguridad en la pieza:

Figura 23. Análisis estático del factor de seguridad en soportes secador.



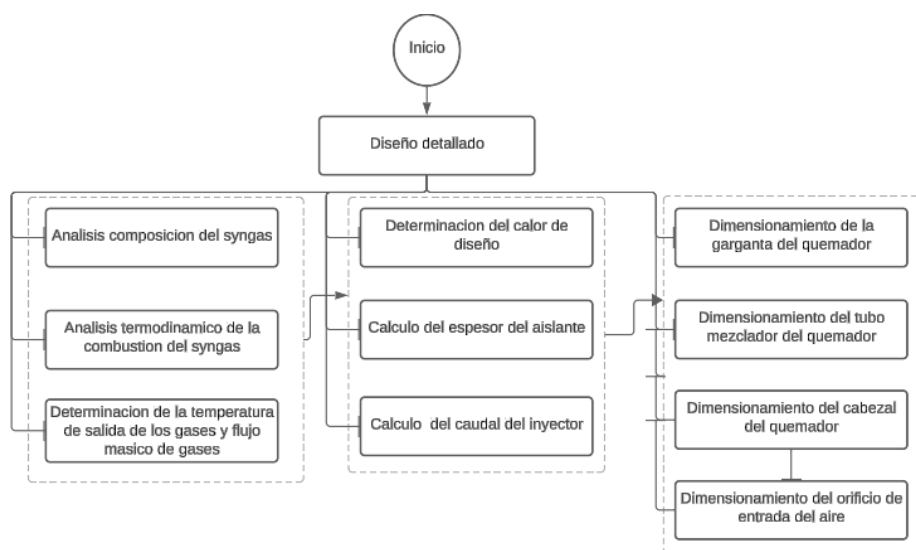
Fuente. Elaboración propia.

6. DISEÑO EN DETALLE CÁMARA DE COMBUSTIÓN

6.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

En el siguiente esquema se muestran los pasos metodológicos empleados para la concepción del diseño de la cámara de combustión.

Figura 24. Metodología diseño quemador.



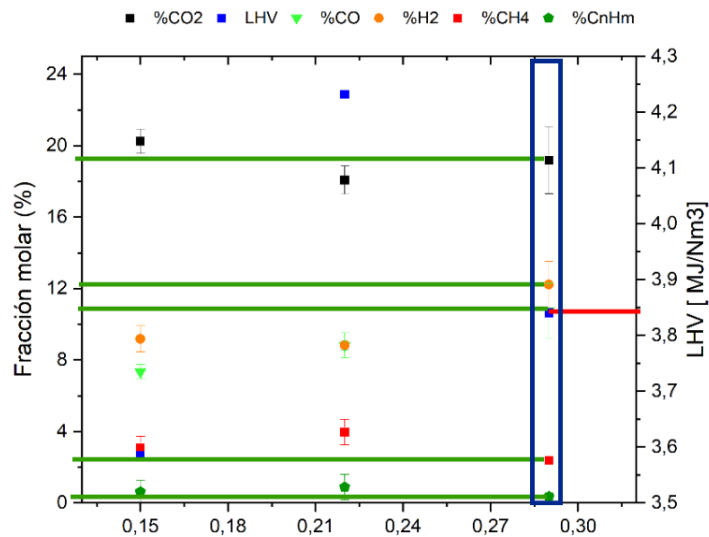
Fuente: Elaboración propia

6.1.1 Análisis termoquímico de la combustión del syngas. El primer paso para el proceso de diseño del quemador de syngas producido a partir de la cacota de cacao fue realizar un análisis termodinámico de la combustión llevada a cabo por este tipo de combustible, para esto fue importante conocer su composición. Esta se obtuvo a partir de los estudios realizados por Cortés Franco y Coral Villota ³⁵, donde muestran un análisis elemental del syngas de cacota

³⁵ CORTÉS FRANCO, Paula Alejandra y CORAL VILLOTA, Luis Manuel. Puesta en marcha y evaluación de una unidad piloto de gasificación tipo downdraft. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería Química, 2022. 40 p. [Consulta: 12 noviembre 2024].

de cacao producido por una gasificadora Downdraft ubicada en la sede Guatiguará de la Universidad Industrial de Santander. Para este caso se consideró una gasificación con relación de equivalencia de 0.29, debido a que permitía una mayor producción de gas de síntesis. A continuación, se muestra la composición del syngas para estas condiciones.

Figura 25. Composición del syngas para RE de 0.29.



Fuente. CORTÉS FRANCO, Paula Alejandra y CORAL VILLOTA, Luis Manuel. Puesta en marcha y evaluación de una unidad piloto de gasificación tipo downdraft.

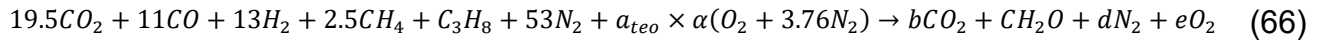
En la siguiente tabla se pueden ver los valores estimados para la composición química del syngas y su poder calorífico inferior.

Tabla 12. Composición química syngas de cacota de cacao.

Variable	Valor
%CO ₂	19.5
%CO	11
%H ₂	13
%CH ₄	2.5
%C _n H _m	1
%N ₂	53
LHV [MJ/Nm ³]	3.8

Fuente. Elaboración propia.

Una vez conocida la composición del syngas, se plantearon las ecuaciones teóricas de combustión con exceso de aire para 100 moles de combustible y de esta manera poder determinar la relación aire-combustible.



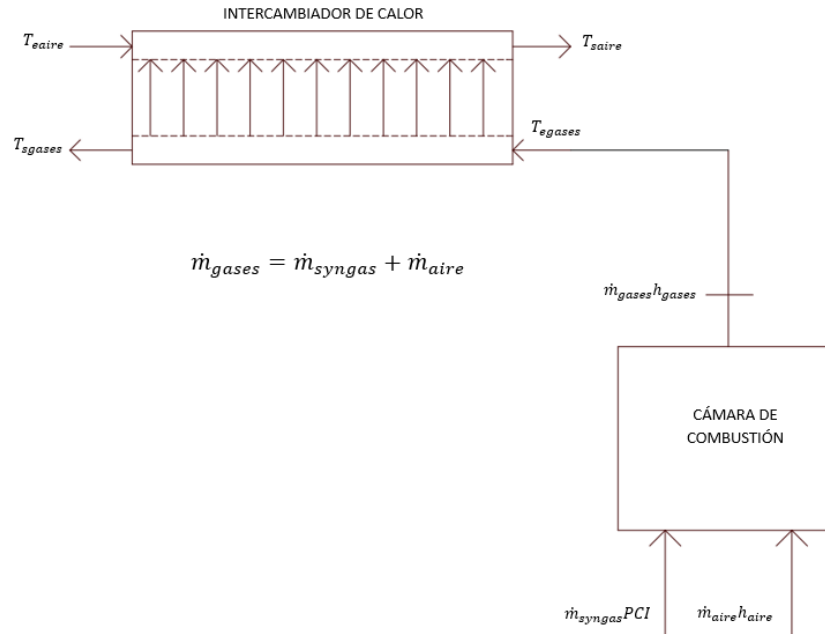
El balance químico se planteó de esta manera, debido a que se aplicará un exceso de aire que permite tener una combustión completa y, por tanto, no existe la presencia de monóxido de carbono en los gases de combustión. El exceso de aire seleccionado para la reacción fue estimado en $\alpha = 2.5$, basado en las investigaciones de Dion, Lefsrud, Orsar y Cimon ³⁶, donde experimentalmente presentó que una relación de equivalencia eficiente para la combustión de syngas en un quemador con flujo en torbellino (Swirl Burner) se presenta entre 1.6 y 2.6, además muestra que a medida que la relación de equivalencia aumenta se tiene una menor temperatura de llama y, por ende, menor intercambio de calor. Para tener una relación de equivalencia de 1.65 con una relación aire combustible estequiométrica de 1.58 se empleó un exceso de aire de 2.5.

La relación aire-combustible se determinó pasando los valores molares de la reacción a masa mediante el peso molecular y empleando la ecuación 17.

6.1.2 Cálculo de temperatura de llama y flujo másico de syngas. Para conocer el flujo másico de gases de combustión para el proceso de calentamiento de aire y, por ende, el flujo másico de combustible en la cámara de combustión era necesario saber la temperatura de los productos de la reacción. Para esto se realizó un proceso iterativo entre el intercambiador de calor y el quemador, realizando un balance de masa y energía en este último.

³⁶ DION, Louis-Martin, *et al.* Biomass Gasification and Syngas Combustion for Greenhouse CO₂ Enrichment. En: *BioResources*. Enero 2013. Vol. 8, no. 2, pp. 1531-1532.

Figura 26. Diagrama para cálculo de temperatura de gases de combustión a la salida.



Fuente. Elaboración propia.

El primer paso fue suponer una temperatura de entrada en el intercambiador, permitiéndonos así calcular un primer flujo másico de gases, debido a que el calor necesario de calentamiento de aire es conocido. Posteriormente, se emplearon las siguientes ecuaciones para determinar el flujo de syngas, y mediante el balance de energía en el quemador obtener la entalpía de salida de los gases y poder asociarla a una temperatura de estos.

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{aireCC} \quad (67)$$

$$\dot{m}_{aireCC} = R_{AC} \dot{m}_{syngas} \quad (68)$$

$$\dot{m}_{syngas} PCI + \dot{m}_{aireCC} h_{aireCC} = \dot{m}_{gases} h_{gases} + Q_{pCC} \quad (69)$$

\dot{m}_{syngas} : Flujo másico de gas de síntesis $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

\dot{m}_{aireCC} : Flujo másico de aire en la cámara de combustión $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

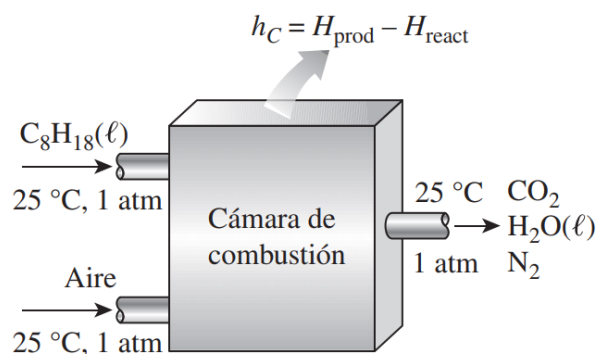
h_{gases} : Entalpía de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$.

Q_{pCC} : Calor de pérdida en el quemador $[kW]$.

El proceso se realizó iterativamente, reemplazando la temperatura de gases en la ecuación de calor del intercambiador, y obteniendo un nuevo flujo másico de gases, hasta poder estimar con un grado adecuado de exactitud la temperatura de salida de los productos del quemador.

El calor de pérdida del quemador se determinó mediante el análisis de entalpía de la combustión, conociendo la temperatura de salida de los productos y la temperatura de entrada de los reactivos, además de sus flujos másicos, se pudo conocer la cantidad de energía que no pasa de reactivos a productos y se pierde en el quemador.

Figura 27. Esquema perdidas de calor en cámara de combustión.



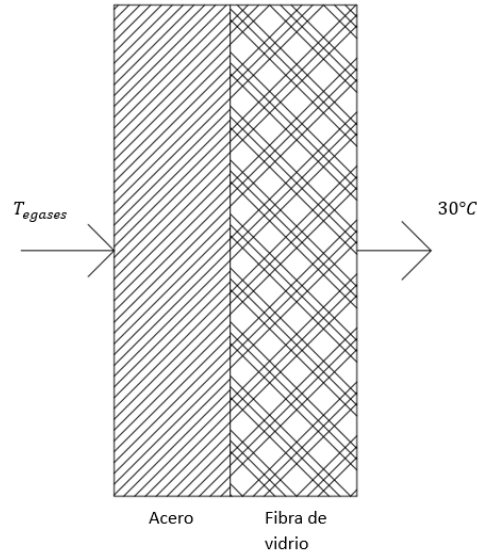
Fuente. CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. McGraw-Hill, 2011. pp.785.

6.1.3 Dimensionamiento del quemador. Una vez conocido los flujos másicos de aire y combustible, además de sus condiciones termodinámicas, se procedió a dimensionar el dispositivo para llevar a cabo la reacción. Para el diseño del quemador atmosférico se empleó la metodología y recomendaciones de la AGA (American Gas Association) sintetizados en el libro Fuels and Combustion de Smith ³⁷. El tipo de quemador a diseñar es atmosférico de premezcla con configuración de puertos de salida en línea recta, como el ejemplo que se muestra en la imagen.

³⁷ SMITH, Marion y STINSON, Karl. Gas and Oil Burners. En: Fuels and Combustion. New York: McGraw-Hill Company, 1952. p. 197-235.

la temperatura máxima de salida de gases de combustión y requiriendo que la temperatura de pared exterior fuera de 30°C por seguridad.

Figura 29. Diagrama de conducción paredes intercambiador de calor.



Fuente. Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas para el cálculo del espesor de aislamiento fueron las siguientes:

$$Q_{ppc} = Q_{ppL} + Q_{ppF} \quad (71)$$

$$Q_{ppL} = 2A_{paredL} \left(\frac{T_{egases} - T_{ext}}{\frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{fibra}}{k_{fibra}}} \right) \quad (72)$$

$$Q_{ppF} = 2A_{paredF} \left(\frac{T_{egases} - T_{ext}}{\frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{fibra}}{k_{fibra}}} \right) \quad (73)$$

Q_{ppL} : Perdidas de calor pared lateral intercambiador de calor [kW].

Q_{ppF} : Perdidas de calor pared frontal intercambiador de calor [kW].

A_{paredL} : Área de pared lateral intercambiador de calor [m^2].

A_{paredF} : Área de pared frontal intercambiador de calor [m^2].

T_{ext} : Temperatura superficie exterior [°C].

e_{acero} : Espesor de la pared de acero [m] .

e_{fibra} : Espesor de la pared de fibra de vidrio [m] .

k_{acero} : Conductividad térmica del acero $\left[\frac{W}{mk}\right]$.

k_{fibra} : Conductividad térmica de la fibra de vidrio $\left[\frac{W}{mk}\right]$.

6.1.3.2 Dimensionamiento inyector. Conociendo el caudal total de syngas en la combustión, se empleó la siguiente ecuación para determinar el caudal del inyector.

$$q_{inyector} = 68880 C_q A_{inyector} \sqrt{\frac{pP}{Td}} \quad (74)$$

$q_{inyector}$: Caudal del inyector $\left[\frac{ft^3}{h}\right]$.

C_q : Coeficiente de descarga.

$A_{inyector}$: Área del inyector [in^2].

p : Caída de presión a través del orificio del inyector [$in H_2O$].

d : Gravedad específica del syngas respecto al aire.

P : Presión de entrada del syngas [$in Hg$].

T : Temperatura [R].

El área de inyector se selecciona a partir de los tamaños de broca estandarizados, que se muestran en la tabla DMS en el anexo A. Debido a la alta cantidad de combustible para el proceso se decidió dividir la inyección de syngas en cinco quemadores, de tal manera que se seleccionó el tamaño estándar DMS-H.

6.1.3.3 Dimensiones externas del quemador. Debido a la división del calor de diseño en cinco quemadores, se calculó la capacidad energética de este mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{quemador} = \frac{Q_{diseño}}{N_{quemadores}} \times 3412.4 \quad (75)$$

$Q_{quemador}$: Calor por quemador $\left[\frac{BTU}{h}\right]$.

$N_{quemadores}$: Número de quemadores.

Según las recomendaciones de la AGA para una relación entre área de puertos y área de garganta de 1, la cual se seleccionó para disminuir la cantidad de orificios de salida del quemador, pero de tal manera que se asegurara que el área orificios de salida fuera suficiente, la capacidad por pulgada cuadrada de área de puerto es de 8100 $\left[\frac{BTU}{h \text{ in}^2}\right]$ como se muestra en el anexo B, así que el área de puertos de salida del quemador se determinó de la siguiente manera.

$$A_{puertos} = \frac{Q_{quemador}}{8100} \quad (76)$$

$A_{puertos}$: Área total de puertos $[in^2]$.

Para el cálculo del número total de puertos se decidió seguir la recomendación de tamaño estandarizado DMS de puerto dado por la AGA para quemadores atmosféricos de gas manufacturado, como se muestra en la siguiente tabla.

Figura 30. Tamaños máximos de puertos para diferentes tipos de gases.

TABLE 6-2. RECOMMENDED MAXIMUM PORT SIZES*

Burner for	Drilled ports, DMS No.	Slotted ports, width, in.	
		Where flames do not coalesce, i.e., do not impinge on each other	Where flames coalesce
Natural gas.....	30-32	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{16}$
Mixed gas.....	34-36	$\frac{5}{64}$	$\frac{3}{64}$
Manufactured gas.....	38-40	$\frac{5}{64}$	$\frac{3}{64}$
Natural and manufactured gases.....	34-36	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{16}$
Butane or propane.....	32	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{16}$
All gases.....	34	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{16}$

* AGA Bull. 10. 1940.

Fuente. SMITH, Marion y STINSON, Karl. Gas and Oil Burners. En: Fuels and Combustion. New York: McGraw-Hill Company, 1952. p. 208.

$$N_{puertos} = \frac{A_{puertos}}{A_{1puerto}} \quad (77)$$

$N_{puertos}$: Número de puertos.

$A_{1puerto}$: Área de un puerto (DMS 34) [in^2].

Se decidió configurar un quemador de 3 filas de puertos, ya que, según la metodología de diseño de la AGA, para un quemador de más de 3 filas se deben insertar agujeros de entrada de aire secundario, lo que complica la manufactura del dispositivo. La separación entre puertos recomendada para un diámetro menor de 1 in es entre 3/8 y 9/32 in. De esta manera se obtuvieron las dimensiones exteriores del quemador.

$$Ancho_{quemador} = N_{filas}D_{puerto} + 4e_{puertos} \quad (78)$$

$$Largo_{quemador} = \left(\frac{N_{puertos}}{N_{filas}} - 1 \right) e_{puertos} + D_{puerto} + 2e_{puertos} \quad (79)$$

$Ancho_{quemador}$: Ancho del quemador [in].

$Largo_{quemador}$: Largo del quemador [in].

N_{filas} : Número de filas de puertos.

D_{puerto} : Diámetro de puerto [in].

$e_{puertos}$: Espaciamiento entre puertos [in].

6.1.3.4 Dimensionamiento de garganta. Para el cálculo del tamaño de garganta se empleó la relación área de garganta-área de puertos seleccionada para el dimensionamiento general del secador, de esta manera las ecuaciones para la garganta son:

$$A_{garganta} = A_{puertos} \quad (80)$$

$$A_{garganta} = \frac{\pi D_{garganta}^2}{4} \quad (81)$$

$A_{garganta}$: Área de sección transversal para la garganta [in^2].

$D_{garganta}$: Diámetro de garganta [in].

Para la distancia entre el inicio de la garganta del quemador y la salida del inyector se siguieron las recomendaciones de la AGA donde para un diámetro de spud inferior al diámetro de garganta se puede tomar una distancia entre 0.5 y 2 diámetros de garganta, ya que esta medida no es crítica.

6.1.3.5 Dimensionamiento tubo mezclador. El tubo mezclador es dividido en dos secciones, vertical y horizontal. Según la norma de diseño dada por AGA la longitud total de tubo para mezcla de aire y combustible debe ser mínimo 6 veces el diámetro de garganta y el ángulo de apertura de este debe estar entre los 0° y 3°. Se emplearon las siguientes ecuaciones:

$$L_{mezclador} = \frac{Largo_{quemador}}{2} - D_{g-i} \quad (82)$$

$$d_{Tmezclador} = 8.64D_{garganta} \quad (83)$$

$$h_{mezclador} = d_{Tmezclador} - L_{mezclador} \quad (84)$$

$L_{mezclador}$: Longitud horizontal del tubo mezclador [in].

D_{g-i} : Distancia entre garganta e inyector [in].

$d_{Tmezclador}$: Distancia total del tubo mezclador [in].

$h_{mezclador}$: Altura del tubo mezclador [in].

6.1.3.6 Dimensionamiento cabezal. Según la AGA el área del cabezal es recomendable que esté entre 1.5 y 2 veces el área total de puertos.

$$D_{ecabezal} = D_{g-i} + 2d_{Tmezclador} \tan(\alpha_{mezclador}) \quad (85)$$

$$A_{cabezal} = \frac{1.5A_{puertos}}{2} \quad (86)$$

$$W_{cabezal} = Ancho_{quemador} - e_{paredquemador} \quad (87)$$

$$h_{cabezal} = \frac{A_{cabezal}}{W_{cabezal}} \quad (88)$$

$D_{ecabezal}$: Diámetro de entrada al cabezal [*in*].

$\alpha_{mezclador}$: Ángulo de apertura del tubo mezclador.

$A_{cabezal}$: Área transversal del cabezal [*in*²].

$W_{cabezal}$: Ancho de cabezal [*in*].

$e_{paredquemador}$: Espesor de la pared del quemador [*in*].

$h_{cabezal}$: Altura del cabezal [*in*].

6.1.3.7 Dimensionamiento entrada de aire. El área del obturador para la entrada de aire al quemador está recomendada entre 1.25 y 2.25 veces el área de puertos del quemador.

$$A_{eaire} = 1.5A_{puertos} \quad (89)$$

A_{eaire} : Área entrada de aire [*in*²].

6.2 RESULTADOS CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

6.2.1 Análisis termoquímico combustión del syngas. Para la determinación de la relación aire-combustible, se obtuvieron los siguientes valores del análisis estequiométrico.

Tabla 13. Valores de los compuestos en el balance estequiométrico completo.

Variable	Nomenclatura	valor
Moles de CO ₂ [mol]	b	36
Moles de H ₂ O [mol]	c	22
Moles de N ₂ [mol]	d	259,9
Moles de O ₂ [mol]	e	33
Relación aire-combustible	R _{AC}	2,747

Fuente. Elaboración propia.

6.2.2 Temperatura de llama y flujo de combustible. Los resultados obtenidos de flujo de syngas y gases, posteriormente encontrados al proceso iterativo fueron los siguientes.

Tabla 14. Resultados del syngas y gases en la salida de la cámara de combustión.

Variable	Nomenclatura	valor
Flujo masico de syngas [Kg/s]	\dot{m}_{syngas}	0,009613
Flujo masico de gases a la salida de la cámara de combustión [Kg/s]	\dot{m}_{gases}	0,03602
Entalpia de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión [KJ/Kg]	$h_{gasesCC}$	779,076
Temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión [°C]	$T_{salidagases}$	661,5

Fuente. Elaboración propia.

6.2.3 Dimensiones quemador. Las dimensiones obtenidas en el diseño de los quemadores fueron las siguiente.

Tabla 15. Resultados dimensionamiento quemadores.

Variable	Nomenclatura	valor
Calor de diseño [BTUh]	$Q_{diseño}$	136451,4786
Calor perdido paredes [BTUh]	Q_{ppc}	6882,286
Espesor aislamiento [m]	e_{fibra}	0,01
Caudal inyector $\left[\frac{ft^3}{h}\right]$.	$q_{inyector}$	200,2
Calor por quemador [BTUh]	$Q_{quemador}$	27292
Área de puertos [in^2].	$A_{puertos}$	3,369
Área de 1 puerto [in^2].	$A_{1puerto}$	0,00968
Numero de puertos	$N_{puertos}$	366
Ancho quemador [in].	$Ancho_{quemador}$	1,458
Largo quemador [in].	$Largo_{quemador}$	34,99
Área garganta [in^2].	$A_{garganta}$	3,256
Largo tubo mezclador [in].	$L_{mezclador}$	15,46
Distancia total tubo mezclador [in].	$d_{Tmezclador}$	14,66
Altura tubo mezclador [in].	$h_{mezclador}$	2,135
Diámetro de entrada del cabezal [in].	$D_{cabezal}$	3,06
Área del cabezal [in].	$A_{cabezal}$	2,442
Altura cabezal [in].	$h_{cabezal}$	2,549
Área entrada de aire [in^2].	A_{aire}	4,884

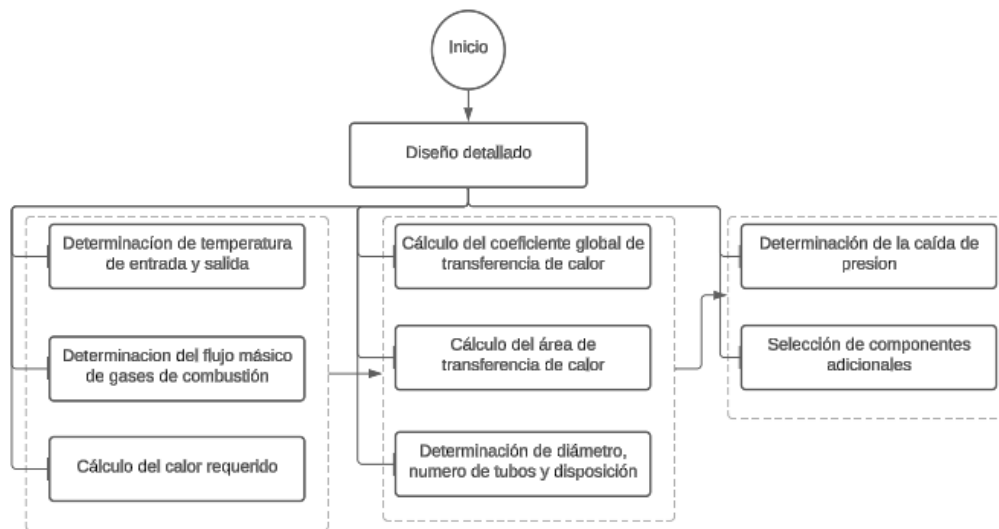
Fuente. Elaboración propia.

7. DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR

7.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el siguiente esquema se muestran los pasos metodológicos empleados para la concepción del diseño del intercambiador de calor.

Figura 31. Metodología de diseño intercambiador de calor.



Fuente: Elaboración propia.

7.1.1 Cálculo de parámetros de secado y calor del intercambiador. En la siguiente tabla se enlistan las condiciones de entrada del aire al intercambiador de calor, además de las condiciones de salida establecidas por el cálculo previo de la cámara de secado.

Tabla 16. Parámetros de entrada de aire al intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Temperatura entrada [°C]	T_{eaire}	25
Calor específico $\left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right]$	C_{paire}	1.007
Temperatura salida [°C]	T_{saire}	50
Flujo másico de aire $\left[\frac{kg}{s}\right]$	\dot{m}_{aire}	0.613

Fuente. Elaboración propia.

El calor necesario en el intercambiador de calor se calculó mediante la siguiente expresión:

$$Q_{IC} = \dot{m}_{aire} C_{p,aire} (T_{s,aire} - T_{e,aire}) \quad (90)$$

Q_{IC} : Calor en el intercambiador de calor [kW].

El calor total de calentamiento de aire se divide entre convección de gases de combustión y radiación aportada por la llama del quemador. Como se contempló un aprovechamiento de la radiación generada por la llama expuesta a los tubos del intercambiador de calor, por ende, se decidió añadir al diseño la disposición de los quemadores en la parte inferior, de esta manera se tendría una ventaja en costos debido al menor tamaño del equipo considerando los siguientes parámetros.

Tabla 17. Parámetros iniciales para el cálculo del calor por radiación y convección.

Variable	Nomenclatura	Valor
Área de radiación del quemador de gas de síntesis [m ²]	A_{rad}	0,12
Factor de visión entre el quemador y los tubos del intercambiador	$F_{visión}$	4,886
Temperatura de llama [°K]	T_{llama}	1123
Temperatura de la superficie del tubo del intercambiador de calor [°K]	T_{tubo}	310,5
Emisividad de la fracción molar de CO ₂ en los gases de combustión	ϵ_{CO_2}	0,08
Emisividad de la fracción molar de H ₂ O en los gases de combustión	ϵ_{H_2O}	0,04
Factor de corrección de la emisividad	$\Delta\epsilon$	0

Fuente. Elaboración propia.

Además, se calculó cuanto es el aporte energético de la radiación mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{radIC} = A_{rad}\sigma F_{vision}\epsilon_{llama}(T_{llama}^4 - T_{tubo}^4) \quad (91)$$

$$\epsilon_{llama} = \epsilon_{CO2} + \epsilon_{H2O} - \Delta\epsilon \quad (92)$$

$$Q_{IC} = Q_{radIC} + Q_{convIC} \quad (93)$$

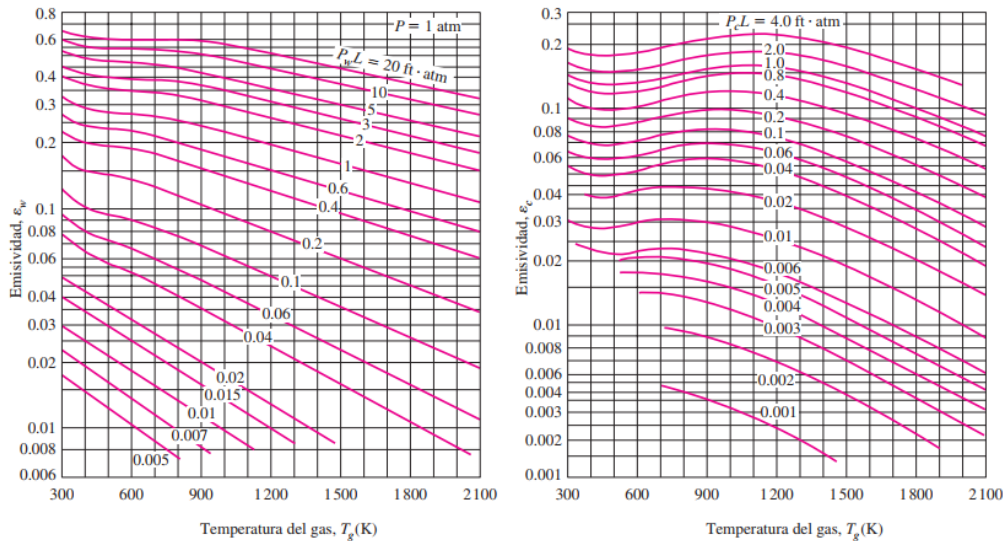
Q_{radIC} : Calor por radiación de llama sobre tubos del intercambiador de calor [kW].

ϵ_{llama} : Emisividad de la llama.

Q_{convIC} : Calor de convección en el intercambiador de calor [kW].

La emisividad de la llama depende de la fracción molar de dióxido de carbono y agua en los gases de combustión y por ende de sus presiones parciales. Estos datos son obtenidos del cálculo del quemador, donde se realizó la estequiometría de combustión para el gas de síntesis. Otro factor que afecta la emisividad de los gases es la longitud media de haz, este factor representa una longitud equivalente para el sistema de radiación la cual es usada para el cálculo de la emisividad mediante curvas experimentales, en este caso se tomó 1.8 veces la distancia entre el plano radiante (quemadores) y el receptor (tubos) debido a la geometría del sistema.

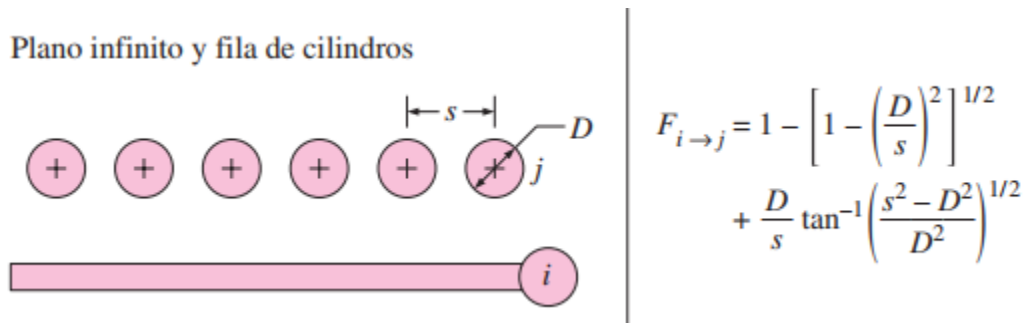
Figura 32. Curvas de emisividad para CO2 Y H2O.



Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011. pp.768.

El factor de visión empleado es el que se muestra en la siguiente figura, ya que se aproxima bastante bien a la geometría del intercambiador de calor, donde se tiene una cama de quemadores que irradian energía hacia un banco de tubos superior.

Figura 33. Factor de visión radiación intercambiador de calor.



Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011. pp.736.

7.1.2 Dimensionamiento del intercambiador de calor. Una vez obtenido los calores en el intercambiador de calor, se procedió al dimensionamiento de este mediante el método de la temperatura media logarítmica. Se emplearon las siguientes expresiones matemáticas:

$$Q_{convIC} = UA_{transf}F(LMTD) \quad (94)$$

$$LMTD = \frac{(T_{egases} - T_{saire}) - (T_{sgases} - T_{eaire})}{\ln \left(\frac{T_{egases} - T_{saire}}{T_{sgases} - T_{eaire}} \right)} \quad (95)$$

Q_{convIC} : Calor por convección en el intercambiador de calor [kW].

U : Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$.

A_{transf} : Área de transferencia de calor del intercambiador de calor [m²].

F : Factor de corrección.

$LMTD$: Temperatura media logarítmica [°C].

En la metodología de cálculo se supuso un primer valor de coeficiente global de transferencia de calor, de acuerdo con la teoría de intercambiadores de calor gas-gas.

Figura 34. Coeficiente global típico para intercambiador gas-gas.

TABLA 11-1
Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor

Tipo de intercambiador de calor	$U, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†] 400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†] 400-4 000 [‡]

* Multiplíquense los valores de la lista por 0.176 para convertirlos en Btu/h · ft² · °F.

† Con base en el área superficial del lado del agua.

‡ Con base en el área superficial del lado del agua o del vapor de agua.

Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011. pp.634.

Por medio de las ecuaciones se determinó un área de transferencia de calor necesaria y un número de tubos, mediante un proceso iterativo con el coeficiente global de transferencia de calor y teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

Tabla 18. Parámetros para el cálculo del coeficiente global de transferencia corregido.

Variable	Nomenclatura	Valor
Factor de incrustación interno del intercambiador de calor [W/m ² K]	R_{fi}	0,0004
Factor de incrustación externo del intercambiador de calor [W/m ² K]	R_{fo}	0,001
Longitud del tubo [m]	L_{tubo}	0,89
Numero de pasos por tubo	N_{pasos}	1

Fuente. Elaboración propia.

$$\frac{1}{U_{\text{corregido}i}A_i} = \frac{1}{U_{\text{corregido}o}A_o} = \frac{1}{h_{iIC}A_i} + \frac{1}{h_{oIC}A_o} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k_{\text{tubo}}L_{\text{tubo}}N_{\text{tubo}}} \quad (96)$$

$U_{\text{corregido}i}$: Coeficiente global de transferencia interno de calor corregido $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

$U_{\text{corregido}o}$: Coeficiente global de transferencia externo de calor corregido $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

h_{iIC} : Coeficiente convectivo interno del intercambiador de calor $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

h_{oIC} : Coeficiente convectivo externo del intercambiador de calor $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

A_o : Área externa de transferencia de calor $[m^2]$.

A_i : Área interna de transferencia de calor $[m^2]$.

N_{tubos} : Número de tubos.

7.1.2.1 Análisis externo del intercambiador de calor. Con el área de transferencia de calor obtenida y el número de tubos necesarios, se decidió realizar la implementación de aletas para el banco de tubos, para de esta manera reducir un 50% el número de tubos, compensando esa área de transferencia de calor mediante las aletas anulares soldadas en los tubos. Se empleó una configuración alineada en el banco de tubos y se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones:

Tabla 19. Parámetros coeficiente convectivo externo del intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Numero de Prandtl para los gases exteriores en el intercambiador de calor	Pr_{oIC}	0,735
Factor de corrección por filas	F_{filas}	0,9
Separación longitudinal [m]	S_T	0,07965
Separación entre exterior de tubos [m]	S_{et}	$0.3D_o$

Fuente. Elaboración propia.

Para determinar el coeficiente convectivo exterior se emplearon correlación de Zhukauskas:

$$Nu_{oIC} = C(Re_{oIC})^m(Pr_{oIC})^{0.36}F_{filas} \quad (97)$$

$$Re_{oIC} = \frac{\rho_{gasesIC} V_{max} D_o}{\mu_{gasesIC}} \quad (98)$$

$$V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D_o} \right) V_{gasesIC} \quad (99)$$

$$h_{oIC} = \frac{Nu_{oIC} k_{gasesIC}}{D_o} \quad (100)$$

Nu_{oIC} : Número de Nusselt externo para el intercambiador de calor.

C, m : Constantes que dependen del Reynolds y disposición del banco de tubos.

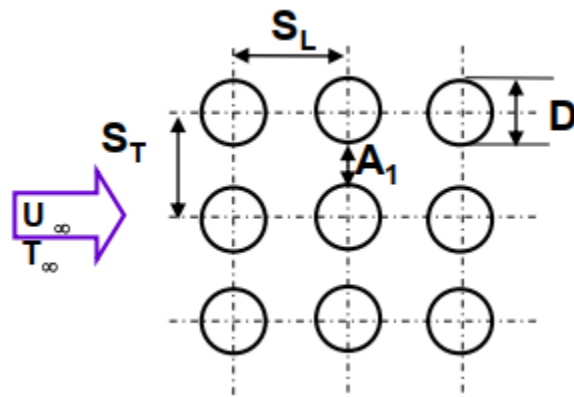
Re_{oIC} : Número de Reynolds para el flujo externo en el intercambiador de calor.

V_{max} : Velocidad máxima de los gases en el banco de tubos $\left[\frac{m}{s} \right]$.

$V_{gasesIC}$: Velocidad de entrada de los gases al banco de tubos $\left[\frac{m}{s} \right]$.

En base a la configuración alineada del banco de tubos se determinó la velocidad máxima.

Figura 35. Configuración alineada del banco de tubos.



Fuente. FUENTES DÍAZ, David. Transferencia de calor. Convección forzada [Diapositivas]. 2011. [Consultado 23 de octubre de 2024].

Posteriormente se calculó la velocidad de entrada de los gases de combustión mediante el flujo volumétrico.

$$\dot{V}_{gases} = V_{gases}A_{ductogases} \quad (101)$$

$$A_{ductogases} = Ancho_{ducto} \times Altura_{ducto} \quad (102)$$

$$Ancho_{ducto} = L_{tubo} \quad (103)$$

$$Altura_{ducto} = [(N_{columnas} + 1) \times S_{et}] \quad (104)$$

$A_{ductogases}$: Área transversal ocupada por el banco de tubos [m^2].

$Ancho_{ducto}$: Ancho del ducto [m].

$Altura_{ducto}$: Altura del ducto [m].

V_{gases} : Velocidad de entrada de los gases de combustión [$\frac{m}{s}$].

Posteriormente se determinó el área exterior del intercambiador de calor con aletas, para esto se definieron los siguientes parámetros.

Tabla 20. Dimensiones de las aletas.

Variable	Nomenclatura	Valor
Espesor de aleta [m]	e_{aleta}	0.001
Altura de aleta [m]	h_{aleta}	$\frac{S_{et}}{2}$

Fuente. Elaboración propia.

Para conocer el área de transferencia que deben cubrir las aletas, se dividió el número de tubos calculado mediante el método de la temperatura media logarítmica en 2 y posteriormente se le restó al valor de área de transferencia total calculada el área exterior sin aletas que tiene esta nueva cantidad de tubos.

$$A_{aletas} = A_{transf} - A_{sinaletas} \quad (105)$$

$$A_{sinaletas} = \frac{\pi D_o Esp_{aleta} (N_{aletastubo} + 1) N_{tubos}}{2} \quad (106)$$

$$A_o = \eta_{aleta} A_{aletas} + A_{sinaletas} \quad (107)$$

$$N_{aletas} = \frac{A_{aletas}}{A_{1aleta}} \quad (108)$$

$$N_{aletastubo} = \frac{N_{aletas}}{\frac{N_{tubos}}{2}} \quad (109)$$

A_{aletas} : Área de aletas [m^2].

$A_{sinaletas}$: Área exterior sin aletas [m^2].

Esp_{aleta} : Espaciamiento entre aletas [m].

$N_{aletastubo}$: Número de aletas por tubo.

N_{tubos} : Número de tubos del intercambiador de calor.

η_{aleta} : Eficiencia de las aletas.

A_{1aleta} : Área de una aleta [m^2].

Los cálculos de área de 1 aleta y eficiencia de la aleta se realizaron mediante las ecuaciones presentadas por Cengel ³⁸.

Figura 36. Cálculos de dimensiones para 1 aleta.

Aletas circulares de perfil rectangular

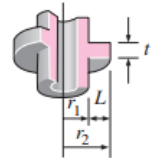
$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{aleta} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011. p. 170.

³⁸ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011. p. 170.

7.1.2.2 Análisis interno del intercambiador de calor. Para el cálculo del coeficiente convectivo interior se empleó la siguiente correlación:

$$Re_{iIC} = \frac{v_{airei} \rho_{airei} D_i}{\mu_{airei}} \quad (110)$$

$$Nu_{iIC} = 0,023 Re_{iIC}^{0.8} Pr_{iIC}^{0.4} \quad (111)$$

$$h_{iIC} = \frac{Nu_{iIC} k_{aireIC}}{D_i} \quad (112)$$

Re_{iIC} : Número de Reynolds interior del intercambiador de calor.

v_{airei} : Velocidad del aire interior en el intercambiador de calor $\left[\frac{m}{s}\right]$.

D_i : Diámetro interior de los tubos del intercambiador de calor [m].

Nu_{iIC} : Número de Nusselt interior del intercambiador de calor.

Pr_{iIC} : Número de Prandtl interior del intercambiador de calor.

h_{iIC} : Coeficiente convectivo interior del intercambiador de calor $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.

Los diámetros de los tubos del intercambiador de calor fueron calculados respecto al caudal de aire que pasase por cada uno de estos.

$$\frac{\dot{V}_{aire}}{N_{tubos}} = \frac{v_{aire} \pi D_i^2}{4} \quad (113)$$

Las dimensiones del diámetro exterior y espesor de tubería fueron tomadas del catálogo de Ternium Colombia. Las propiedades del aire para los cálculos son las siguientes:

Tabla 21. Parámetros iniciales coeficiente interno de convección intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Densidad del aire interior del intercambiador de calor [Kg/m ³]	ρ_{airei}	1,136
Viscosidad dinámica del aire interior del intercambiador de calor [Pa-s]	μ_{airei}	0,00001905
Número de Prandtl para el aire interior del intercambiador de calor	Pr_{iIC}	0,7059
Conductividad térmica del aire interior del intercambiador de calor [W/mK]	k_{aireIC}	0,02717

Fuente. Elaboración propia.

A partir de esto se determinó el área interna de transferencia.

$$A_i = \frac{\pi D_i L_{tubo} N_{tubos} N_{pasos}}{2} \quad (114)$$

7.1.3 Determinación de la caída de presión. Para el cálculo de la caída de presión se tomaron en dos: caída de presión por fricción en ductos y caída por accesorios.

Para la caída de presión por fricción se empleó la ecuación de Darcy.

$$\Delta P = F_{friccion} \frac{L v^2}{D 2g} \quad (115)$$

ΔP : Pérdida de carga de presión [m].

$F_{friccion}$: Factor de fricción.

L : Longitud tubería [m].

D : Diámetro tubería [m].

v : Velocidad del aire $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Las condiciones de cada uno de los ductos del sistema se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 22. Condiciones para cálculo de pérdida de carga.

Ducto	Longitud [m]	Diámetro[m]	Factor de fricción	Velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$
Ventilador-IC	0.3	0.217	0.0165	14.5
IC	0.89	0.05747	0.0178	26
IC-Secador	0.3	0.6163	0.0208	1.4

Fuente. Elaboración propia.

Los factores de fricción se calcularon mediante el diagrama de Moody para el diámetro mostrado y con el material de cada ducto.

Por otro lado, se determinó la caída de presión por accesorios en el sistema mediante la siguiente expresión:

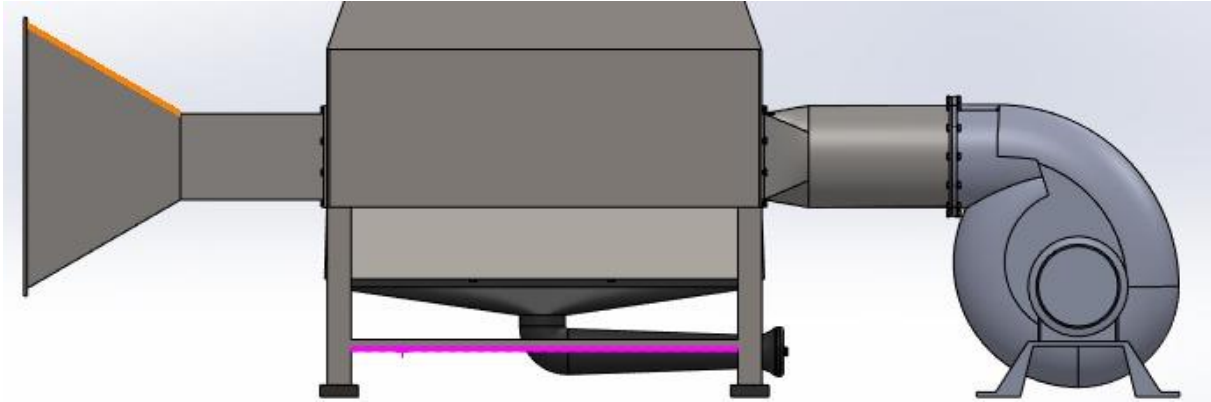
$$h_L = K_L \frac{v^2}{2g} \quad (116)$$

h_L : Pérdida de carga por accesorios [m].

K_L : Coeficiente de pérdida menor.

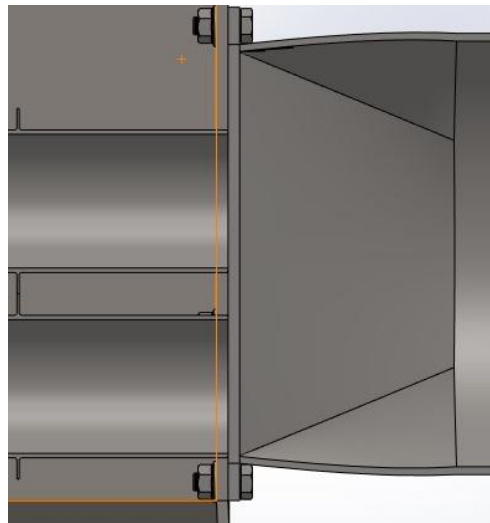
El sistema en sus ductos cuenta con tres tipos de accesorios, una reducción de área en la entrada del intercambiador de calor, una expansión a la salida del intercambiador y una entrada repentina en la reducción de área dentro intercambiador de calor.

Figura 37. Reducción y expansión gradual en el IC.



Fuente. Elaboración propia.

Figura 38. Reducción repentina entrada IC.



Fuente. Elaboración propia.

Tabla 23. Coeficiente de pérdida menor para accesorios.

Accesorio	Coeficiente de pérdida	Velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$
Contracción gradual entrada IC a 20°	0.1	14.59
Expansión gradual salida IC a 60°	0.07	9.01
Reducción repentina tubos IC	0.47	26

Fuente. Elaboración propia.

La pérdida de carga total se obtuvo de la sumatoria de las pérdidas por fricción y pérdidas menores:

$$\Delta P_{sistema} = \sum \Delta P + \sum h_L \quad (117)$$

$\Delta P_{sistema}$: Caída de presión total del sistema [m].

$\sum \Delta P$: Pérdidas totales por fricción [m].

$\sum h_L$: Pérdidas totales por accesorios [m].

7.2 RESULTADOS INTERCAMBIADOR DE CALOR.

7.2.1 Condiciones gases de combustión. Con base en los cálculos presentados en la metodología, a continuación, se presentan los resultados obtenidos para las condiciones de los gases de combustión.

Tabla 24. Datos obtenidos para los gases de combustión para el intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Calor intercambiador de calor [KW]	Q_{IC}	15,43
Calor por radiación de llama sobre tubos del intercambiador de calor [KW]	Q_{radIC}	8,074
Emisividad de la llama	ε_{gases}	0,109
Calor de convección en el intercambiador de calor [KW]	Q_{convIC}	7,359

Fuente. Elaboración propia.

7.2.2 Cálculo del coeficiente global y área de transferencia de calor. Después de realizar todo el proceso iterativo y encontrar la mejor combinación de dimensiones en el intercambiador de calor, obtuvimos los siguientes valores.

Tabla 25. Resultados generales del intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Área de transferencia de calor del intercambiador de calor [m ²]	A_{transf}	1,689
Factor de corrección	F	0,9
Temperatura media logarítmica [°C]	LMTD	427,1
Coeficiente global de transferencia de calor teórico [W/m ² K]	U	15
Numero de tubos teóricos	N_{tuboT}	16
Numero de tubos reales	N_{tuboR}	8
Velocidad del aire en el interior del intercambiador de calor [m/s]	v_{airei}	26
Caudal de aire en el intercambiador de calor [m ³ /s]	\dot{V}_{aireIC}	0,5395

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 26. Resultados internos del dimensionamiento interno del intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Numero de Reynolds para el flujo interno del intercambiador de calor	Re_{iIC}	89135
Numero de Nusselt interno para el intercambiador de calor	Nu_{iIC}	182,5
Coeficiente global de transferencia de calor corregido interno del intercambiador de calor [W/m ² K]	$U_{corregidoi}$	13,26
Coeficiente convectivo interno del intercambiador de calor [W/m ² K]	h_{iIC}	86,29
Área interna de transferencia de calor del banco de tubos [m ²]	A_i	1,285
Diámetro interno de los tubos aleteados [m]	D_i	0,05747

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 27. Resultados dimensionamiento externo del intercambiador de calor.

Variable	Nomenclatura	Valor
Numero de Reynolds para el flujo externo en el intercambiador de calor	Re_{oIC}	735,3
Numero de Nusselt externo para el intercambiador de calor	Nu_{oIC}	13,91
Constantes que dependen del Reynolds y disposición del banco de tubos	C - m	0,27 – 0,63
Velocidad máxima de los gases en el banco de tubos [m/s]	V_{max}	0,8347
Velocidad entrada de los gases al banco de tubos [m/s]	$V_{gasesIC}$	0,1926
Área transversal ocupada por el banco de tubos [m ²]	$A_{ductogases}$	0,2736
Diámetro externo de los tubos aleteados [m]	D_e	0,06127
Ancho del ducto [m]	$Ancho_{ducto}$	0,812
Altura del ducto [m]	$Altura_{ducto}$	0,337
Coefficiente global de transferencia de calor corregido externo del [W/m ² K]	$U_{corregido}$	10,09
Coefficiente convectivo externo del intercambiador de calor [W/m ² K]	h_{oIC}	12,35
Área externa de transferencia de calor del banco de tubos [m ²]	A_o	1,689
Área de transferencia de calor con aletas [m ²]	A_{aletas}	0,337
Área de transferencia de calor sin aletas [m ²]	$A_{sinaletas}$	1,355
Numero totales de aletas en los tubos	N_{aletas}	80
Numero de aletas por tubo	$N_{aletastubo}$	10

Fuente: Elaboración propia.

7.2.3 Determinación caída de presión. A partir de las ecuaciones para el cálculo de calor del sistema, obtuvimos los siguientes resultados.

Tabla 28. Determinación de la caída de presión en el sistema.

Variable	Nomenclatura	Valor
Pérdidas totales por fricción [m]	$\sum \Delta P$	9,7453
Pérdidas totales por accesorios [m]	$\sum h_L$	17,5647
Caída de presión total del sistema [m].	$\Delta P_{sistema}$	27,31

Fuente: Elaboración propia.

7.2.4 Selección del ventilador central del sistema. Una vez obtenido el flujo másico y la caída de presión total del sistema, se llevó a cabo la selección del dispositivo de impulsión de aire que tuviera una capacidad adecuada. Se empleó el catálogo de la empresa Soler&Palau, en su sección de ventiladores centrífugos. Para un caudal de $2206.8 \frac{m^3}{h}$ y una pérdida de carga de 304.6 Pa el modelo seleccionado es el PL254, debido que con el caudal de trabajo es capaz de sobrepasar las pérdidas de presión, como se muestra en la gráfica del anexo C. En el anexo D se encuentran las especificaciones de funcionamiento del ventilador.

8. ANALISIS TECNOECONOMICO

8.1 COSTOS DEL SISTEMA UNIFICADO DE SECADO

Para la elaboración del análisis tecno-económico del sistema completo para secado de cacao por medio de la combustión del syngas de la cacota de cacao se tomaron en cuenta los distintos costos involucrados en la construcción del sistema para definir la inversión realizada en la adquisición del equipo. En las siguientes secciones se muestra de una manera más detallada la naturaleza de los costos.

8.1.1 Costos de materiales. El costo total por concepto de la adquisición de los materiales se muestra en la siguiente tabla. Cabe resaltar que los costos relacionados en la lista tienen incluido los valores por maquinado para la construcción de cada una de las piezas del sistema.

Costos de materiales		
N°	Referencia	Valor (COP)
1	Materiales cámara de secado	\$ 16.607.391,00
2	Materiales Intercambiador de calor-Quemador	\$ 18.126.877,00
Total		\$ 34.734.268,00

Fuente. Elaboración propia.

En el anexo E y F se puede ver a detalle los costos asociados a materiales.

8.1.2 Costos de montaje. El costo total por montaje del equipo se relaciona en la siguiente tabla.

Tabla 29. Costos de montaje.

Costos de montaje		
N°	Referencia	Valor (COP)
1	Montaje cámara de secado	\$ 3.698.477,76
2	Montaje Intercambiador de calor-Quemador	\$ 1.111.045,92
Total		\$ 4.809.523,68

Fuente. Elaboración propia.

En el anexo G y H se puede ver más detalladamente los costos por montaje.

8.1.3 Costo total. En la siguiente tabla se relacionan los costos totales del sistema unificado de secado de semillas de cacao.

Tabla 30. Costo total sistema de secado de cacao.

Costo total del proyecto		
N°	Referencia	Valor (COP)
1	Materiales cámara de secado	\$ 16.607.391,00
2	Montaje cámara de secado	\$ 3.698.477,76
3	Materiales IC-Quemador	\$ 18.126.877,00
4	Montaje IC-Quemador	\$ 1.111.045,92
6	Imprevistos (7%)	\$ 2.768.065,42
Total		\$ 42.311.857,10

Fuente. Elaboración propia.

8.2 ESTUDIO DE VIABILIDAD

Para determinar la viabilidad que tiene la inversión realizada en la adquisición del sistema secador de cacao mediante combustión de syngas de cacota de cacao se hace uso de la información mostrada por el Valor Presente Neto (VPN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR), estos se obtuvieron mediante un análisis de los flujos de caja proyectados.

8.2.1 Flujo de caja proyectado. Se trazó un flujo de caja a 6 años, donde se consideraron las entradas de dinero por venta de cacao seco y salidas asociados a mantenimiento, costo energético, salario de un operario de la máquina y demás costos operativos del negocio del cacao.

El precio por kilogramo de cacao no es constante, y ha crecido en una tasa muy importante en el último año, para determinar un comportamiento que permitiera proyectar el costo de compra de cacao para los siguientes años, se emplearon los datos históricos de precio de referencia del cacao para exportadores entregado por Fedecacao, en la siguiente imagen se pueden ver los precios para las últimas 10 semanas, con corte el 8 de diciembre de 2024.

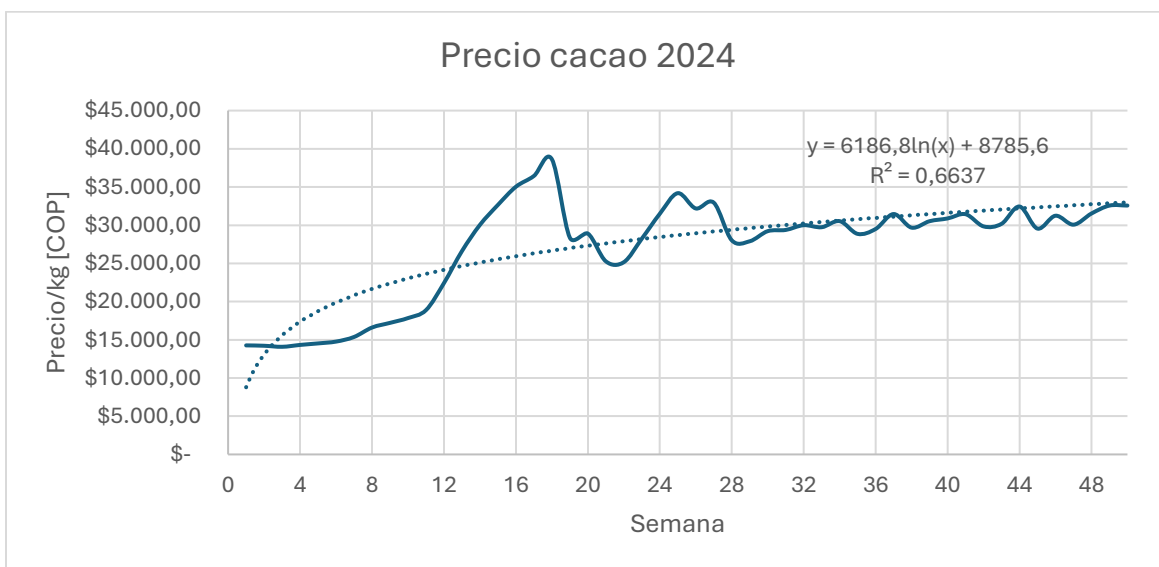
Figura 39. Precio de compra de cacao últimas 10 semanas al 8 de diciembre 2024

Fecha	Precio
02 al 08 de diciembre de 2024	\$32.570.70
25 de noviembre al 01 de diciembre de 2024	\$32.570.00
18 al 24 de noviembre de 2024	\$31.529.20
11 al 17 de noviembre de 2024	\$30.069.20
04 al 10 de noviembre de 2024	\$31.241.30
28 de octubre al 03 de noviembre de 2024	\$29.553.70
21 al 27 de octubre de 2024	\$32.445.00
14 al 20 de octubre de 2024	\$30.178.30
07 al 13 de octubre de 2024	\$29.845.00
30 de septiembre al 06 de octubre de 2024	\$31.437.70

Fuente. UPRA. Precio de referencia semanal de compra de cacao - Exportadores. Agronet [página web]. (2, diciembre, 2024). [Consultado el 7, diciembre, 2024]. Disponible en Internet: <<https://www.agronet.gov.co/Noticias/Paginas/Precio-de-referencia-semanal-de-compra-de-cacao---Fuente-Industria.aspx>>.

A partir de los datos de todo el año se creó la siguiente gráfica con una regresión logarítmica para la proyección del precio de cacao semanal en los próximos años.

Figura 40. Comportamiento del precio del cacao 2024.



Fuente. Elaboración propia.

Además del ingreso por venta de cacao, se tuvieron en cuenta egresos por mantenimiento de la máquina, salario del operario, materia prima y el costo energético. El flujo de caja proyectado con una periodicidad mensual se puede ver en el anexo I.

Los costos obtenidos por consumo energético se muestran en el anexo J, además del salario del operario se puede obtener en el anexo K.

El flujo de caja con una periodicidad de un año se puede ver en la siguiente tabla:

Tabla 31. Flujo de caja anual.

	0	1	2	3	4	5
INGRESOS						
Inversión	-\$ 42.311.857,10					
Precio/kg		Ver tabla mensual	Ver tabla mensual	Ver tabla mensual	Ver tabla mensual	Ver tabla mensual
Venta de cacao seco		\$ 210.760.600,89	\$ 230.180.413,68	\$ 242.793.095,22	\$ 252.172.106,92	\$ 259.646.391,64
EGRESOS						
Mantenimiento		\$ 1.200.000,00	\$ 1.200.000,00	\$ 1.200.000,00	\$ 1.200.000,00	\$ 1.200.000,00
Costo empleado		\$ 25.896.000,00	\$ 28.485.600,00	\$ 31.334.160,00	\$ 34.467.576,00	\$ 37.914.333,60
Costo energetico		\$ 389.671,56	\$ 389.671,56	\$ 389.683,56	\$ 389.695,56	\$ 389.707,56
Gastos operativos		\$ 63.412.515,07	\$ 71.454.809,20	\$ 80.517.067,53	\$ 90.728.647,05	\$ 102.235.310,44
Flujo relacionado a la maquina		\$ 119.862.414,27	\$ 128.650.332,92	\$ 129.352.184,13	\$ 125.386.188,31	\$ 117.907.040,04
Saldo para pago cuota		\$ 10.787.617,28	\$ 11.578.529,96	\$ 11.641.697,65	\$ 11.284.759,11	\$ 10.611.636,84
Flujo de caja	-\$ 42.311.857,10	\$ 109.074.796,98	\$ 117.071.802,96	\$ 117.710.486,48	\$ 114.101.429,21	\$ 107.295.403,19

Fuente. Elaboración propia.

Se tomó un 9% del flujo de caja relacionado al funcionamiento de la máquina como saldo para el pago del crédito de esta y así poder estimar el tiempo en que se demora el pago total de la maquinaria.

8.2.2 VPN y TIR. Una vez realizado el flujo de caja se procedió a calcular el VPN y la TIR del proyecto para los valores estimados anteriormente, en la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos correspondientes.

Tabla 32. VPN y TIR.

Parametro	Valor	Unidades	Descripción
i_m	1,3	%	Tasa de interes mensual
i_{EA}	16,77	%	Tasa de interes efectiva anual Agroagil Banco Agrario
VPN	\$ 53.928.656,73	COP	Valor Presente Neto
TIR	21%	%	Tasa Interna de Retorno

Fuente. Elaboración propia

Como se observa en la tabla el valor del VPN calculado para el proyecto es positivo lo que indica que este es rentable y, por tanto, vale la pena realizar la inversión, además la TIR que fue calculada es de 21%, mayor a la tasa de interés empleado para el crédito de adquisición del equipo dada por el Banco Agrario. Una vez conocido que el proyecto presenta viabilidad se procedió a cálculo del tiempo que demora en retornar la inversión en el sistema unificado de secado de semillas de cacao.

8.2.3 Payback. Se estimó el tiempo que se demora el cliente en recuperar el dinero de su inversión, para esto se empleó la tasa de créditos de Agroagil del Banco Agrario, la cual está determinada para el 2024 en 16.77% EA. A partir de esto se obtuvo el tiempo que demora la recuperación del dinero invertido.

Tabla 33. Payback.

# Periodo (Anual)	0	1	2	3	4	5	0,91	PAGO TOTAL A 5 AÑOS Y 11 MESES	
Inversión	-\$ 42.311.857,1								
Pago		\$ 10.787.617,3	\$ 11.578.530,0	\$ 11.641.697,7	\$ 11.284.759,1	\$ 10.611.636,8	\$ 8.461.810,9		
Capital		\$ 4.978.474,1	\$ 6.018.866,6	\$ 7.100.943,9	\$ 7.916.808,9	\$ 8.533.270,8	\$ 7.763.492,9		
Saldo	\$ 42.311.857,1	\$ 37.333.383,0	\$ 31.314.516,5	\$ 24.213.572,5	\$ 16.296.763,7	\$ 7.763.492,9	\$ -		
Interes		\$ 5.809.143,2	\$ 5.559.663,4	\$ 4.540.753,7	\$ 3.367.950,2	\$ 2.078.366,1	\$ 698.318,0		

Fuente. Elaboración propia.

8.2.4 Ahorro mensual en combustible. Además del cálculo de la viabilidad del proyecto se determinó el ahorro que tiene el cliente mensualmente por el uso de sistema de secado que aprovecha el syngas producido por la cacota de cacao como combustible, respecto a la quema de otros tipos de combustible.

Tabla 34. Ahorro en combustible.

Ahorro respecto a otros combustibles						
Combustible	PCI [kJ/kg]	Potencia [kW]	Masa [kg]	Volumen [m3]	Costo unitario	Costo total
Gas natural	37000	3183917,76	86,05	116,76	\$ 60.532,85	\$ 181.598,55
Diesel	43000	3183917,76	74,04	0,09	\$ 235.855,71	\$ 707.567,12
Gasolina	44000	3183917,76	72,36	0,10	\$ 407.264,62	\$ 1.221.793,86

Fuente. Elaboración propia.

Cabe resaltar que el costos por uso de gas natural fue obtenido de los precios de distribución de Grupo Vanti en Santander, los cuales son considerablemente inferiores a los costos por adquisición de cilindros de gas, opción que se tiene que considerar en lugares donde la red de gas natural no se encuentra disponible.

Como se puede ver en la tabla, el uso de gas de síntesis producto de la cacota de cacao genera ahorro respecto al uso de combustibles fósiles, además de que permite darles un uso a los residuos del proceso de secado de cacao, disminuyendo costos de transporte y eliminación de estos.

9. CONCLUSIONES

- Se alcanzó el diseño completo de un sistema de secado de semillas de cacao que aprovecha el syngas generado durante el proceso de gasificación de la cacota de cacao, producido en el departamento de Santander. El sistema está diseñado para una capacidad de 200 kilogramos por lote, garantizando una humedad final en las semillas de cacao del 7%; el diseño incluyó los subsistemas principales, que comprenden el sistema de quemador, el sistema intercambiador de calor y el sistema de secado de las semillas. Además, se optimizó tanto el uso del espacio disponible como la eficiencia en la utilización de los gases de combustión y el aire.
- Se logró el diseño de un secador tipo bandeja con una configuración de 40 bandejas en cuatro columnas; el cual, logra secar 200 kilogramos de semillas de cacao en un tiempo de 33,9 horas con una necesidad energética de 3,423 kilowatts y un flujo de aire de 0,6133 kilogramos por segundo.
- Se diseñó un intercambiador de calor tipo banco de tubos de flujo cruzado para el sistema, pensado para maximizar el aprovechamiento de la radiación y la convección de los gases de combustión. El diseño consta de 8 tubos con 10 aletas por tubo, dispuestos en una configuración de 2X4; cada tubo tiene un diámetro interno de 0,05747 metros y un espesor de 1,9 milímetros, con una necesidad energética de 15,43 kilowatts para obtener una temperatura de salida del aire de 50°C.
- La cámara de combustión diseñada incluye un quemador tipo flauta, para aprovechar un flujo de syngas de 0,009613 kilogramos por segundo, que reacciona con el aire para generar un flujo de gases de combustión de 0,03602 kilogramos por segundo; de la misma manera, el diseño garantiza una temperatura de salida de los gases de combustión de 661,5 °C
- Se realizó un análisis técnico económico obteniendo un costo total del sistema de \$42.311,857.10 con una tasa de retorno de la inversión de 5 años y 11 meses, por lo que se considera viable después de analizar un VPN de \$53.928.656 y una TIR de 21%.

10. BIBLIOGRAFÍA

BROCHERO MONTERO, Juan José y ESTUPIÑAN HINESTROZA, Romario. Sistema de calentamiento con biomasa para uso alternativo en el secador solar de túnel Hohenheim [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Floridablanca: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica, 2019. p.115. [Consulta: 11 marzo 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.11912/8540>

BUÑAY BUÑAY, Jessica Maribel y ROSALES COVEÑA, Brian Johan. Diseño básico de un secador de bandejas para el tratamiento de la almendra de cacao CCN-51 y cacao fino de la provincia del Guayas [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, 2019. 96 p. [Consulta: 14 marzo 2024]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/52913>

CABALLERO CAVA, José Arturo. Diseño de una secadora de cacao para almacenaje con capacidad de 2 T/día [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú. Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2015. 114 p. [Consulta: 14 marzo 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/6199>

CABALLERO DUARTE, Juan David y ESPINOSA LOBO, Francisco Javier. Diseño y construcción de un micro reactor para gasificación de los desechos de la poscosecha de cacao en San Vicente de Chucurí. Trabajo de grado Ingeniería Mecánica. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. 2020. 39 p.

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. McGraw-Hill, 2011.

CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 2011.

CORTÉS FRANCO, Paula Alejandra y CORAL VILLOTA, Luis Manuel. Puesta en marcha y evaluación de una unidad piloto de gasificación tipo downdraft [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicoquímicas. Escuela de Ingeniería Química, 2022. 40 p. [Consulta: 12 noviembre 2024].

DÍAS HUACON, Luis David. Desarrollo de un horno automático para la limpieza de ganchos que sirven de soporte a perfilería de aluminio en procesos de pintura en la empresa Cedal Duran. Trabajo de grado ingeniería mecatrónica. Guayaquil: Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador. Carrera de mecatrónica, 2023. 17 p. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/24982>

DION, Louis-Martin, et al. Biomass Gasification and Syngas Combustion for Greenhouse CO2 Enrichment [En línea]. En: *BioResources*. Enero 2013. Vol. 8, no. 2, pp. 1531-1532. Disponible en:

https://bioresources.cnr.ncsu.edu/BioRes_08/BioRes_08_Unsecured/BioRes_08_2_1520_Dion_LOC_Biomass_Gas_Syngas_Greenhouse_CO2_3168.pdf

ERAZO GAVILÁNEZ, Carmen Yolanda. Diseño de un fermentador y secador solar piloto para dos variedades de cacao (*Theobroma cacao* L), en el cantón El Empalme provincia Guayas [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico Industrial. Quito: Universidad Internacional SEK. Facultad de Ciencias Naturales y Ambientales, 2019. p. 4. [Consulta: 12 marzo 2024]. Disponible en: <http://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/336>

FEDERACIÓN NACIONAL DE CACAOTEROS. Kocolatl. [En línea]. Bogotá: Oficina de comunicaciones – FEDECACAO. [Consulta: 21 febrero 2024]. Disponible en: <https://www.fedecacao.com.co/post/kocolatl>.

FEDERACIÓN NACIONAL DE CACAOTEROS. La producción cacaotera nacional sigue creciendo: en 2021 logra un nuevo récord histórico. [En línea]. Bogotá: Oficina de comunicaciones - FEDECACAO. [Consulta: 21 febrero 2024]. Disponible en:

<https://www.fedecacao.com.co/post/la-produccion-cacaotera-nacional-sigue-creciendo-en-2021-logra-un-nuevo-record-historico>

FUENTES DÍAZ, David. Transferencia de calor. Convección forzada [Diapositivas]. 2011. [Consultado 23 de octubre de 2024].

FUNDACIÓN NATURA COLOMBIA. [Sitio Web]. Bogotá: Fundación Natura Colombia, Así se han fortalecido los cacaoteros de Santander a través del monitoreo climático. [Consulta: 17 de julio de 2024]. Disponible en: <https://natura.org.co/asi-se-han-fortalecido-los-cacaoteros-de-santander-a-traves-del-monitoreo-climatico/>

GENIA BIONERGY [Sitio web]. Valencia: Genia Bionergy. [Consultado: 16 abril 2024]. Disponible en: <https://geniobioenergy.com/que-es-el-syngas/>

LARIOS SALDAÑA, Luis Ángel y TEXEIRA DA SILVA, Juan Manuel. Diseño y construcción de un deshidratador indirecto de cacao mediante el uso de aire calentado por energía solar [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Caracas: Universidad Central de Venezuela. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2004. 157p. [Consulta: 2 agosto 2024]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10872/622>

LUTHERAN WORLD RELIEF. Guía 8: Aprendiendo e innovando sobre la cosecha, fermentación y secado del cacao. [En línea]. Managua: SIMAS, 2013. [Consulta: 21 febrero 2024]. Sección 1: Temas claves para aprender. pp. 8-15. Disponible en: https://cadenacacaoca.info/CDOC-Deployment/documentos/19_Guia_8_Beneficiado.pdf

MAMANI VILLCA, Reyna Basilia. Diseño y construcción de un secador de bandejas a nivel bench scale para el secado de hojas de quinua en la planta procesadora de cereales del gobierno autónomo municipal de Escoma. [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. La Paz: Universidad Mayor de San Andrés. Facultad de Ingeniería, 2023. 93 p. [Consulta: 9 septiembre 2024]. Disponible en: <http://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/34256>

ONDARSE ALVAREZ, Dianelys [Sitio web]. Editorial Etecé. [Consultado: 16 abril 2024]. Disponible en: <https://concepto.de/aire/>

OROZCO COLORADO, Santiago. Apoyo al Mejoramiento del Sistema Productivo de la Asociación ACEFUVER. [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Bioquímico. Chigorodó: Universidad de Antioquia. 2020. p. 6. Disponible en: <https://hdl.handle.net/10495/17271>

PABON, Manuel; HERRERA-ROA, Lady y SEPULVEDA, Wilmer. Caracterización socioeconómica y productiva del cultivo de cacao en el departamento de Santander (Colombia) [En línea]. En: *Revista mexicana de agronegocios*. Noviembre 2015. Vol. 38. pp.289. ISSN: 1405-9282. Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=14146082001>

PARRA ROSERO, Pablo. Secado artificial de cacao. Estado del arte [En línea]. En: Primer Congreso Salesiano de Ciencia, Tecnología e Innovación para la Sociedad. Guayaquil: 2014. pp. 211-238. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/10984>

PEREA VILLAMIL, Janeth Aidé. El cacao desde la ciencia: de la semilla al chocolate. Bucaramanga: Ediciones UIS, 2019. p.58. ISBN: 978-958-8956-53-4

PÉREZ LÓPEZ, Gonzalo. Emisiones en Turbinas de Gas: Origen, Mecanismos de Formación, Técnicas de Control y Reglamentación [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero de las Tecnologías Industriales. Sevilla: Universidad de Sevilla. Departamento Ingeniería Energética. 2016. p. 29. Disponible en: <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/90875/fichero/Gonzalo+P%C3%A9rez+L%C3%B3pez+TFG.pdf>

RUBIO RAMÍREZ, Cristian. Et al. Determinación de la emisividad de llama y el calor de radiación por combustión en el hogar de una caldera [En línea]. En: *Ingenium*. Junio 2016. Vol. 10. pp. 27-32. DOI: 10.21774/ing.v10i28.65

SANTANA LOZANO, Luis David y CUBILLOS ORTIZ, David Ricardo. Propuesta de diseño de un deshidratador tipo bandeja para la producción de frutas orgánicas tipo snacks para Ecovitale orgánico [En línea]. Trabajo de grado Ingeniero Químico. Bogotá: Fundación Universidad de América. Facultad de Ingenierías. Programa de Ingeniería Química, 2016 p.22 [Consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/451/1/6111616-2016-2-IQ.pdf>

SMITH, Marion y STINSON, Karl. Gas and Oil Burners. En: Fuels and Combustion. New York: McGraw-Hill Company, 1952. p. 197-235.

SOLER&PALAU VENTILATION GROUP. Catálogo Industrial [En línea]. Disponible en: <https://www.solerpalau.mx/ASW/recursos/cata/Industrial.pdf>

TOMORROW.IO WEATHER. El tiempo en San Vicente de Chucurí, Departamento de Santander [Sitio Web]. [Consultado 3 septiembre 2024]. Disponible en: https://weather.tomorrow.io/es/CO/SAN/San_Vicente_de_Chucur%C3%AD/021408/#:~:text=Se%20espera%20un%20d%C3%ADa%20extremadamente,alrededor%20de%20las%2011%20pm.

VÁSQUEZ ALZATE, Juan Sebastián. Evaluación del desempeño tecno-económico y emisiones de un secador artificial convectivo de granos de cacao usando cáscara de mazorca de cacao como recurso energético [En línea]. Tesis de magister en ingeniería con énfasis en energía. Medellín: Universidad de Antioquia. Facultad de ingeniería, 2024. 72 p. [Consulta: 11 marzo 2024]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/10495/38365>

VILLAMIZAR DE BORRERO, Fanny y HERNÁNDEZ, José. Determinación de parámetros y simulación matemática del proceso de secado de cacao (*Theobroma cacao*) [En línea]. En: *Ingeniería e Investigación*. 1989. no. 18. pp. 6-12 [Fecha consulta: 3 de septiembre 2024]. Disponible en: <https://repositorio.unal.edu.co/handle/unal/36735>

ANEXOS

Anexo A. Tabla DMS quemador.

APPENDIX

323

TABLE A-1. STANDARD TWIST DRILL SIZES

Designation	Diam, in.	Area, sq in.	Designation	Diam, in.	Area, sq in.	Designation	Diam, in.	Area, sq in.
$\frac{1}{8}$	0.5000	0.1963	3	0.213	0.03563	$\frac{3}{32}$	0.0938	0.00690
$\frac{1}{16}$	0.4844	0.1843	4	0.209	0.03431	42	0.0935	0.00687
$\frac{3}{32}$	0.4688	0.1726	5	0.2055	0.03317	43	0.0890	0.00622
$\frac{1}{4}$	0.4531	0.1613	6	0.204	0.03269	44	0.0860	0.00581
$\frac{5}{16}$	0.4375	0.1503	$\frac{1}{8}$	0.2031	0.03241	45	0.0820	0.00528
$\frac{3}{8}$	0.4219	0.1398	7	0.201	0.03173	46	0.0810	0.00515
Z	0.413	0.1340	8	0.199	0.03110	47	0.0785	0.00484
$\frac{7}{16}$	0.4063	0.1296	9	0.196	0.03017	$\frac{1}{4}$	0.0781	0.00479
Y	0.404	0.1282	10	0.1935	0.02940	48	0.0760	0.00454
X	0.397	0.1238	11	0.191	0.02865	49	0.0730	0.00419
$\frac{1}{2}$	0.3906	0.1198	12	0.189	0.02806	50	0.0700	0.00385
W	0.386	0.1170	$\frac{3}{16}$	0.1875	0.02761	51	0.0670	0.00353
V	0.377	0.1116	13	0.185	0.02688	52	0.0635	0.00317
$\frac{5}{8}$	0.375	0.1104	14	0.182	0.02602	$\frac{1}{2}$	0.0625	0.00307
U	0.368	0.1064	15	0.1800	0.02545	53	0.0595	0.00278
$\frac{3}{4}$	0.3594	0.1014	16	0.1770	0.02461	54	0.0550	0.00238
T	0.358	0.1006	17	0.1730	0.02351	55	0.0520	0.00212
S	0.348	0.09511	$\frac{1}{4}$	0.1719	0.02320	$\frac{3}{8}$	0.0473	0.00173
$\frac{7}{8}$	0.3438	0.09281	18	0.1695	0.02256	56	0.0465	0.001698
R	0.339	0.09026	19	0.1660	0.02164	57	0.0430	0.001452
Q	0.332	0.08657	20	0.1610	0.02036	58	0.0420	0.001385
$\frac{1}{2}$	0.3281	0.08456	21	0.1590	0.01986	59	0.0410	0.001320
P	0.323	0.08194	22	0.1570	0.01936	60	0.0400	0.001257
O	0.316	0.07843	$\frac{1}{2}$	0.1563	0.01917	61	0.039	0.001195
$\frac{1}{4}$	0.3125	0.07670	23	0.1540	0.01863	62	0.038	0.001134
N	0.302	0.07163	24	0.1520	0.01815	63	0.037	0.001075
$\frac{3}{8}$	0.2969	0.06922	25	0.1495	0.01755	64	0.036	0.001018
M	0.295	0.06835	26	0.1470	0.01697	65	0.035	0.000962
L	0.29	0.06605	27	0.1440	0.01629	66	0.033	0.000855
$\frac{1}{2}$	0.2813	0.06213	$\frac{3}{8}$	0.1406	0.01553	67	0.032	0.000804
K	0.281	0.06202	28	0.1405	0.01549	$\frac{1}{2}$	0.0313	0.000765
J	0.277	0.06026	29	0.1360	0.01453	68	0.031	0.000755
I	0.272	0.05811	30	0.1285	0.01296	69	0.0292	0.000670
H	0.266	0.05557	$\frac{1}{4}$	0.1250	0.01227	70	0.028	0.000616
$\frac{1}{8}$	0.2656	0.05542	31	0.1200	0.01131	71	0.026	0.000531
G	0.261	0.05350	32	0.1160	0.01057	72	0.025	0.000491
F	0.257	0.05187	33	0.1130	0.01003	73	0.024	0.000452
$\frac{1}{4}$	0.2500	0.04909	34	0.1110	0.00968	74	0.0225	0.000398
D	0.246	0.04753	35	0.1100	0.00950	75	0.021	0.000346
C	0.242	0.04600	$\frac{1}{8}$	0.1094	0.00940	76	0.020	0.000314
B	0.238	0.04449	36	0.1065	0.00891	77	0.018	0.000254
$\frac{1}{8}$	0.2344	0.04314	37	0.1040	0.00849	78	0.016	0.000201
A	0.234	0.04301	38	0.1015	0.00809	$\frac{1}{4}$	0.0156	0.000191
1	0.228	0.04083	39	0.0995	0.00778	79	0.0145	0.000165
2	0.221	0.03836	40	0.0980	0.00754	80	0.0135	0.000143
$\frac{1}{2}$	0.2188	0.03758	41	0.0960	0.00724			

NOTE: Designations are in fractions of an inch, in standard twist drill letters, or in standard drill manufacturers' numbers, the latter being the same as steel wire gauge numbers. (Courtesy of AGA.)

Fuente. SMITH, Marion y STINSON, Karl. Gas and Oil Burners. En: Fuels and Combustion. New York: McGraw-Hill Company, 1952. p. 323.

Anexo B. Tabla de capacidades del quemador.

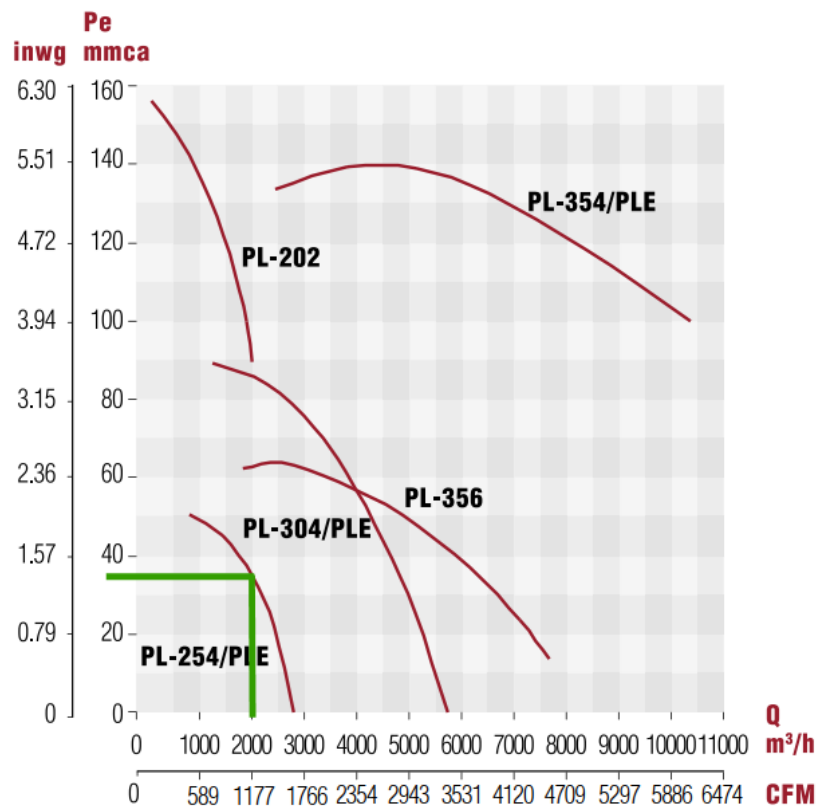
TABLE 6-1. MAXIMUM GAS INPUT RATES FOR VARIOUS PRIMARY-AIR PERCENTAGES AND THROAT-TO-PORT AREA RATIOS*
(Btu per hour per square inch of port area)

Primary air, %	Throat-to-port area ratio			
	0.25	0.50	0.75	1.00
30	45,000	63,600	78,000	90,000
40	25,300	35,800	43,800	50,600
50	16,200	22,900	28,000	32,400
60	11,250	15,900	19,500	22,500
70	8,250	11,700	14,300	16,500
80	6,300	8,950	10,900	12,600
90	5,000	7,070	8,660	10,000
100	4,050	5,730	7,100	8,100

* "Gaseous Fuels," American Gas Association, 1948. Room temperature, $\sqrt{pd}/\sqrt{H_s} = 0.036$.

Fuente. SMITH, Marion y STINSON, Karl. Gas and Oil Burners. En: Fuels and Combustion. New York: McGraw-Hill Company, 1952. p. 207.

Anexo C. Curva de funcionamiento del ventilador



Tomado de: Soler&Palau. Catálogo Industrial.

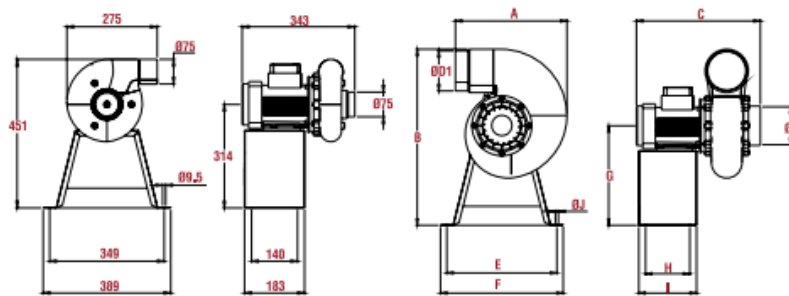
Anexo D. Características técnicas del ventilador.

Características técnicas

*Los valores de velocidad, potencia, voltaje e intensidad son nominales

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libra m ³ /hr / CFM	Potencia sonora dB(A)*	Peso aprox. kg
PL-102	3450	1/2	220 / 440	1.60 / 0.80	272 / 160	70	8
PL-152	3450	1/2	220 / 440	1.60 / 0.80	1,037 / 610	72	11
PL /PLE-154	1700	1/2	220 / 440	1.90 / 1.00	510 / 300	54	10
PL-202	3450	1 1/2	208-230 / 460	4.00 / 2.00	2,082 / 1,225	75	15
PL /PLE-204	1700	1/2	220 / 440	1.90 / 1.00	1,530 / 900	58	12
PL /PLE-254	1740	3/4	208-230 / 460	2.80 / 1.40	2,890 / 1,700	58	16
PL /PLE-304	1765	2	208-230 / 460	5,738 / 3,375	5,738 / 3,375	54	28
PL /PLE-354	1765	10	208-230 / 460	10,431 / 6,136	10,431 / 6,136	81	75
PL-356	1150	5	208-230 / 460	7,715 / 4,538	7,715 / 4,541	78	68

*Nivel sonoro medido con acuerdo con las normas AMCA 300 / 05 y 301 / 05
Modelo PLE: Equipo a prueba de explosión.



Dimensiones de motor a prueba de explosión

Dimensiones en mm

Modelo	15		20		25		30		35	
Motor	1/2 HP 4P	1/2 HP 2P	1/2 HP 4P	1/2 HP 2P	1/2 HP 4P	2HP 4P	5 HP 6P	10 HP 4P	5 HP 6P	10 HP 4P
A	353	353	390	390	465	547	726	726		
B	569 556	556	619 616	616	779 777	898 897	1172	1169 1172		
C	463 392	392	479 471	490	518 547	554 538	771	819 771		
D	120	120	158	158	200	248	323	323		
D01	127	127	165	165	217	274	320	320		
E	349	349	349	349	385	407	555	555		
F	389	389	389	389	425	447	605	605		
G	327 314	314	327 324	324	399 397	442 441	607	604 607		
H	140	140	140	140	140	140	220	220		
I	183	183	183	183	183	183	303	303		
J	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	11	11		

Tomado de: Soler&Palau. Catalogo industrial

Anexo E. Costos asociados a materiales cámara de secado.

Tabla 35. Costos por materiales cámara de secado.

Materiales secador de bandejas					
Item	Cantidad	Descripción	Nota	Valor unitario	Total
1	1	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	2098mmx1950 mm corte láser S.P "1.4-Pared frontal secador"	\$ 910000,0	\$ 910000,0
2	1	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	1990mmX1950 mm corte láser S.P "1.6-Pared divisora"	\$ 858000,0	\$ 858000,0
3	20	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	Perfil "L" 80mmx1990mm S.P "1.6-Pared divisora"	\$ 36000,0	\$ 720000,0
4	1	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	2098mmx2003mm corte láser S.P"1.7-Placa base secador"	\$ 608000,0	\$ 608000,0
5	2	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	2000mmx1950mm corte láser S.P "1.8 Pared laser"	\$ 858000,0	\$ 1716000,0
6	20	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	Perfil "L" 80mmx1990mm S.P "1.6-Pared lateral"	\$ 36000,0	\$ 720000,0
7	20	LAM ALUM (1.45 mm)	Bandeja 985mmx900mm corte láser S.P "1.9-Bandeja"1mx2m	\$ 294350,0	\$ 5887000,0
8	1	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	2098mmx1950 mm corte láser S.P "1.10-Pared posterior secador"	\$ 900000,0	\$ 900000,0
9	1	LAM INOX C/16 (1.45 mm)	2098mmx2003mm corte láser S.P"1.10-Placa superior secador"	\$ 900000,0	\$ 900000,0
10	2	LAM INOX C/16 (0.9 mm)	1032mmx1110mm corte láser S.P "1. Puerta secador"	\$ 426000,0	\$ 852000,0
11	1	EXTRACTOR HXB400L	SOLER&PALAU HXB-400L	\$ 2209900,0	\$ 2209900,0
12	6	BISAGRA DOS CUERPOS	Bisagra Hierro Piston 1/2 Induma (dos Cuerpos)(x Docena)	\$ 24900,0	\$ 149400,0
13	4	JUNTA MAGNETICA	Empaque D60 magnetico	\$ 35161,0	\$ 140644,0
14	4	TUERCA HEX M10	Tuerca Milimétrica DIN 934 Clase 6 Bicromatizada	\$ 108,0	\$ 432,0
15	4	TORNILLO HEX M10X20	Tornillo Hexagonal Milimétrico DIN 933 Clase 8.8 Rosca Total	\$ 261,0	\$ 1044,0
16	1	PERFIL L 50	6m ángulo A36	\$ 34.971,00	\$ 34.971,00
TOTAL					\$ 16.607.391,00

Fuente. Elaboración propia.

Anexo F. Costos asociados a materiales Intercambiador de calor-Quemador.

Tabla 36. Costos por materiales Intercambiador de calor-Quemador.

Materiales secador de bandejas					
Item	Cantidad	Descripción	Nota	Valor unitario	Total
1	2	LAM A36 C 1/16 (4.5mm)	379 mmx330mm corte láser S.P "2.3 Placa frontal intercambiador de calor"	\$ 110.000,00	\$ 220000,0
2	2	LAM A36 C 1/11 (3mm)	900mmx330mm S.P "2.6 Placa lateral intercambiador de calor"	\$ 40.000,00	\$ 80000,0
3	1	LAM A36 C 1/16 (1.45mm)	Juego de 4 secciones para ducto 2000mmx910mmx369 mm S.P "Chimenea"	\$ 550.000,00	\$ 550000,0
4	8	TUBERÍA 2"x1.90 INOXALETAS SOLDADAS	Tubería 2" x1.90 Inox con aletadas anulares soldadas	\$ 773.000,00	\$ 6184000,0
5	1	LAM ALUM (1.45 mm)	Juego de 4 secciones para ducto 307mmx117 mmx376mm s.p "Ducto IC-Secador"	\$ 266.222,00	\$ 266222,0
6	1	LAM ALUM (1.45 mm)	Ducto circular 213mm	\$ 266.222,00	\$ 266222,0
7	1	LAM ALUM (1.45 mm)	Juego de 4 secciones para ducto 94mmx337mmx180mm S.P "Ducto ventilador-IC"	\$ 266.222,00	\$ 266222,0
8	5	QUEMADOR ATMOSFERICO		\$ 489.000,00	\$ 2445000,0
9	5	RACORE MACHO 3/4 "	Racorre macho 7mm macho	\$ 18.000,00	\$ 90000,0
10	1	VENTILADOR CENTRAL	SOLER&PALAU CMPT/4-23-0,55	\$ 7.353.723,00	\$ 7.353.723,00
11	1	BARRA A36 CUADRADA	6m Barra A36 sección cuadrada 3/4"	\$ 107.228,00	\$ 107228,0
12	116	TUERCA HEX M8	Tuerca Milimétrica DIN 934 Clase 6 Bicromatizada	\$ 164,00	\$ 19024,0
13	116	TORNILLO HEX M10X20	Tornillo Hexagonal Milimétrico DIN 933 Clase 8.8 Rosca Total	\$ 46,00	\$ 5336,0
14	1	AISLANTE	Frescasa eco sin papel 3-1/2 pg 15.24x1.22m	\$ 273.900,00	\$ 273900,0
TOTAL					\$ 18.126.877,00

Fuente. Elaboración propia.

Anexo G. Costos asociados a montaje cámara de secado.

Tabla 37. Costos por montaje cámara de secado.

Montaje				
N°	Descripción	Tiempo	Valor/hora	Total
1	Técnico	72	\$ 11.293,58	\$ 813.137,76
1	Soldador	72	\$ 35.000,00	\$ 2.520.000,00
1	Corte láser	6	\$ 60.890,00	\$ 365.340,00
TOTAL				\$ 3.698.477,76

Fuente. Elaboración propia.

Anexo H. Costos asociados a montaje Intercambiador de calor-Quemador.

Tabla 38. Costos por montaje Intercambiador de calor-Quemador.

Montaje				
N°	Descripción	Tiempo	Valor/hora	Total
1	Técnico	24	\$ 11.293,58	\$ 271.045,92
1	Soldador	24	\$ 35.000,00	\$ 840.000,00
TOTAL				\$ 1.111.045,92

Fuente. Elaboración propia.

Anexo I. Flujo de caja proyectado mensual.

Tabla 39. Flujo de caja proyectado primeros 6 meses.

# Periodo (Mensual)	0	1	2	3	4	5	6
Inversión	\$ 42.311.857,10	\$ -	\$ -		\$ -	\$ -	\$ -
Pago		\$ -	\$ 837.340,14	\$ 854.266,56	\$ 869.616,16	\$ 883.592,99	\$ 896.362,68
Capital			\$ 287.286,00	\$ 307.947,13	\$ 327.300,05	\$ 345.531,78	\$ 362.793,38
Saldo	\$ 42.311.857,10	\$ 42.311.857,10	\$ 42.024.571,10	\$ 41.716.623,97	\$ 41.389.323,92	\$ 41.043.792,14	\$ 40.680.998,76
Interes			\$ 550.054,14	\$ 546.319,42	\$ 542.316,11	\$ 538.061,21	\$ 533.569,30
INGRESOS							
Precio/kg		\$ 32.988,50	\$ 33.464,65	\$ 33.906,75	\$ 34.319,36	\$ 34.706,16	\$ 35.070,19
Venta de cacao seco	-	\$ 16.494.251,96	\$ 16.732.323,25	\$ 16.953.374,41	\$ 17.159.677,51	\$ 17.353.077,98	\$ 17.535.095,18
EGRESOS							
Mantenimiento		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado		\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00
Costo energetico		\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos		\$ 5.000.000,00	\$ 5.050.000,00	\$ 5.100.500,00	\$ 5.151.505,00	\$ 5.203.020,05	\$ 5.255.050,25
Flujo relacionado a la maquina		\$ 9.303.779,33	\$ 9.491.850,62	\$ 9.662.401,78	\$ 9.817.699,88	\$ 9.959.585,30	\$ 9.489.572,30
Saldo para pago cuota		\$ 837.340,14	\$ 854.266,56	\$ 869.616,16	\$ 883.592,99	\$ 896.362,68	\$ 854.061,51
Flujo de caja	-\$ 42.311.857,10	\$ 8.466.439,19	\$ 8.637.584,06	\$ 8.792.785,62	\$ 8.934.106,89	\$ 9.063.222,62	\$ 8.635.510,79

Tabla 40. Flujo de caja proyectado segundos 6 meses.

# Periodo (Mensual)	7	8	9	10	11	12
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 854.061,51	\$ 918.802,94	\$ 928.682,43	\$ 937.781,02	\$ 946.168,10	\$ 953.903,52
Capital	\$ 325.208,52	\$ 394.177,67	\$ 409.181,47	\$ 423.599,42	\$ 437.493,29	\$ 450.916,12
Saldo	\$ 40.355.790,24	\$ 39.961.612,57	\$ 39.552.431,10	\$ 39.128.831,68	\$ 38.691.338,39	\$ 38.240.422,27
Interes	\$ 528.852,98	\$ 524.625,27	\$ 519.500,96	\$ 514.181,60	\$ 508.674,81	\$ 502.987,40
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 35.413,99	\$ 35.739,69	\$ 36.049,09	\$ 36.343,76	\$ 36.625,02	\$ 36.894,06
Venta de cacao seco	\$ 17.706.994,96	\$ 17.869.843,08	\$ 18.024.545,32	\$ 18.171.877,93	\$ 18.312.511,23	\$ 18.447.028,08
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00	\$ 2.158.000,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 5.307.600,75	\$ 5.360.676,76	\$ 5.414.283,53	\$ 5.468.426,36	\$ 5.523.110,63	\$ 5.578.341,73
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.208.921,58	\$ 10.318.693,69	\$ 10.419.789,16	\$ 10.512.978,93	\$ 10.598.927,98	\$ 10.078.213,72
Saldo para pago cuota	\$ 918.802,94	\$ 928.682,43	\$ 937.781,02	\$ 946.168,10	\$ 953.903,52	\$ 907.039,23
Flujo de caja	\$ 9.290.118,63	\$ 9.390.011,26	\$ 9.482.008,14	\$ 9.566.810,83	\$ 9.645.024,46	\$ 9.171.174,48

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 41. Flujo de caja proyectado terceros 6 meses.

# Periodo (Mensual)	13	14	15	16	17	18
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 907.039,23	\$ 948.198,66	\$ 954.265,67	\$ 959.853,49	\$ 964.993,37	\$ 969.713,14
Capital	\$ 409.913,74	\$ 456.402,04	\$ 468.402,28	\$ 480.079,34	\$ 491.460,25	\$ 502.569,00
Saldo	\$ 37.830.508,53	\$ 37.374.106,48	\$ 36.905.704,20	\$ 36.425.624,86	\$ 35.934.164,61	\$ 35.431.595,61
Interes	\$ 497.125,49	\$ 491.796,61	\$ 485.863,38	\$ 479.774,15	\$ 473.533,12	\$ 467.144,14
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 37.151,88	\$ 37.399,38	\$ 37.637,36	\$ 37.866,53	\$ 38.087,51	\$ 38.300,87
Venta de cacao seco	\$ 18.575.938,40	\$ 18.699.690,90	\$ 18.818.682,49	\$ 18.933.265,96	\$ 19.043.756,28	\$ 19.150.435,82
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 5.634.125,15	\$ 5.690.466,40	\$ 5.747.371,07	\$ 5.804.844,78	\$ 5.862.893,22	\$ 5.921.522,16
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.535.540,62	\$ 10.602.951,87	\$ 10.665.038,80	\$ 10.722.148,56	\$ 10.774.590,43	\$ 10.222.641,03
Saldo para pago cuota	\$ 948.198,66	\$ 954.265,67	\$ 959.853,49	\$ 964.993,37	\$ 969.713,14	\$ 920.037,69
Flujo de caja	\$ 9.587.341,96	\$ 9.648.686,20	\$ 9.705.185,31	\$ 9.757.155,19	\$ 9.804.877,29	\$ 9.302.603,34

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 42. Flujo de caja proyectado cuarto 6 meses.

# Periodo (Mensual)	19	20	21	22	23	24
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 920.037,69	\$ 977.989,38	\$ 981.588,34	\$ 984.852,74	\$ 987.799,08	\$ 990.442,32
Capital	\$ 459.426,95	\$ 523.351,19	\$ 533.753,71	\$ 543.956,91	\$ 553.974,69	\$ 563.819,60
Saldo	\$ 34.972.168,66	\$ 34.448.817,48	\$ 33.915.063,77	\$ 33.371.106,85	\$ 32.817.132,17	\$ 32.253.312,57
Interes	\$ 460.610,74	\$ 454.638,19	\$ 447.834,63	\$ 440.895,83	\$ 433.824,39	\$ 426.622,72
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 38.507,12	\$ 38.706,71	\$ 38.900,06	\$ 39.087,56	\$ 39.269,53	\$ 39.446,31
Venta de cacao seco	\$ 19.253.558,70	\$ 19.353.354,45	\$ 19.450.031,07	\$ 19.543.777,64	\$ 19.634.766,55	\$ 19.723.155,42
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00	\$ 2.373.800,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 5.980.737,38	\$ 6.040.544,75	\$ 6.100.950,20	\$ 6.161.959,70	\$ 6.223.579,30	\$ 6.285.815,09
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.866.548,69	\$ 10.906.537,07	\$ 10.942.808,24	\$ 10.975.545,31	\$ 11.004.914,62	\$ 10.431.067,70
Saldo para pago cuota	\$ 977.989,38	\$ 981.588,34	\$ 984.852,74	\$ 987.799,08	\$ 990.442,32	\$ 938.796,09
Flujo de caja	\$ 9.888.559,31	\$ 9.924.948,73	\$ 9.957.955,50	\$ 9.987.746,23	\$ 10.014.472,31	\$ 9.492.271,61

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 43. Flujo de caja proyectado quinto 6 meses.

# Periodo (Mensual)	25	26	27	28	29	30
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 938.796,09	\$ 973.508,66	\$ 975.319,80	\$ 976.875,75	\$ 978.186,10	\$ 979.259,67
Capital	\$ 519.503,03	\$ 560.969,13	\$ 570.072,87	\$ 579.039,77	\$ 587.877,64	\$ 596.593,62
Saldo	\$ 31.733.809,54	\$ 31.172.840,41	\$ 30.602.767,54	\$ 30.023.727,77	\$ 29.435.850,13	\$ 28.839.256,50
Interes	\$ 419.293,06	\$ 412.539,52	\$ 405.246,93	\$ 397.835,98	\$ 390.308,46	\$ 382.666,05
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 39.618,18	\$ 39.785,40	\$ 39.948,22	\$ 40.106,86	\$ 40.261,54	\$ 40.412,45
Venta de cacao seco	\$ 19.809.088,72	\$ 19.892.699,22	\$ 19.974.109,18	\$ 20.053.431,48	\$ 20.130.770,50	\$ 20.206.223,02
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 6.348.673,24	\$ 6.412.159,98	\$ 6.476.281,57	\$ 6.541.044,39	\$ 6.606.454,83	\$ 6.672.519,38
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.816.762,85	\$ 10.836.886,61	\$ 10.854.174,98	\$ 10.868.734,45	\$ 10.880.663,04	\$ 10.290.051,01
Saldo para pago cuota	\$ 973.508,66	\$ 975.319,80	\$ 976.875,75	\$ 978.186,10	\$ 979.259,67	\$ 926.104,59
Flujo de caja	\$ 9.843.254,19	\$ 9.861.566,82	\$ 9.877.299,23	\$ 9.890.548,35	\$ 9.901.403,37	\$ 9.363.946,42

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 44. Flujo de caja proyectado sexto 6 meses.

# Periodo (Mensual)	31	32	33	34	35	36
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 926.104,59	\$ 980.728,35	\$ 981.137,88	\$ 981.339,59	\$ 981.339,41	\$ 981.142,85
Capital	\$ 551.194,26	\$ 612.983,54	\$ 621.361,86	\$ 629.641,27	\$ 637.826,43	\$ 645.921,61
Saldo	\$ 28.288.062,25	\$ 27.675.078,71	\$ 27.053.716,85	\$ 26.424.075,58	\$ 25.786.249,15	\$ 25.140.327,54
Interes	\$ 374.910,33	\$ 367.744,81	\$ 359.776,02	\$ 351.698,32	\$ 343.512,98	\$ 335.221,24
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 40.559,76	\$ 40.703,64	\$ 40.844,26	\$ 40.981,75	\$ 41.116,25	\$ 41.247,89
Venta de cacao seco	\$ 20.279.878,89	\$ 20.351.821,66	\$ 20.422.129,23	\$ 20.490.874,29	\$ 20.558.124,76	\$ 20.623.944,26
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00	\$ 2.611.180,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 6.739.244,58	\$ 6.806.637,02	\$ 6.874.703,39	\$ 6.943.450,43	\$ 7.012.884,93	\$ 7.083.013,78
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.896.981,68	\$ 10.901.532,01	\$ 10.903.773,21	\$ 10.903.771,23	\$ 10.901.587,20	\$ 10.297.277,85
Saldo para pago cuota	\$ 980.728,35	\$ 981.137,88	\$ 981.339,59	\$ 981.339,41	\$ 981.142,85	\$ 926.755,01
Flujo de caja	\$ 9.916.253,33	\$ 9.920.394,13	\$ 9.922.433,62	\$ 9.922.431,82	\$ 9.920.444,35	\$ 9.370.522,85

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 45. Flujo de caja proyectado séptimo 6 meses.

# Periodo (Mensual)	37	38	39	40	41	42
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 926.755,01	\$ 956.680,01	\$ 955.923,50	\$ 954.988,96	\$ 953.880,21	\$ 952.600,78
Capital	\$ 599.930,75	\$ 637.654,85	\$ 645.187,86	\$ 652.640,76	\$ 660.016,33	\$ 667.317,12
Saldo	\$ 24.540.396,79	\$ 23.902.741,94	\$ 23.257.554,08	\$ 22.604.913,32	\$ 21.944.896,99	\$ 21.277.579,87
Interes	\$ 326.824,26	\$ 319.025,16	\$ 310.735,65	\$ 302.348,20	\$ 293.863,87	\$ 285.283,66
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 41.376,78	\$ 41.503,05	\$ 41.626,79	\$ 41.748,10	\$ 41.867,08	\$ 41.983,82
Venta de cacao seco	\$ 20.688.392,43	\$ 20.751.525,23	\$ 20.813.395,30	\$ 20.874.052,14	\$ 20.933.542,44	\$ 20.991.910,20
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 7.153.843,92	\$ 7.225.382,36	\$ 7.297.636,18	\$ 7.370.612,54	\$ 7.444.318,67	\$ 7.518.761,85
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.629.777,88	\$ 10.621.372,25	\$ 10.610.988,48	\$ 10.598.668,97	\$ 10.584.453,14	\$ 9.968.377,72
Saldo para pago cuota	\$ 956.680,01	\$ 955.923,50	\$ 954.988,96	\$ 953.880,21	\$ 952.600,78	\$ 897.153,99
Flujo de caja	\$ 9.673.097,87	\$ 9.665.448,74	\$ 9.655.999,52	\$ 9.644.788,76	\$ 9.631.852,36	\$ 9.071.223,73

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 46. Flujo de caja proyectado octavo 6 meses.

# Periodo (Mensual)	43	44	45	46	47	48
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 897.153,99	\$ 949.542,92	\$ 947.770,44	\$ 945.839,20	\$ 943.751,72	\$ 941.510,29
Capital	\$ 620.545,46	\$ 681.001,48	\$ 688.082,01	\$ 695.095,84	\$ 702.044,60	\$ 708.929,75
Saldo	\$ 20.657.034,41	\$ 19.976.032,94	\$ 19.287.950,93	\$ 18.592.855,09	\$ 17.890.810,49	\$ 17.181.880,74
Interes	\$ 276.608,54	\$ 268.541,45	\$ 259.688,43	\$ 250.743,36	\$ 241.707,12	\$ 232.580,54
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 42.098,39	\$ 42.210,88	\$ 42.321,37	\$ 42.429,91	\$ 42.536,58	\$ 42.641,44
Venta de cacao seco	\$ 21.049.197,03	\$ 21.105.442,21	\$ 21.160.682,97	\$ 21.214.954,53	\$ 21.268.290,34	\$ 21.320.722,10
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00	\$ 2.872.298,00
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 7.593.949,47	\$ 7.669.888,97	\$ 7.746.587,86	\$ 7.824.053,74	\$ 7.902.294,27	\$ 7.981.317,22
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.550.476,92	\$ 10.530.782,62	\$ 10.509.324,48	\$ 10.486.130,17	\$ 10.461.225,43	\$ 9.834.634,26
Saldo para pago cuota	\$ 949.542,92	\$ 947.770,44	\$ 945.839,20	\$ 943.751,72	\$ 941.510,29	\$ 885.117,08
Flujo de caja	\$ 9.600.934,00	\$ 9.583.012,18	\$ 9.563.485,28	\$ 9.542.378,45	\$ 9.519.715,15	\$ 8.949.517,17

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 47. Flujo de caja proyectado noveno 6 meses.

# Periodo (Mensual)	49	50	51	52	53	54
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 885.117,08	\$ 910.723,42	\$ 908.032,54	\$ 905.195,49	\$ 902.213,88	\$ 899.089,21
Capital	\$ 661.752,63	\$ 695.961,76	\$ 702.318,38	\$ 708.611,47	\$ 714.841,81	\$ 721.010,08
Saldo	\$ 16.520.128,10	\$ 15.824.166,34	\$ 15.121.847,97	\$ 14.413.236,50	\$ 13.698.394,69	\$ 12.977.384,61
Interes	\$ 223.364,45	\$ 214.761,67	\$ 205.714,16	\$ 196.584,02	\$ 187.372,07	\$ 178.079,13
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 42.744,56	\$ 42.845,99	\$ 42.945,77	\$ 43.043,98	\$ 43.140,65	\$ 43.235,83
Venta de cacao seco	\$ 21.372.279,96	\$ 21.422.992,57	\$ 21.472.887,20	\$ 21.521.989,82	\$ 21.570.325,18	\$ 21.617.916,89
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 8.061.130,39	\$ 8.141.741,69	\$ 8.223.159,11	\$ 8.305.390,70	\$ 8.388.444,61	\$ 8.472.329,05
Flujo relacionado a la maquina	\$ 10.119.149,14	\$ 10.089.250,45	\$ 10.057.727,66	\$ 10.024.598,69	\$ 9.989.880,14	\$ 9.353.587,40
Saldo para pago cuota	\$ 910.723,42	\$ 908.032,54	\$ 905.195,49	\$ 902.213,88	\$ 899.089,21	\$ 841.822,87
Flujo de caja	\$ 9.208.425,72	\$ 9.181.217,91	\$ 9.152.532,17	\$ 9.122.384,81	\$ 9.090.790,93	\$ 8.511.764,54

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 48. Flujo de caja proyectado décimo 6 meses.

# Periodo (Mensual)	55	56	57	58	59	60
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 841.822,87	\$ 892.416,12	\$ 888.870,17	\$ 885.186,09	\$ 881.364,88	\$ 877.407,47
Capital	\$ 673.116,87	\$ 732.460,64	\$ 738.436,67	\$ 744.352,27	\$ 750.207,65	\$ 756.002,94
Saldo	\$ 12.304.267,74	\$ 11.571.807,10	\$ 10.833.370,43	\$ 10.089.018,16	\$ 9.338.810,51	\$ 8.582.807,57
Interes	\$ 168.706,00	\$ 159.955,48	\$ 150.433,49	\$ 140.833,82	\$ 131.157,24	\$ 121.404,54
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 43.329,57	\$ 43.421,92	\$ 43.512,90	\$ 43.602,57	\$ 43.690,95	\$ 43.778,09
Venta de cacao seco	\$ 21.664.787,48	\$ 21.710.958,49	\$ 21.756.450,48	\$ 21.801.283,15	\$ 21.845.475,33	\$ 21.889.045,07
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80	\$ 3.159.527,80
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 8.557.052,34	\$ 8.642.622,87	\$ 8.729.049,10	\$ 8.816.339,59	\$ 8.904.502,98	\$ 8.993.548,01
Flujo relacionado a la maquina	\$ 9.915.734,71	\$ 9.876.335,19	\$ 9.835.400,96	\$ 9.792.943,14	\$ 9.748.971,92	\$ 9.103.496,62
Saldo para pago cuota	\$ 892.416,12	\$ 888.870,17	\$ 885.186,09	\$ 881.364,88	\$ 877.407,47	\$ 819.314,70
Flujo de caja	\$ 9.023.318,58	\$ 8.987.465,02	\$ 8.950.214,87	\$ 8.911.578,25	\$ 8.871.564,45	\$ 8.284.181,93

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 49. Flujo de caja proyectado undécimo 6 meses.

# Periodo (Mensual)	61	62	63	64	65	66
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 819.314,70	\$ 840.651,64	\$ 836.290,35	\$ 831.795,76	\$ 827.168,44	\$ 822.408,88
Capital	\$ 707.738,20	\$ 738.275,74	\$ 743.512,03	\$ 748.683,10	\$ 753.788,66	\$ 758.828,36
Saldo	\$ 7.875.069,38	\$ 7.136.793,63	\$ 6.393.281,60	\$ 5.644.598,50	\$ 4.890.809,84	\$ 4.131.981,48
Interes	\$ 111.576,50	\$ 102.375,90	\$ 92.778,32	\$ 83.112,66	\$ 73.379,78	\$ 63.580,53
INGRESOS						
Precio/kg	\$ 43.864,02	\$ 43.948,77	\$ 44.032,38	\$ 44.114,87	\$ 44.196,28	\$ 44.276,63
Venta de cacao seco	\$ 21.932.009,65	\$ 21.974.385,65	\$ 22.016.188,99	\$ 22.057.434,94	\$ 22.098.138,15	\$ 22.138.312,75
EGRESOS						
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 600.000,00
Costo empleado	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63
Gastos operativos	\$ 9.083.483,49	\$ 9.174.318,33	\$ 9.266.061,51	\$ 9.358.722,13	\$ 9.452.309,35	\$ 9.546.832,44
Flujo relacionado a la maquina	\$ 9.340.573,82	\$ 9.292.114,99	\$ 9.242.175,15	\$ 9.190.760,48	\$ 9.137.876,48	\$ 8.483.527,97
Saldo para pago cuota	\$ 840.651,64	\$ 836.290,35	\$ 831.795,76	\$ 827.168,44	\$ 822.408,88	\$ 763.517,52
Flujo de caja	\$ 8.499.922,18	\$ 8.455.824,65	\$ 8.410.379,39	\$ 8.363.592,04	\$ 8.315.467,59	\$ 7.720.010,46

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 50. Flujo de caja proyectado duodécimo 6 meses.

# Periodo (Mensual)	66	67	68	69	70	71	72
Inversión	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Pago	\$ 822.408,88	\$ 763.517,52	\$ 812.494,73	\$ 807.340,83	\$ 802.056,01	\$ 796.640,57	\$ 791.094,69
Capital	\$ 758.828,36	\$ 709.801,76	\$ 768.006,39	\$ 772.836,57	\$ 777.598,63	\$ 782.291,98	\$ 786.915,89
Saldo	\$ 4.131.981,48	\$ 3.422.179,72	\$ 2.654.173,33	\$ 1.881.336,76	\$ 1.103.738,13	\$ 321.446,15	-\$ 465.469,74
Interes	\$ 63.580,53	\$ 53.715,76	\$ 44.488,34	\$ 34.504,25	\$ 24.457,38	\$ 14.348,60	\$ 4.178,80
INGRESOS							
Precio/kg	\$ 44.276,63	\$ 44.355,94	\$ 44.434,26	\$ 44.511,60	\$ 44.587,98	\$ 44.663,43	\$ 44.737,97
Venta de cacao seco	\$ 22.138.312,75	\$ 22.177.972,26	\$ 22.217.129,75	\$ 22.255.797,75	\$ 22.293.988,36	\$ 22.331.713,22	\$ 22.368.983,55
EGRESOS							
Mantenimiento	\$ 600.000,00	\$ -					
Costo empleado	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70	\$ 3.475.479,70
Costo energetico	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.472,63	\$ 32.473,63	\$ 32.474,63	\$ 32.475,63	\$ 32.476,63
Gastos operativos	\$ 9.546.832,44	\$ 9.642.300,77	\$ 9.738.723,77	\$ 9.836.111,01	\$ 9.934.472,12	\$ 10.033.816,84	\$ 10.134.155,01
Flujo relacionado a la maquina	\$ 8.483.527,97	\$ 9.027.719,17	\$ 8.970.453,64	\$ 8.911.733,41	\$ 8.851.561,91	\$ 8.789.941,05	\$ 8.726.872,21
Saldo para pago cuota	\$ 763.517,52	\$ 812.494,73	\$ 807.340,83	\$ 802.056,01	\$ 796.640,57	\$ 791.094,69	\$ 785.418,50
Flujo de caja	\$ 7.720.010,46	\$ 8.215.224,44	\$ 8.163.112,82	\$ 8.109.677,40	\$ 8.054.921,34	\$ 7.998.846,35	\$ 7.941.453,71

Fuente. Elaboración propia.

Anexo J. Tarifas de energía ESSA.

Figura 41. Tarifas de energía ESSA.

TARIFAS RESIDENCIALES								
ESTRATO		1		2		3		4
PROPIEDAD ACTIVOS	NIVEL MEDIDA	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	% SUBSIDIO	TARIFA \$/kWh	TARIFA \$/kWh
ESSA	I	-58.3566%	398.85	-47.9458%	498.57	-15.00%	814.12	957.79
CLIENTE		-58.1829%	365.93	-47.7287%	457.41	-15.00%	743.81	875.07
COMPARTIDA		-58.2737%	382.39	-47.8421%	477.99	-15.00%	778.97	916.43
ESSA sin COT	I	-56.7745%	396.91	-45.9682%	496.14	-15.00%	780.50	918.23
CLIENTE sin COT		-56.7158%	361.65	-45.8947%	452.06	-15.00%	710.19	835.52
COMPARTIDA sin COT		-56.5778%	380.76	-45.7223%	475.95	-15.00%	745.35	876.88

Fuente. ESSA. Consultar tarifas. In [página web]. (octubre, 2024). [Consultado el 7, diciembre, 2024]. Disponible en Internet: <<https://www.essa.com.co/site/mi-factura/formula-tarifaria-y-tarifas/consultar-tarifas>>.

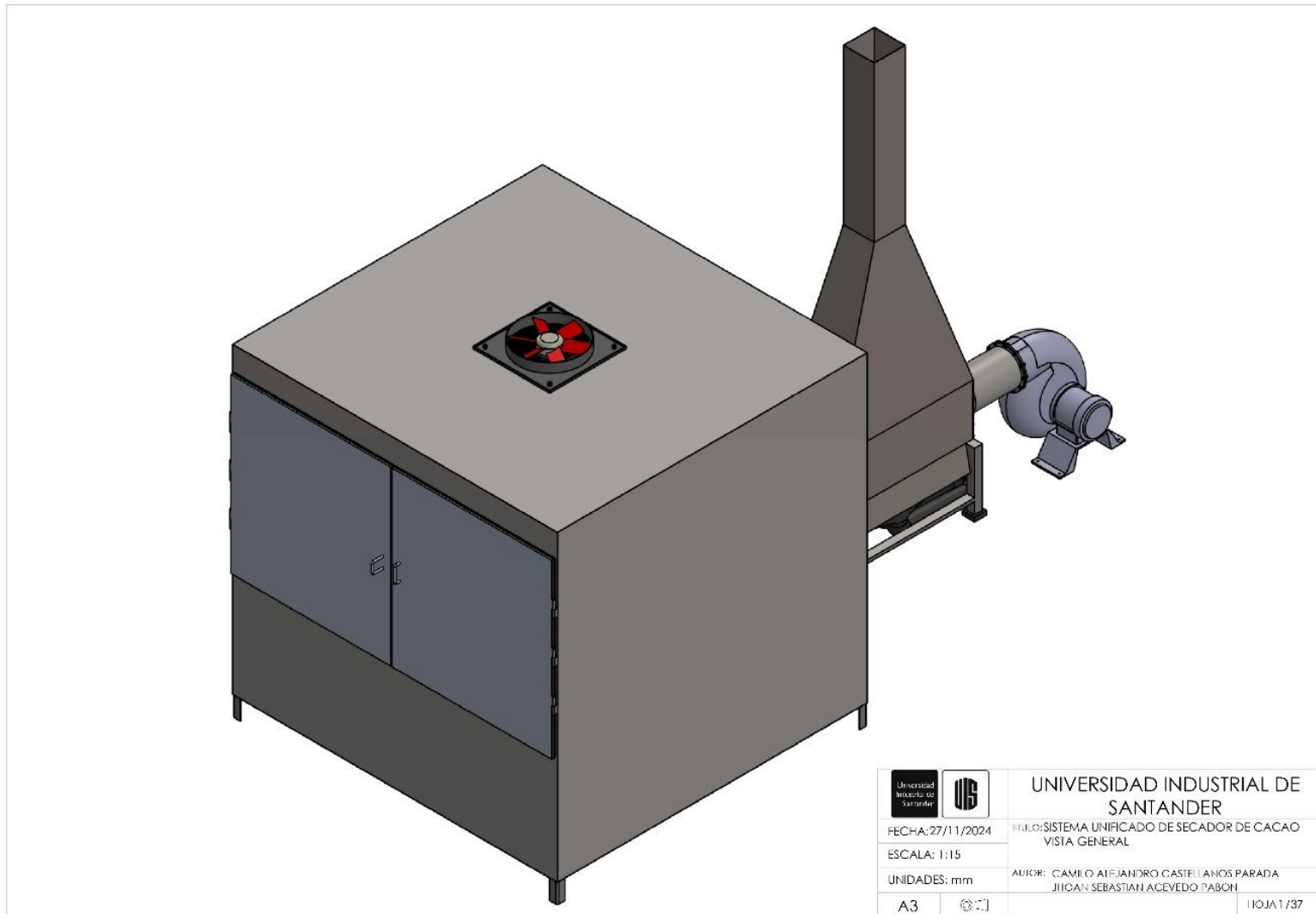
Anexo K. Salario operario sistema de secado.

Tabla 51. Salario operario sistema de secado.

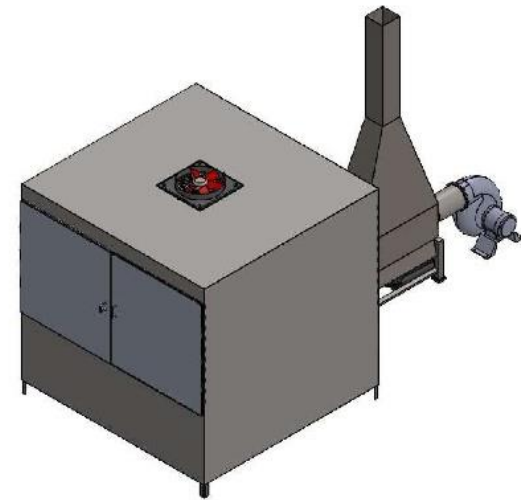
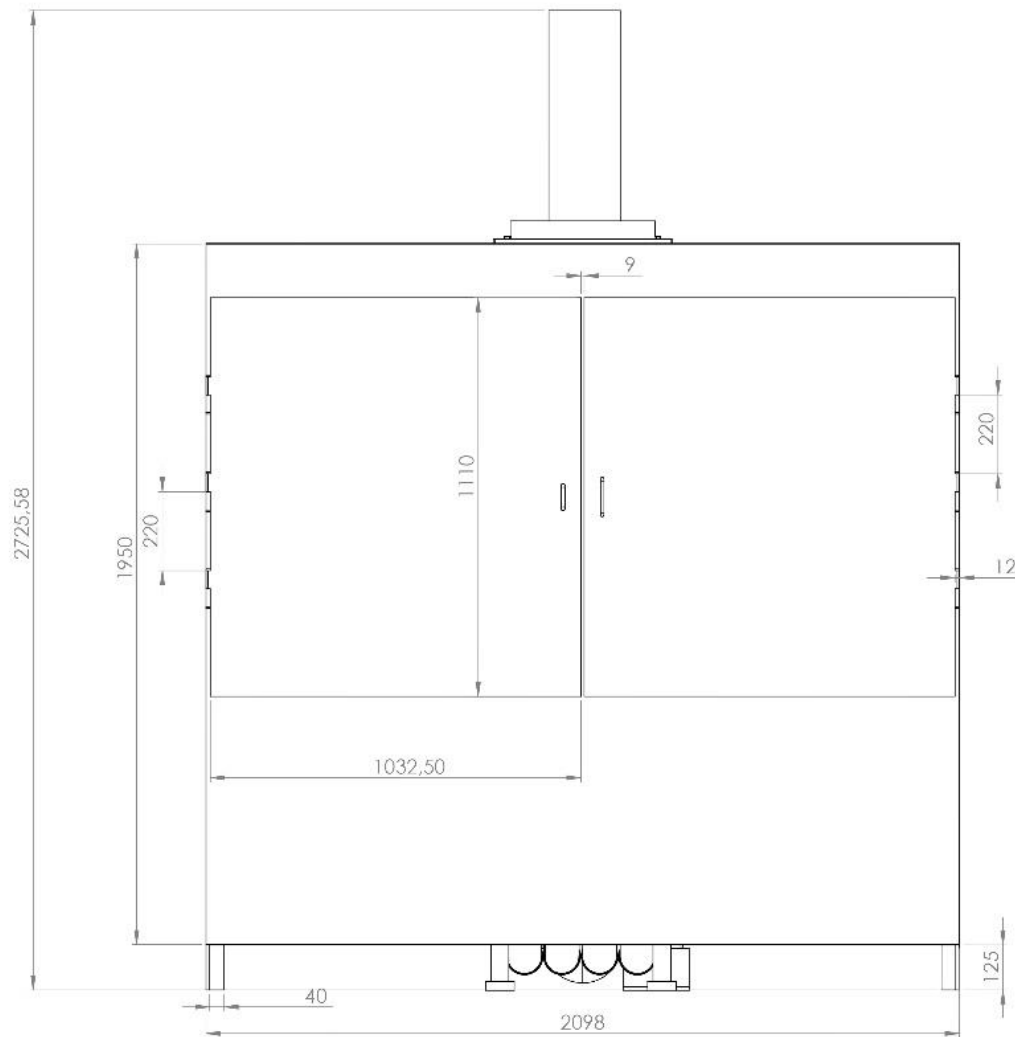
Salario operario sistema de secado		
Mensual	Prestaciones	Total
\$ 1.300.000,00	\$ 858.000,00	\$ 2.158.000,00

Fuente. Elaboración propia.

Anexo L. Planos Sistema unificado de secador de cacao

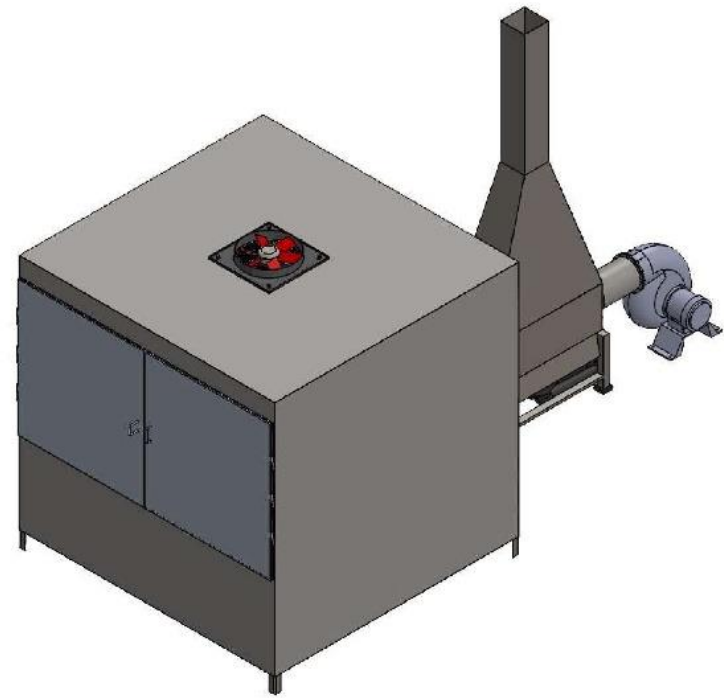
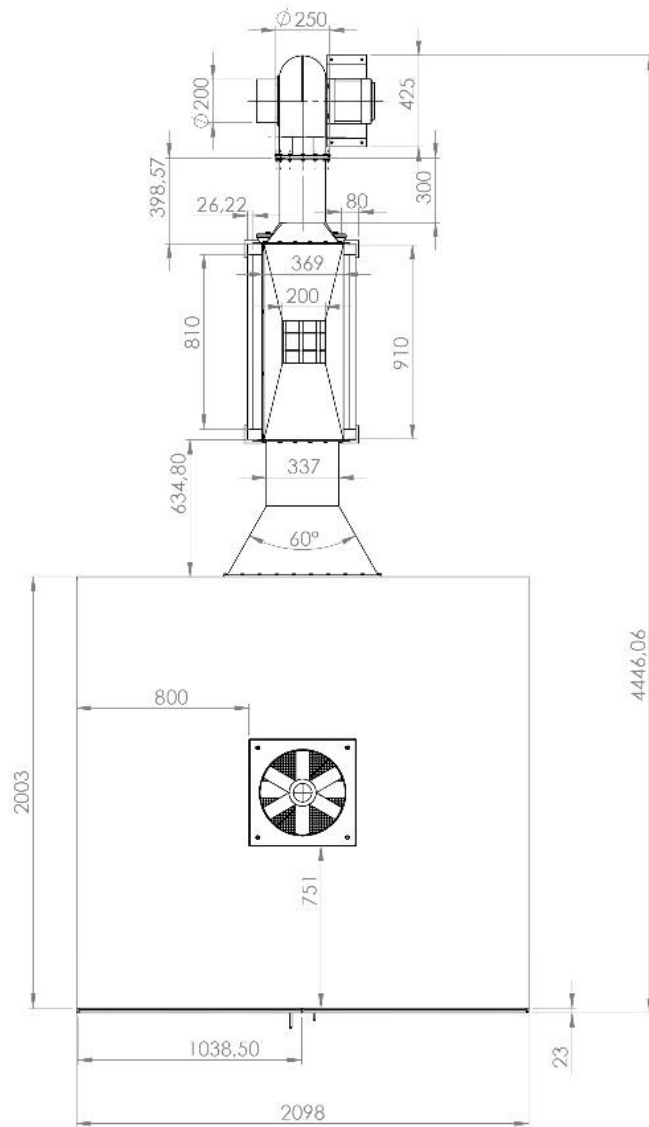


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



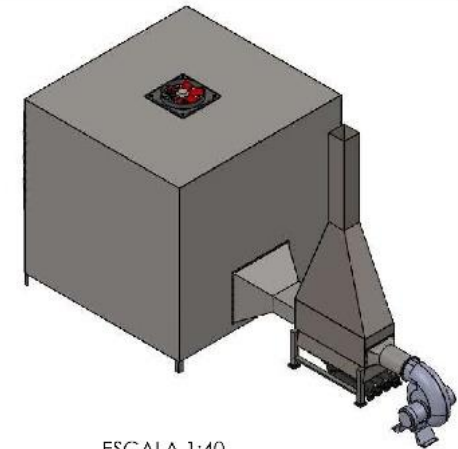
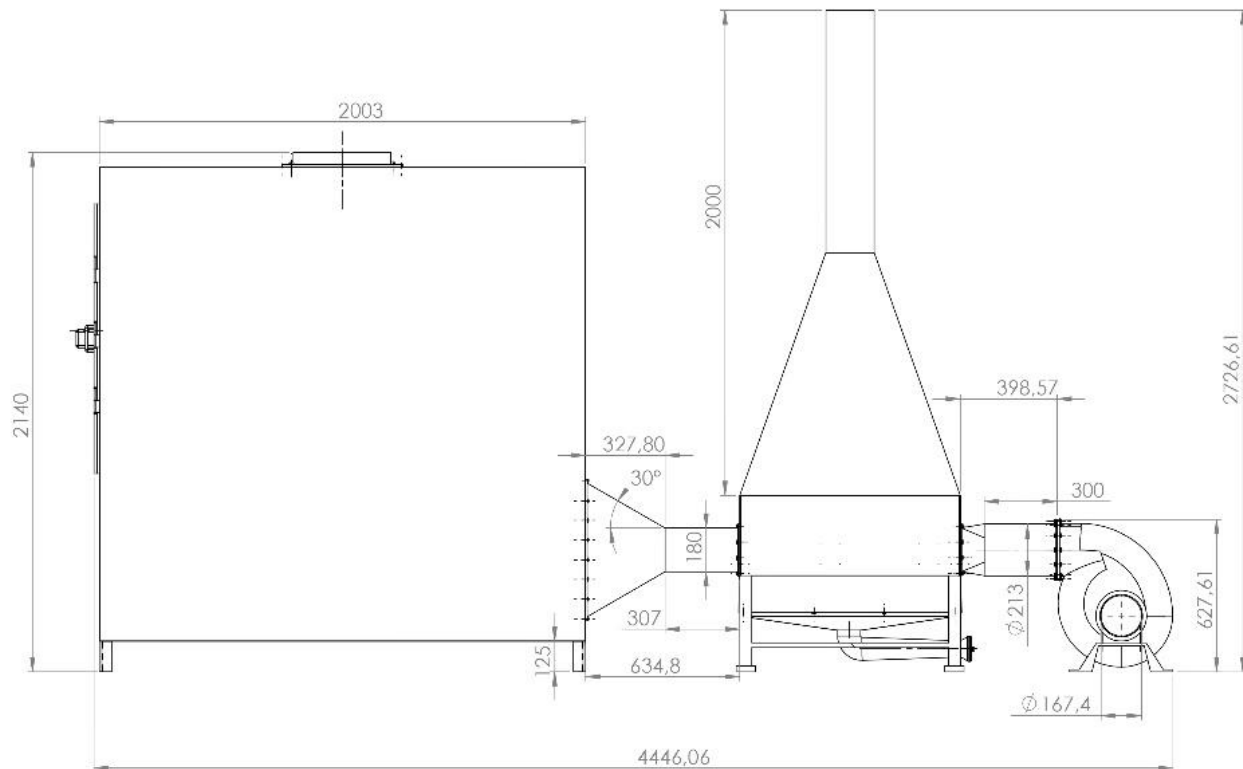
ESCALA 1:35

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SISTEMA UNIFICADO DE SECADOR DE CACAO VISTA SUPERIOR	
ESCALA: 1:12		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JHOAN SEBASTIAN ACIVILDO PAISON	
UNIDADES: mm		HOJA 2/37	
A3			



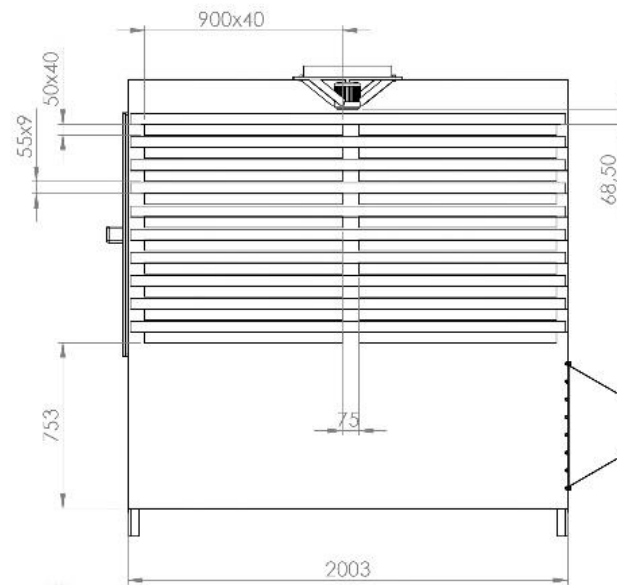
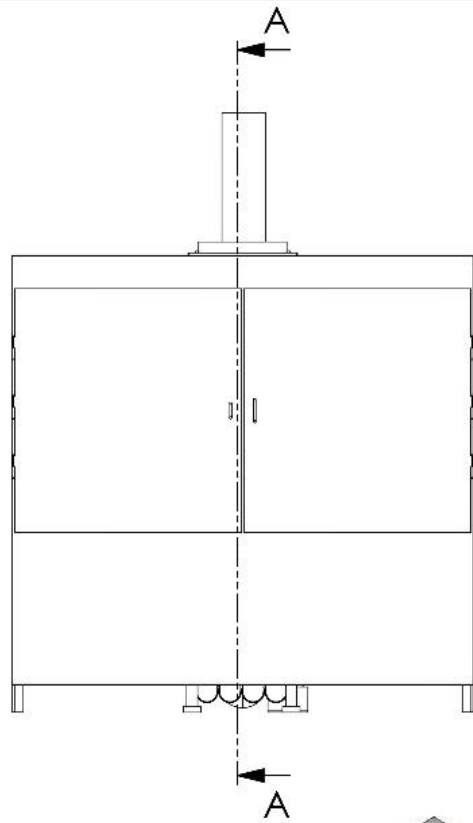
ESCALA 1:25

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SISTEMA UNIFICADO DE SECADOR DE CACAO VISTA SUPERIOR	
ESCALA: 1:20		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHAN SEBASTIAN ACIVILDO PAISON	
UNIDADES: mm			
A3	Ⓢ		HOJA 3/37

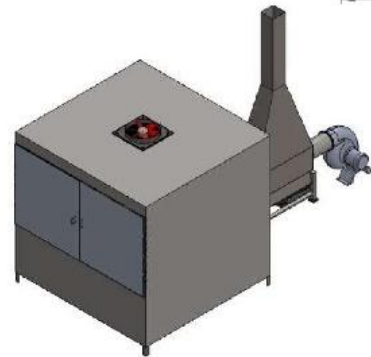
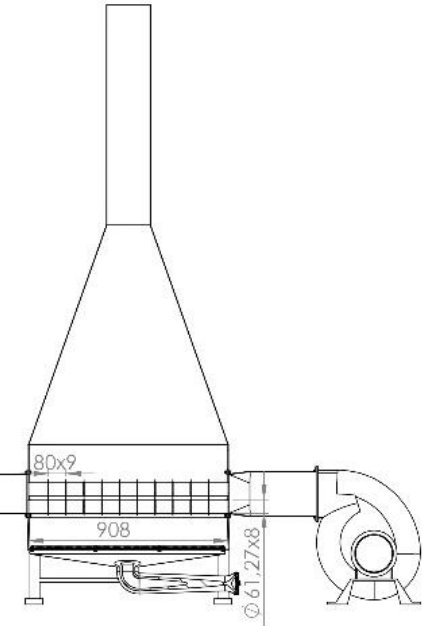


ESCALA 1:40

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SISTEMA UNIFICADO DE SECADOR DE CACAO	
ESCALA: 1:18		VISTA LATERAL DERECHA	
UNIDADES: mm		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA	
A3		JOHAN SERRANIAN ACERVEDO PARRON	
		HOJA 4 / 37	

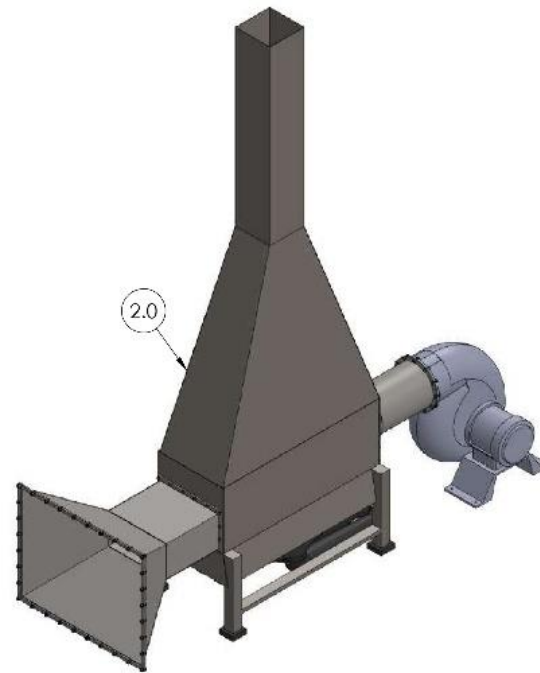
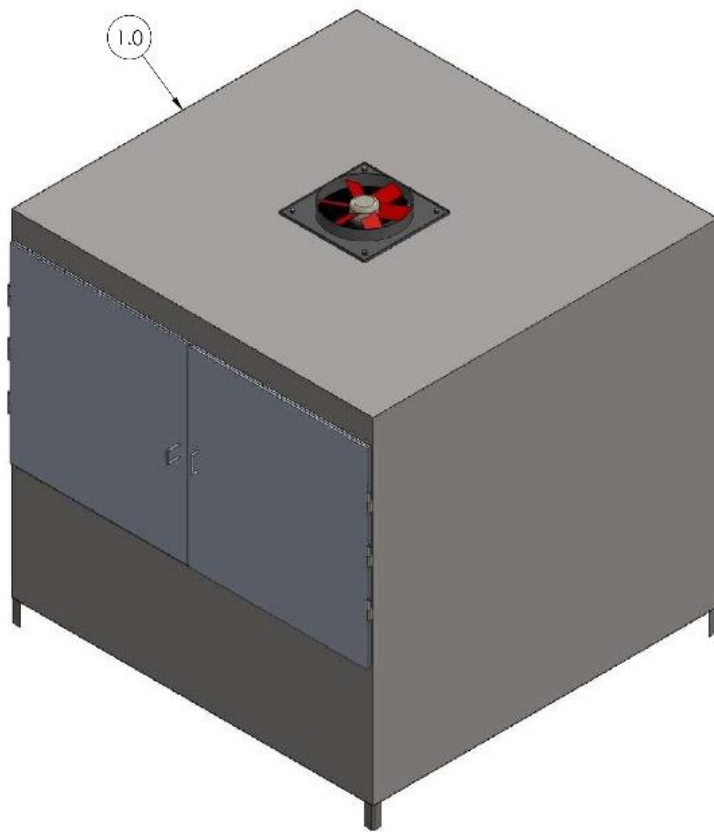


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



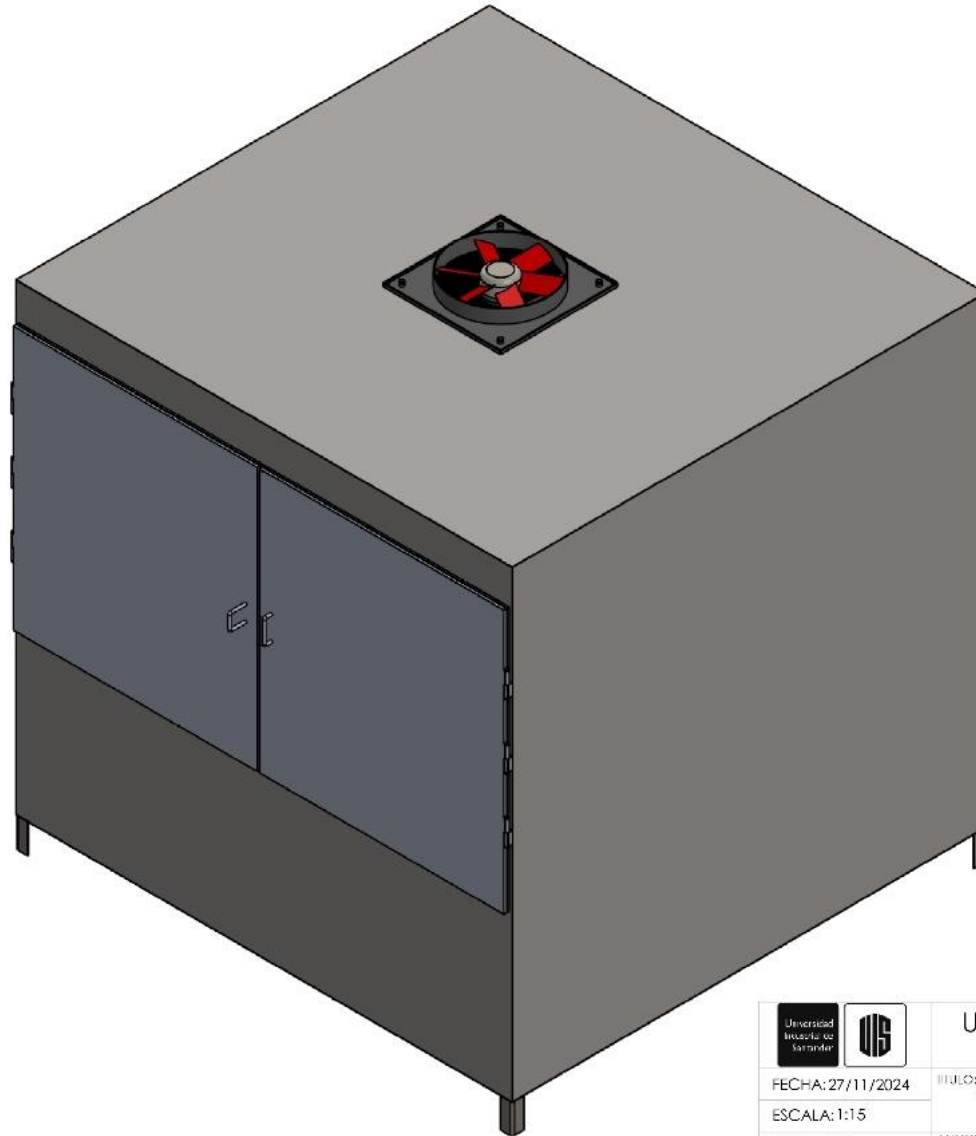
ESCALA 1:50

 	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FECHA: 27/11/2024 ESCALA: 1:20 UNIDADES: mm A3	TÍTULO: SISTEMA UNIFICADO DE SECADOR DE CACAO VISTA DE CORTE LATERAL DE BICHA AUTOR: CAMILO ALI JANDRO CASI LLANOS PARADA JIGON SEBASTIAN ACEVEDO PABON HOJA 5/ 37



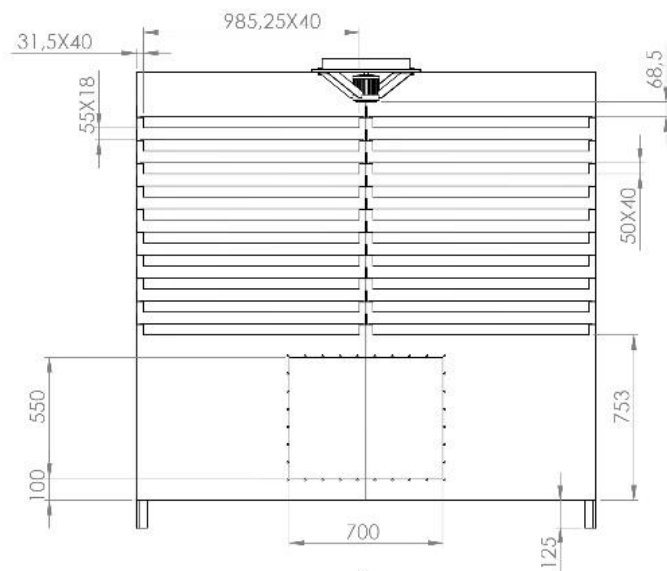
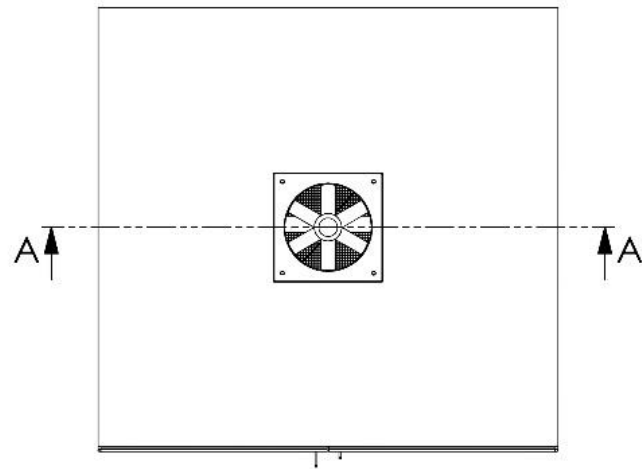
2.0	SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR-QUEMADOR
1.0	SUBSISTEMA DE CAMARA DE SECADO
CÓDIGO SUBSISTEMA	NOMBRE DEL SUBSISTEMA
 	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FECHA: 27/11/2024	TÍTULO: SISTEMA UNIFICADO SECADOR DE CACAO VISTA DE EXPLOSIONADO
ESCALA: 1:18	AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHANN BASHIAN ACI VILLO FABIAN
UNIDADES: mm	
A3	IIOJA 6/37

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

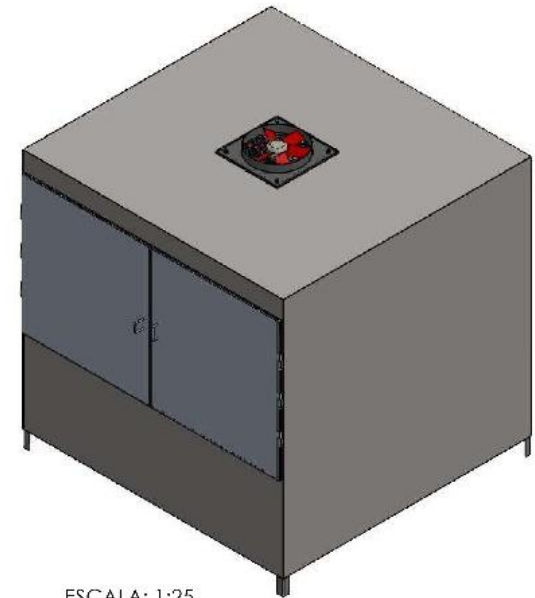


		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024	TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO VISTA GENERAL		
ESCALA: 1:15	AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHAN SEBASTIAN ACEVEDO PABON		
UNIDADES: mm			HOJA 7/37
A3			

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

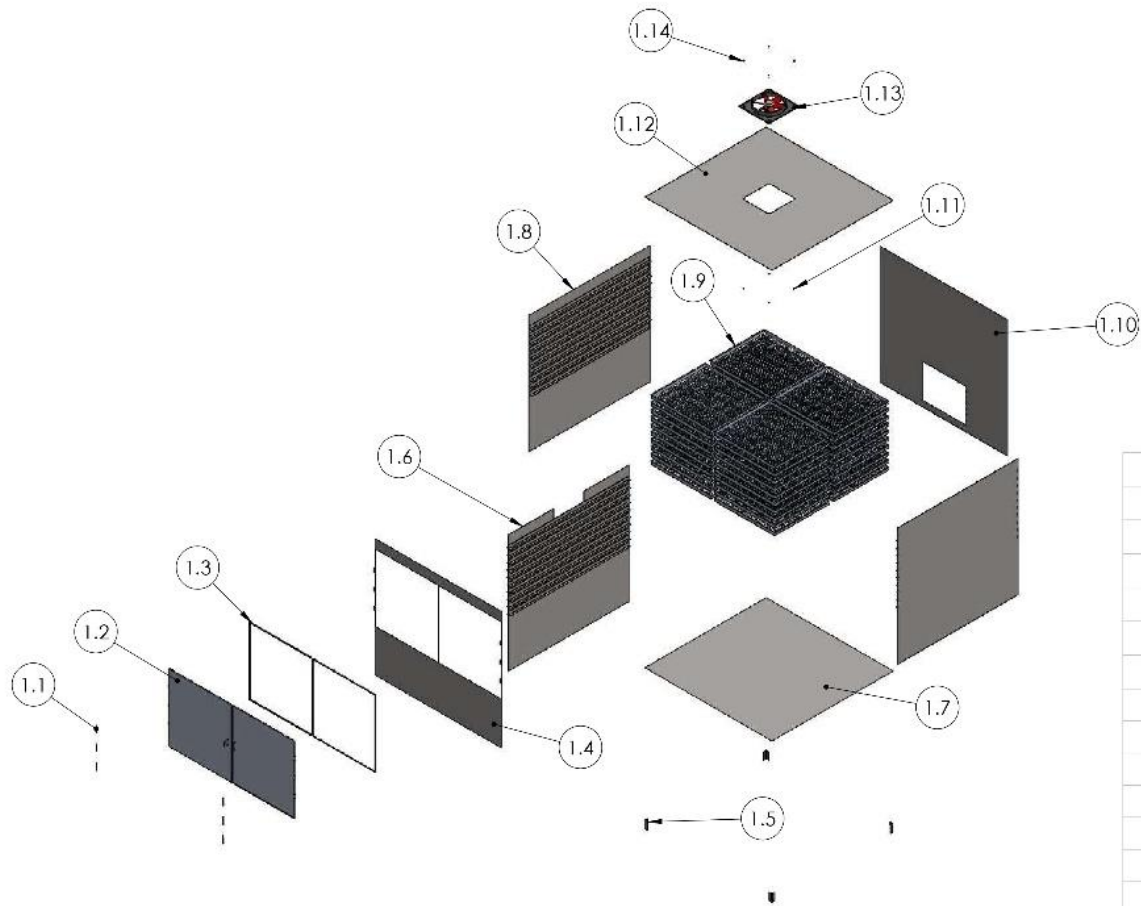


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



ESCALA: 1:25

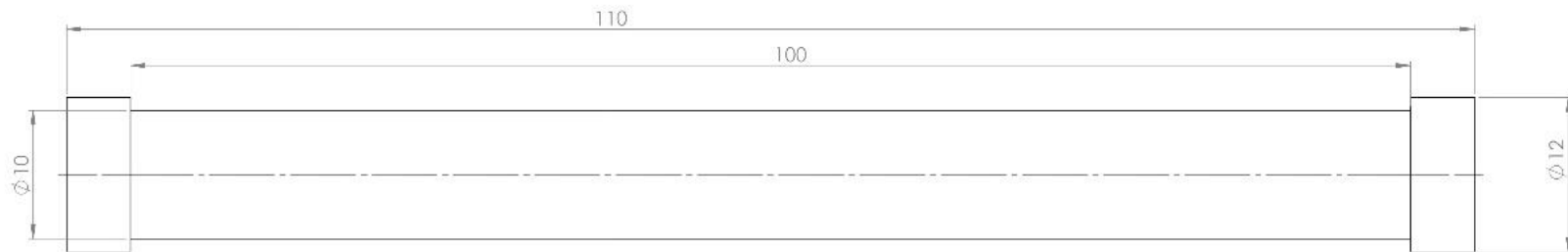
		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
		FECHA: 27/11/2024	TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO VISTA DE: CORTE FRONTAL
ESCALA: 1:20		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN	
UNIDADES: mm		A3	HOJA 8/37



1.14	TORNILLO EXTRACTOR	4	CABEZA HEXAGONAL M10X20
1.13	EXTRACTOR	1	SOLER&PALAU HXB-400L
1.12	PLACA SUPERIOR SECADOR	1	AISI304 ESPESOR 1.5 mm
1.11	TUERCA EXTRACTOR	4	HEXAGONAL M10
1.10	PANEL POSILNIO SECADOR	1	AISI304 ESPESOR 1.5 mm
1.9	BANDEJA	40	AISI304 ESPESOR 1.5 mm PERFORACIÓN 10X10 mm
1.8	PARED LATERAL	2	AISI304 ESPESOR 1.5 mm
1.7	PLACA BASE SECADOR	1	AISI304 ESPESOR 1.5 mm
1.6	PARED DIVISORA	1	AISI 304 ESPESOR 1.5 mm
1.5	SOPORTE BASE SECADOR	4	AISI 1020 PERFIL L 50X50 3mm
1.4	PARED FRONTAL SECADOR	1	AISI 304 ESPESOR 1.5mm
1.3	JUNTA MAGNETICA	1	MAGNETO DE NEODIMIO
1.2	PUERTA SECADOR	2	ALUMINIO ALEACION 1060
1.1	BISAGRA	6	ACERO LAMINADO EN FRÍO
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO VISTA EXPLOSIONADO	
ESCALA: 1:50		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JUAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN	
UNIDADES: MM			
A3			HOJA 9/37



Escala 2:1



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 3:1

UNIDADES: mm

A3



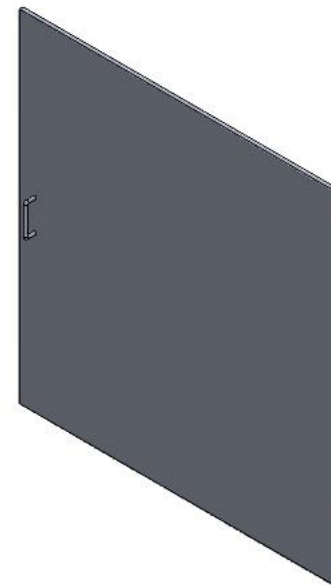
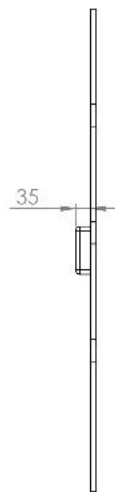
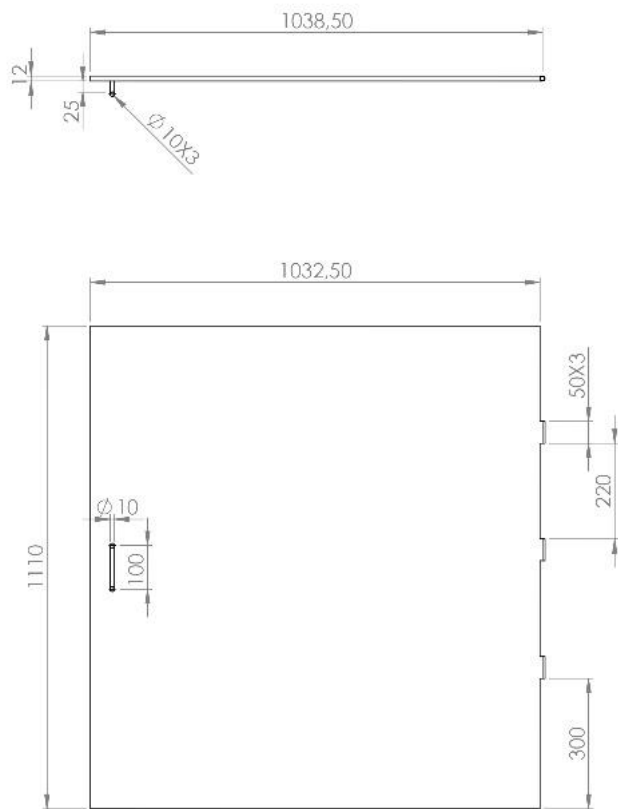
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO
PLANO DE PIEZA

CÓDIGO DE PIEZA: 1.1 BISAGRA

AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASTILLANOS PARADA
JOHAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

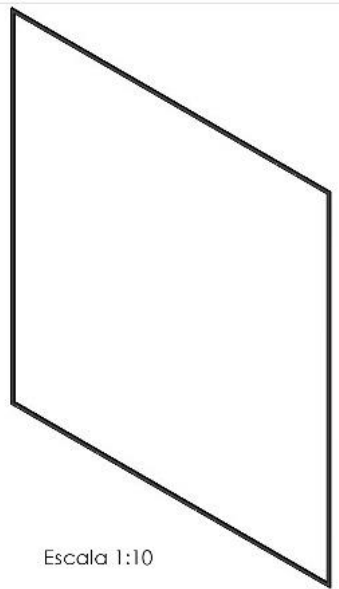
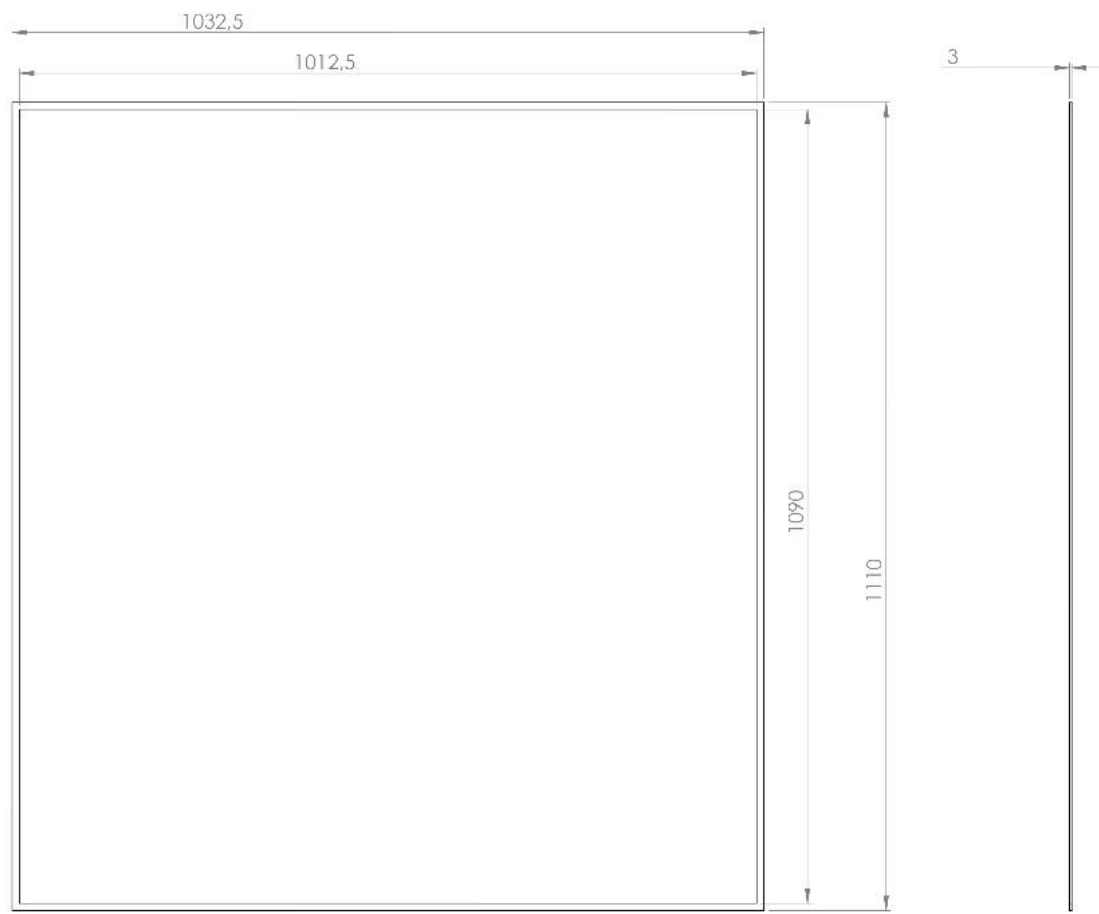
HOJA 10/37



ESCALA 1:10

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO	
ESCALA: 1:10		PLANO DE PIEZA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE PIEZA: 1.2 PUERTA SECADOR	
		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA	
		JHOAN SEBASTIAN ACEVEDO PARON	
A3			HOJA 1 / 37

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

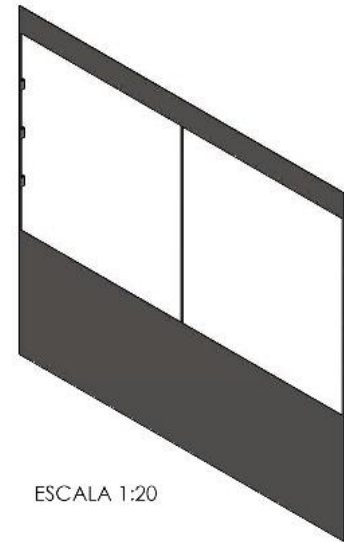
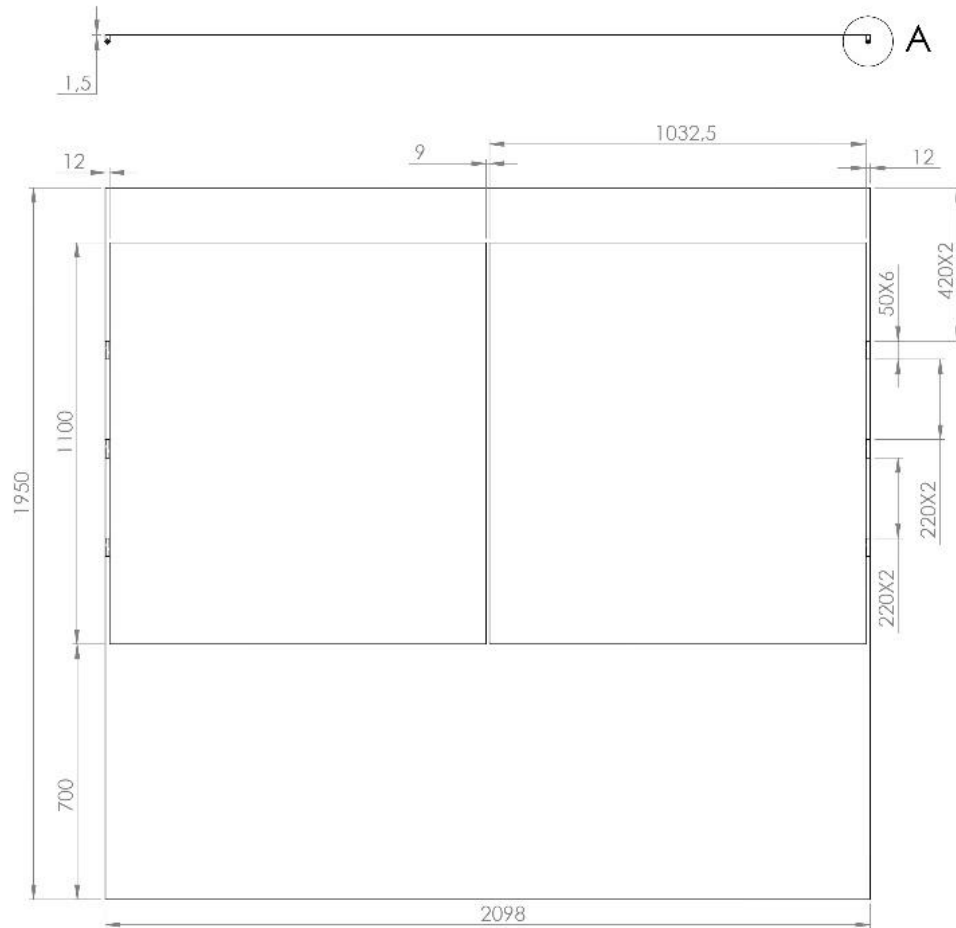


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

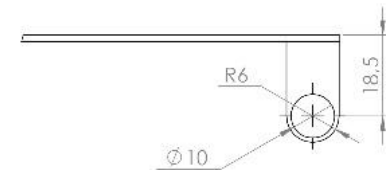
FECHA: 27/11/2024
 ESCALA: 1:6
 UNIDADES: mm
 A3

OBJETO: SUBSTITUA CÁMARA DE SECADO
 PLANO DE PIEZA
 CÓDIGO DE PIEZA: 1.3 JUNTA MAGNETICA
 AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTILLO ANOS PARADA
 JOHAN SILBASTIÁN ACLEVIDO PABÓN

HOJA 12/37



ESCALA 1:20



DETALLE A
ESCALA 1:1

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

LÁMINA ESPESOR 1,5 MM



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

OBJETO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO

ESCALA: 1:15

PLANO DE PIEZA

UNIDADES: mm

CÓDIGO DE PIEZA: 1,4 PARED FRONTAL SECADOR

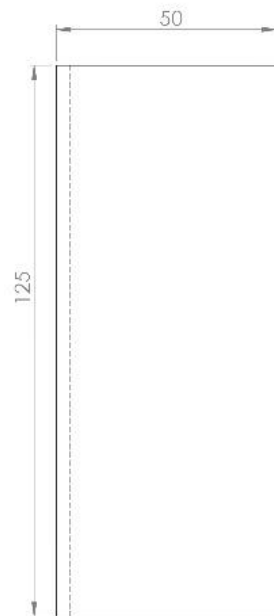
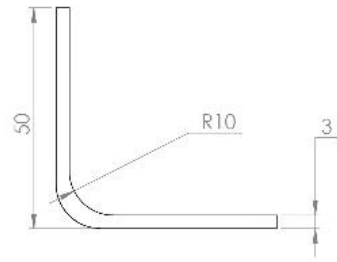
AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA

JOHAN SEBASTIÁN ACILDO PAIBÓN

A3



HOJA 13 /37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

PERFÍL COMERCIAL TIPO L DE 50X50 ESPESOR 3 MM



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO
 PLANO DE PILZA
 CÓDIGO DE PIEZA: 1.3 SOPORTE BASE SECADOR
 AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
 JOHAN SEBASTIAN ACEVEDO PARÓN

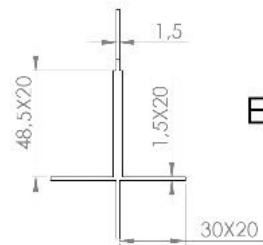
ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

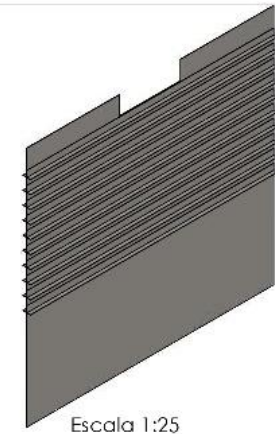
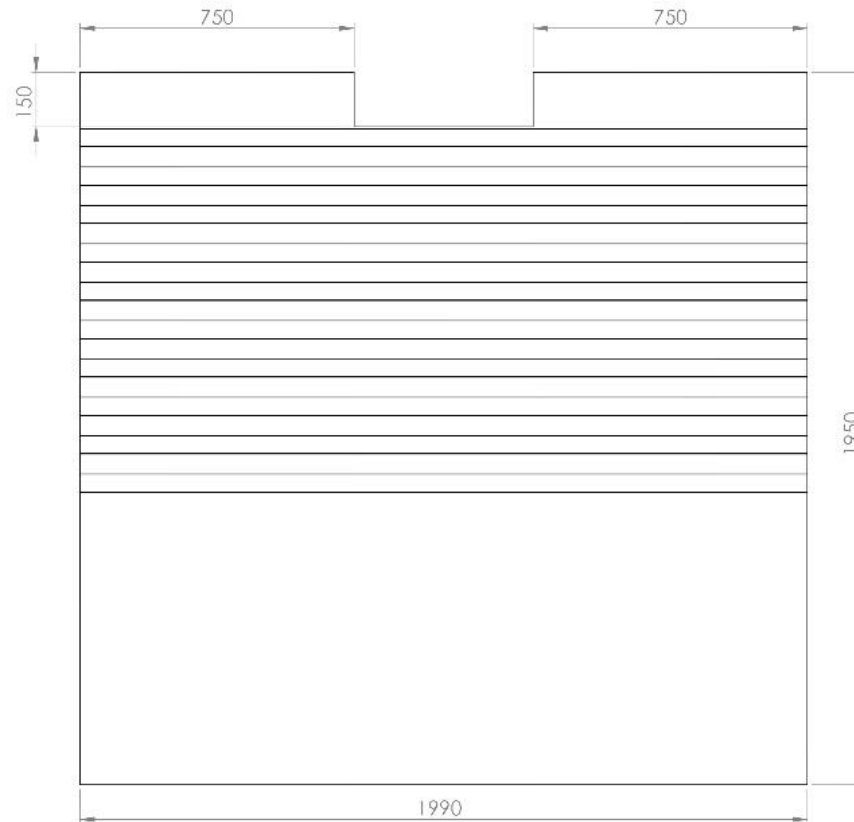
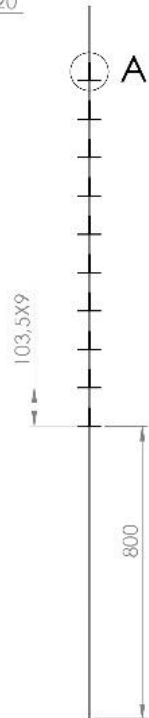
A3



HOJA 14/37



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



Escala 1:25

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

20 SOPORTES EN FORMA DE L SOLDADOS A LA LÁMINA.
LA ALTURA AL PRIMER SOPORTE ES RESPECTO A LA CARA INFERIOR DE ESTE.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

OBJETO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 1:12

CÓDIGO DE PIEZA: 1.6 PARED DIVISORA

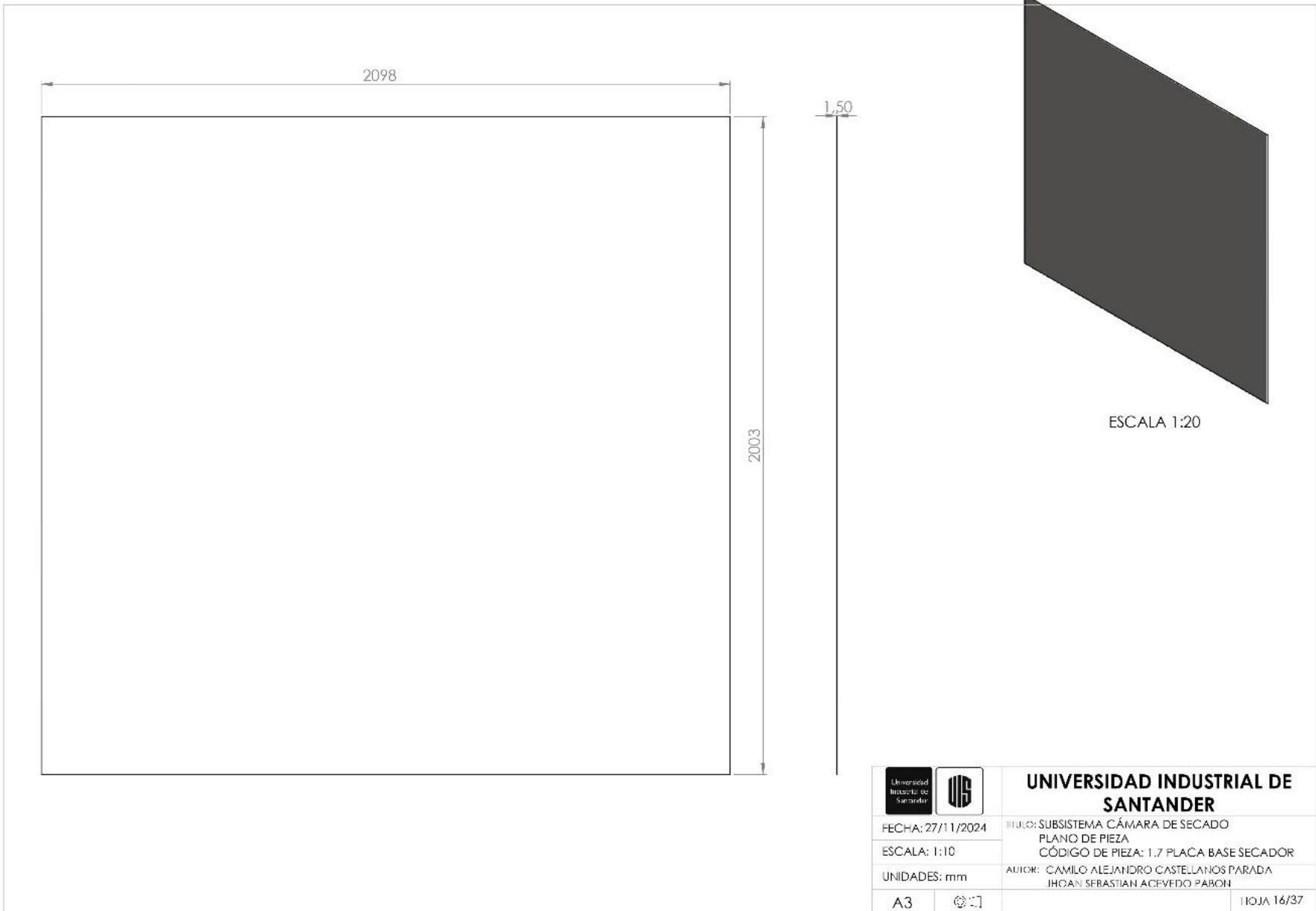
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALFONSO CASILLIANO PARADA
JUAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

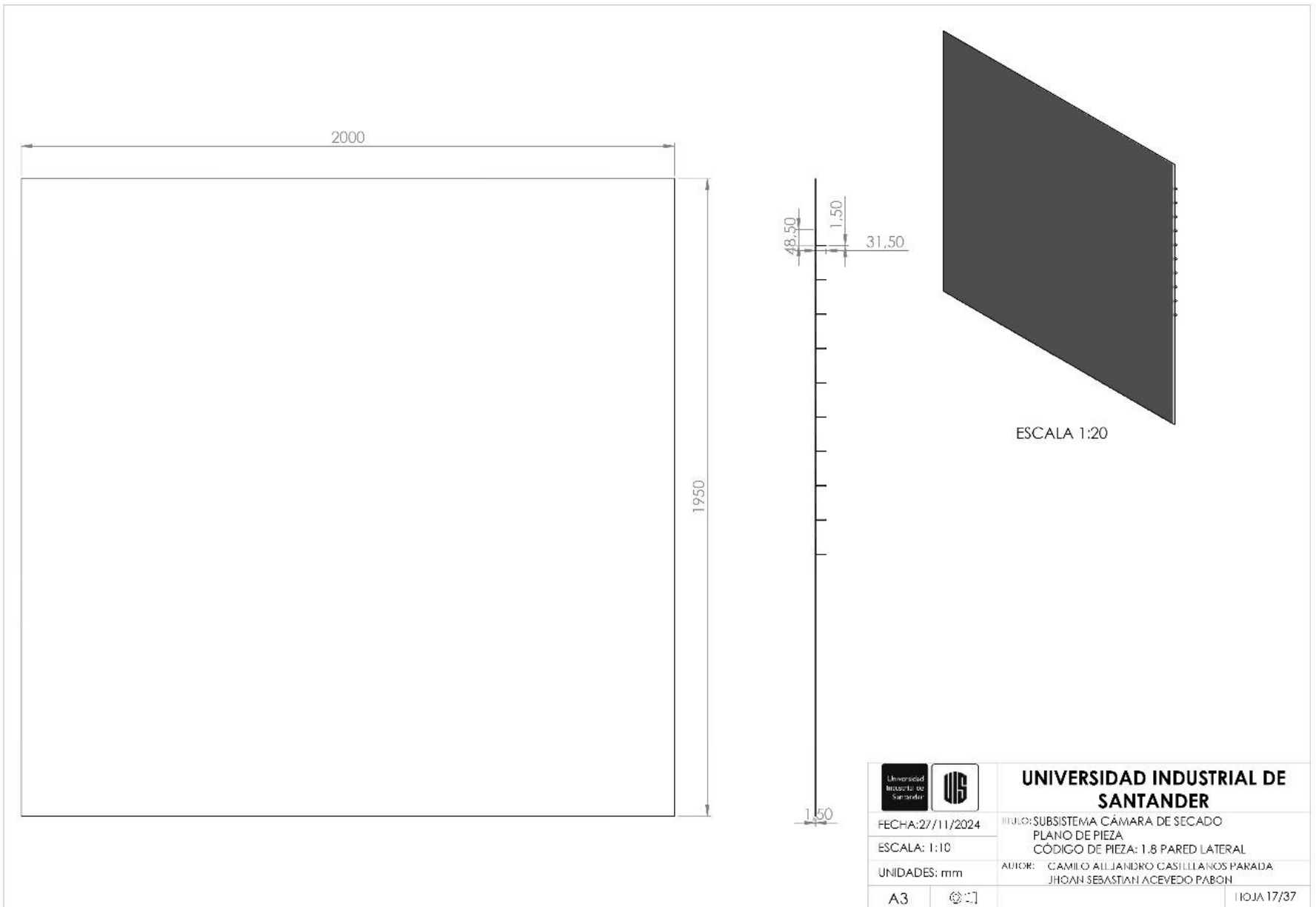
A3



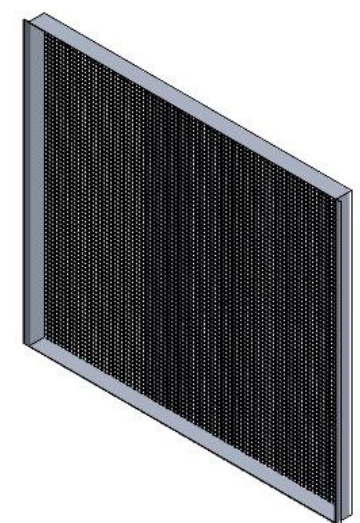
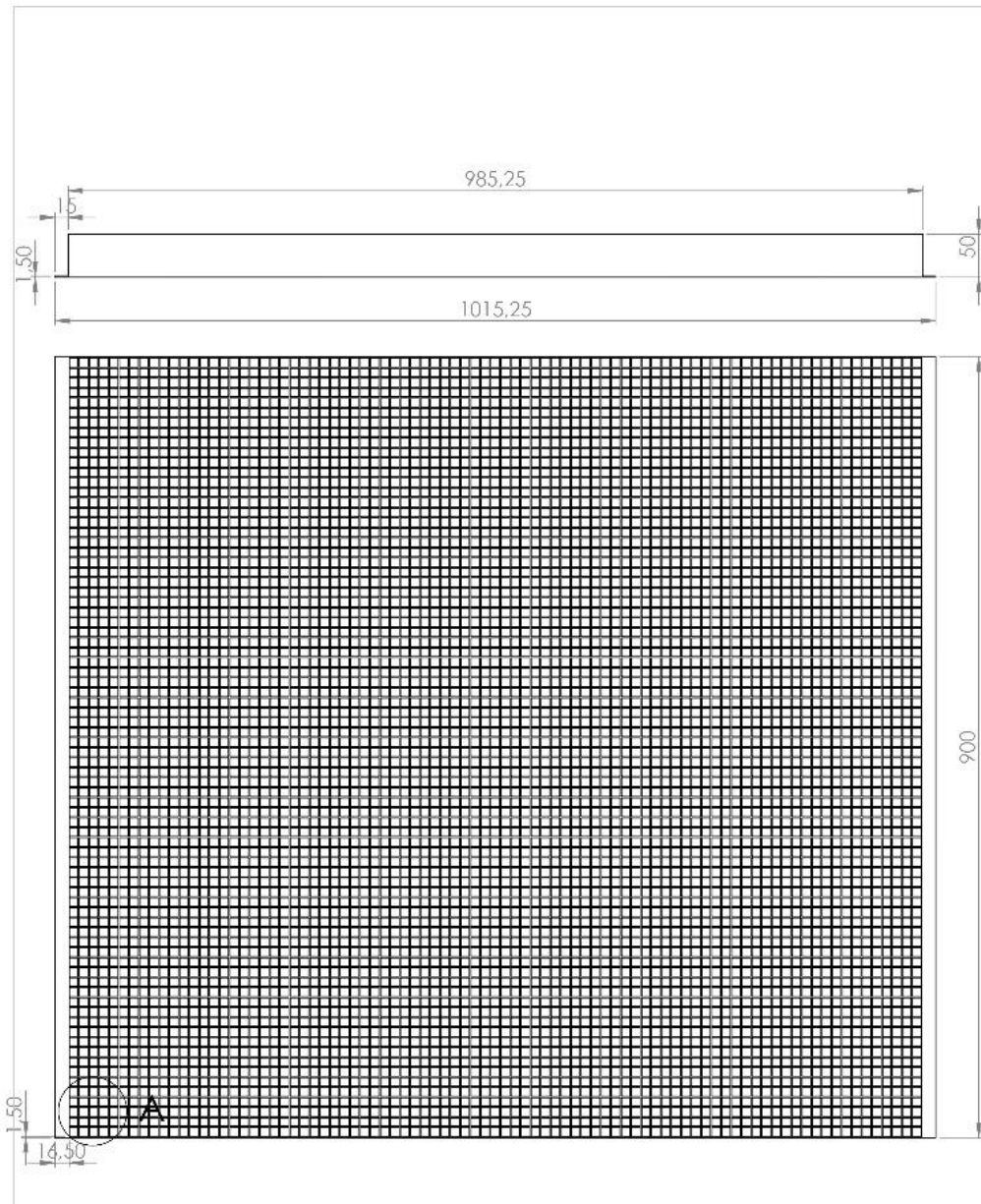
HOJA15/37



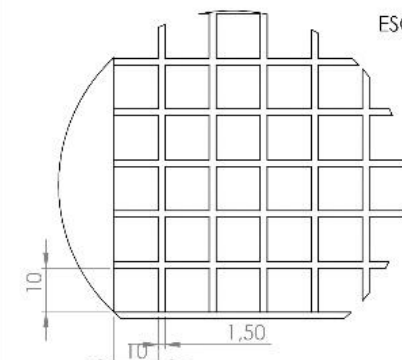
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

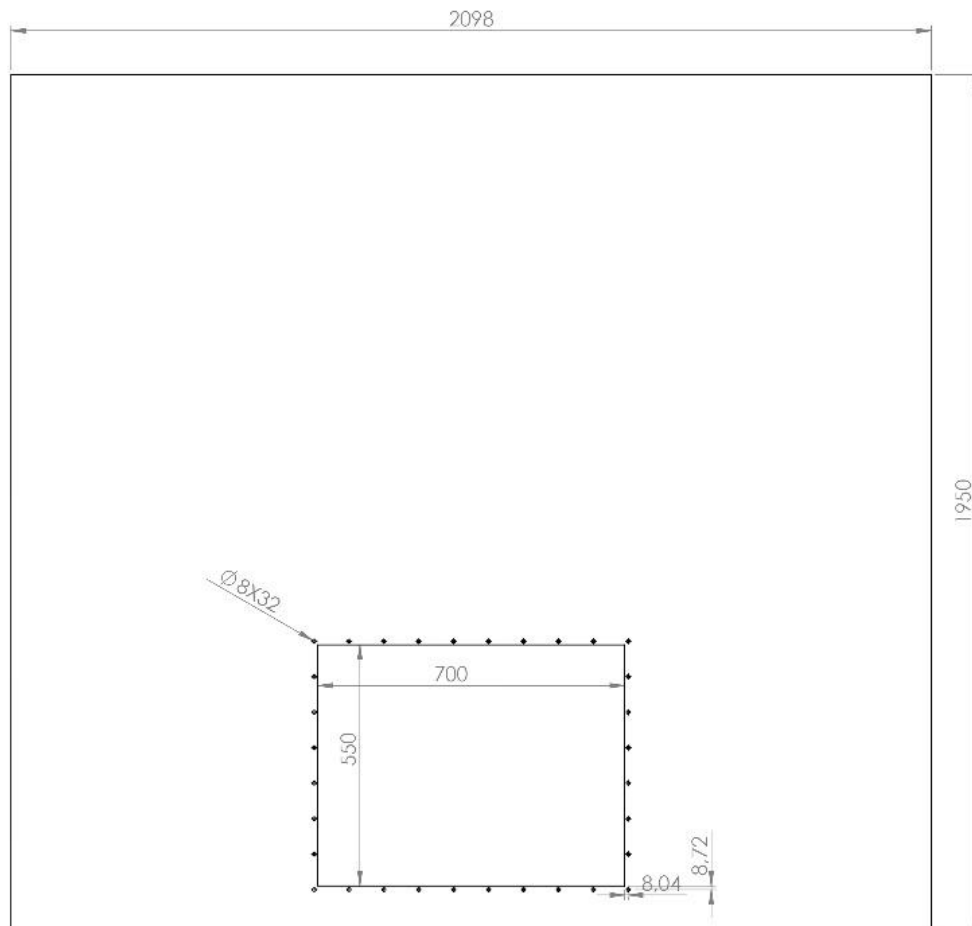


ESCALA 1:10

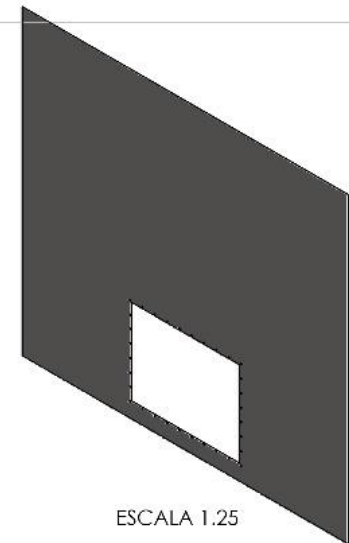


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO	
ESCALA: 1:5		PLANO DE PIEZA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE PIEZA: 1.9 BANDEJA	
A3		AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASILLANOS PARADA JHOAN SEBASTIAN ACEVEDO PABON	
		HOJA 18/37	

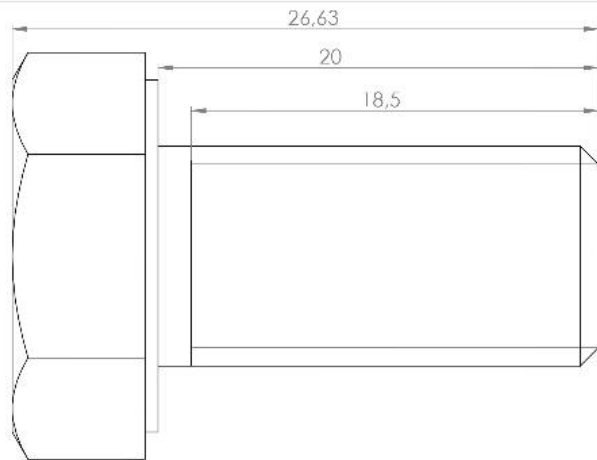


1,50



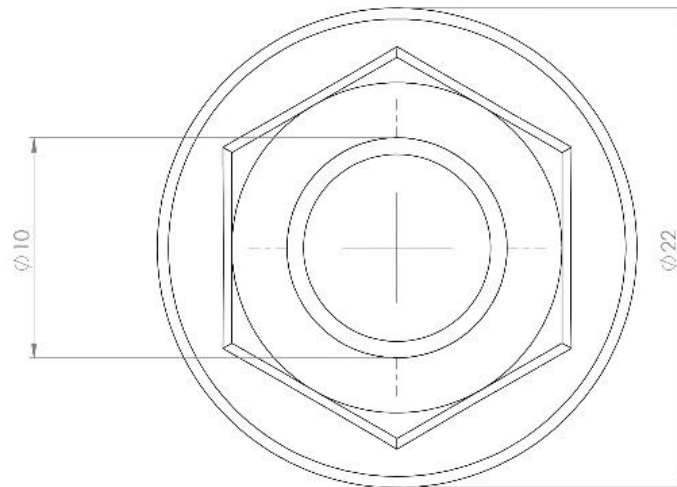
ESCALA 1.25

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO	
ESCALA: 1:10		PLANO DE PIEZA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE PIEZA: 1.10 PARED POSTERIOR SECADOR	
		AUTOR: CAMILO ALIJANDRO CASILLANOS PARADA	
		JHOAN SUBASIAN ACIVILDO PABON	
A3			HOJA 19/37



ESCALA 2:1

NOTA: TORNILLO CABEZA HEXAGONAL BAJO NORMA ISO4016 M10X20X18,5



ESCALA 2:1

NOTA: TUERCA HEXAGONAL ABRIDADA BAJO NORMA ISO4034 M10

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 5:1

UNIDADES: mm

A3

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECAO

PLANO DE PIEZA

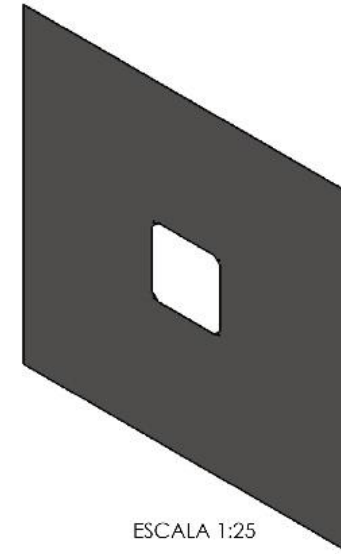
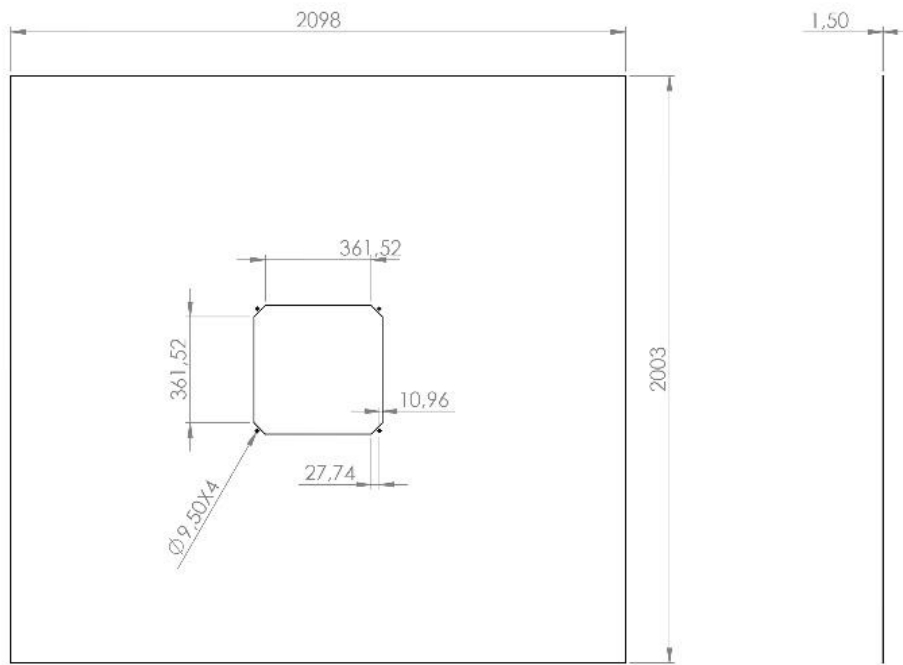
CÓDIGO DE PIEZA: 1.11 TUERCA EXTRACTOR

1.14 TORNILLO EXTRACTOR

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA

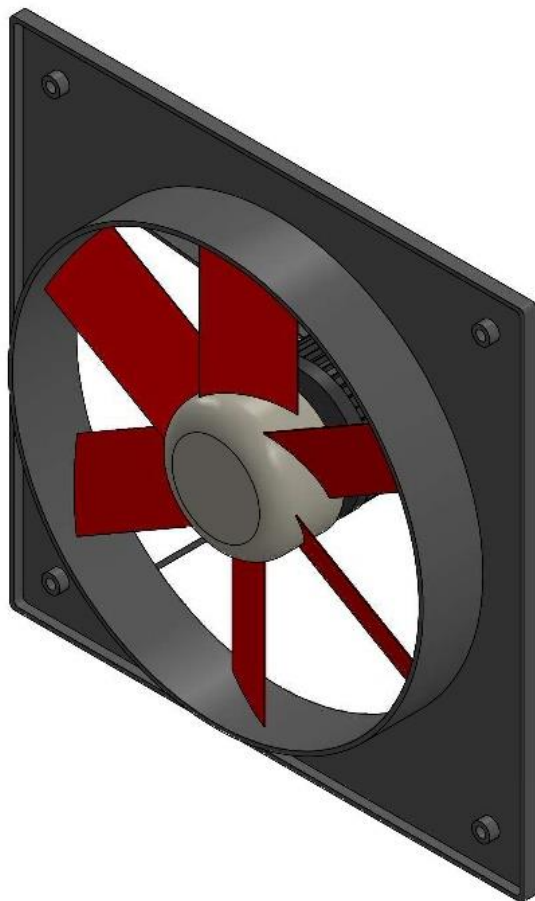
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PARÓN

HOJA 20/37



ESCALA 1:25

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO	
ESCALA: 1:15		PLANO DE PIEZA	
UNIDADES: mm		CÓDIGO DE PIEZA: 1.12 PLACA SUPERIOR SECADOR	
A3		AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHAN SEBASTIAN ACEVEDO PABON	
		HOJA 21/37	



VENTILADOR EXTRACTOR SOLER&PALAU

REF: HXB-400L
 REF MOTOR: 1625 RPM POT 1/8HP 127V
 CAUDAL: 3190 M3/H
 PESO:14 KG
 ALTURA:197 MM
 ANCHO:498 MM
 PROFUNDIDAD: 498 MM

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

PROYECTO: SUBSISTEMA CÁMARA DE SECADO

ESCALA: 1:3

PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 1.13 EXTRACTOR

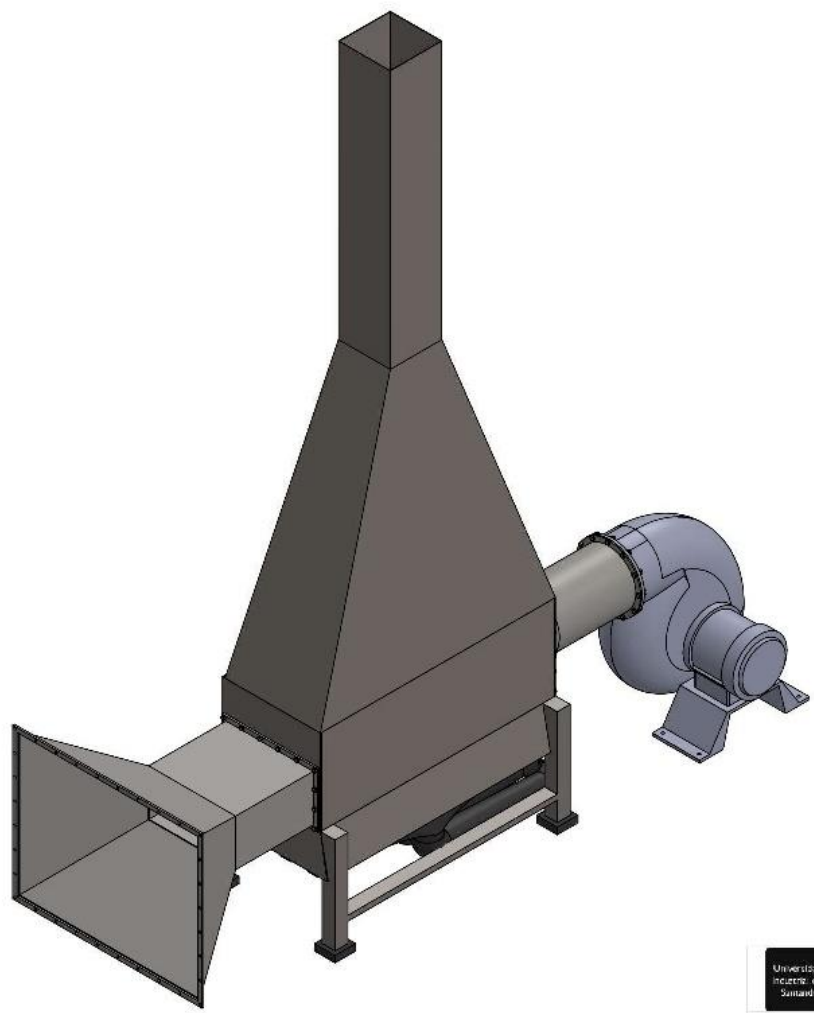
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTAÑO PARADA
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

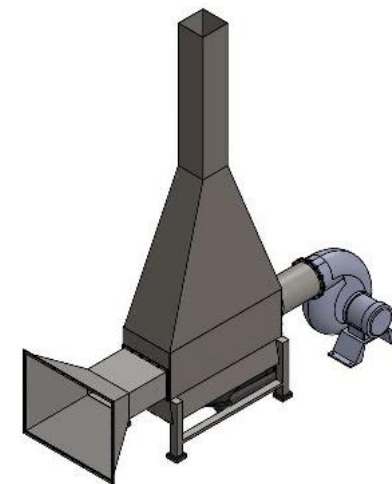
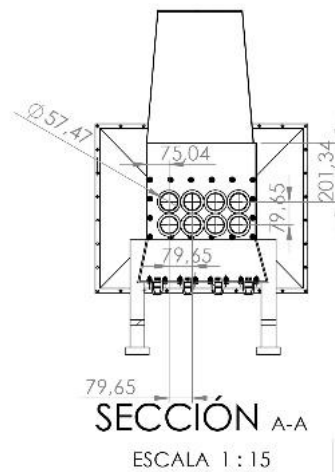
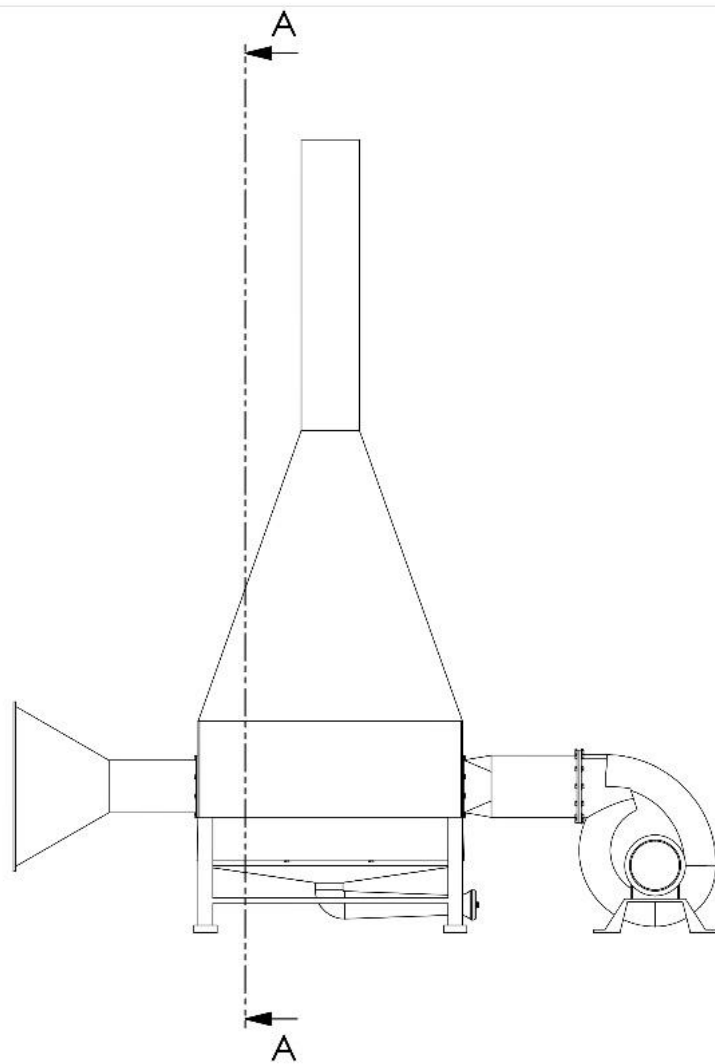
A3



HOJA 22/37

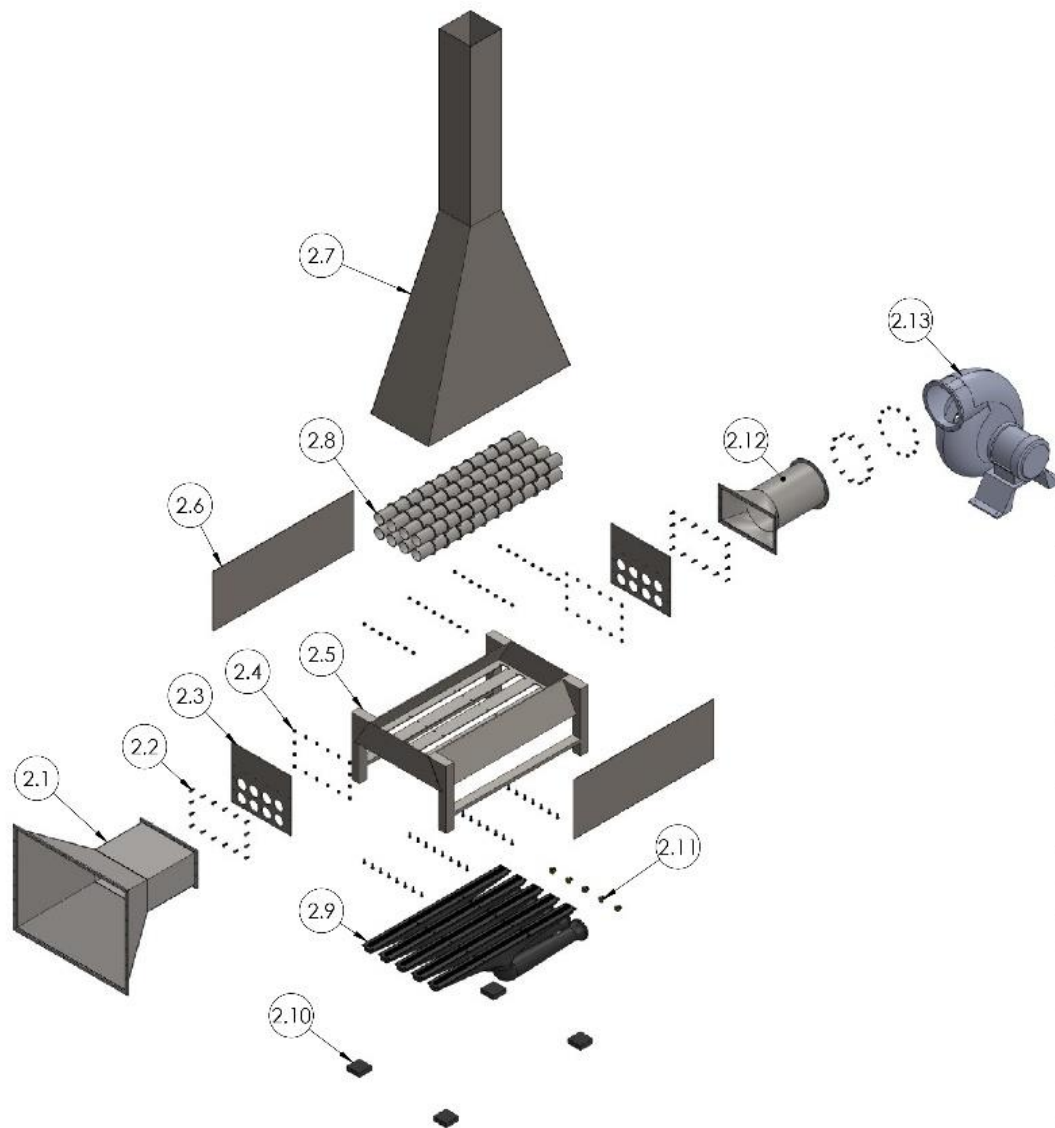


		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024	TÍTULO: SISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR-GUAMADOR VISTA GENERAL		
ESCALA: 1:12			
UNIDADES: mm	AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA JOHAN SEBASTIAN ACEVEDO FABON		
A3			HOJA 23/37



ESCALA 1:25

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 27/11/2024		TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR VISTA DE CORTI FRONTAL	
ESCALA: 1:15		AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASILLANOS PARADA JOHAN SEBASTIAN ACEVEDO FABON	
UNIDADES: mm			
A3		HOJA 24/37	



2.13	VENTILADOR	1	CATALOGO SOLER&PALAU PL254
2.12	DUCTO VENTILADOR-INTERCAMBIADOR	1	ALUMINIO ALEACIÓN 3003
2.11	INYECTOR	5	FABRICADO LATÓN ROSCA STANDAR 3/4"-16
2.10	SOPORTE GOMA QUEMADOR	4	FABRICADO EN CAUCHO DE SILICIO
2.9	QUEMADOR	5	FUNDICIÓN GRIS 1/4" ESPESOR DE PARED
2.8	TUBO ARIFADO INTERCAMBIADOR DE CALOR	8	Ø: 7.4 mm CROSSK 1.5mm AISI 304 CON ALETAS SOLDADAS DE 1mm DE ESPESOR
2.7	CHIMENEA	1	CHAPA DE ACERO 1023 1.5mm
2.6	PLACA ALTRAL INTERCAMBIADOR DE CALOR	2	CHAPA ACERO 1023 3mm
2.5	BASE SISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR	1	ESTRUCTURA SOLDADA AISI 1020 CON CORTE DE LAMINA
2.4	TUERCA INTERCAMBIADOR DE CALOR	116	HEXAGONAL ABRIDADA M8
2.3	PLACA TORNIAL INTERCAMBIADOR DE CALOR	2	CHAPA ACERO 1023 5mm
2.2	TORNILLERIA INTERCAMBIADOR DE CALOR	116	CABEZA HEXAGONAL M8X20
2.1	DUCTO INTERCAMBIADOR-SECADOR	1	ALUMINIO ALEACIÓN 3003
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A3

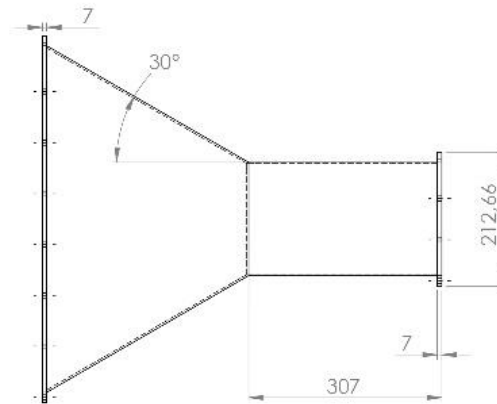
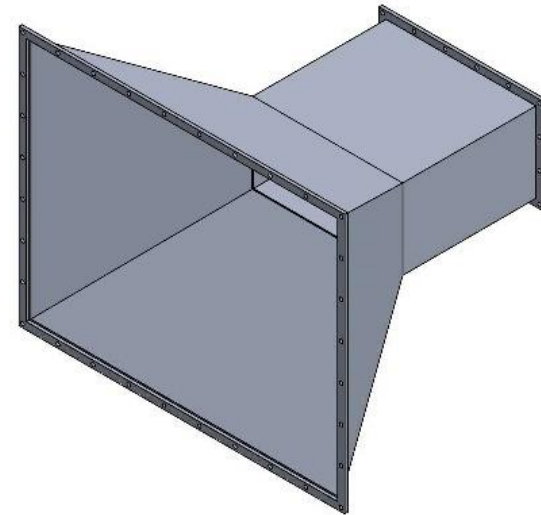
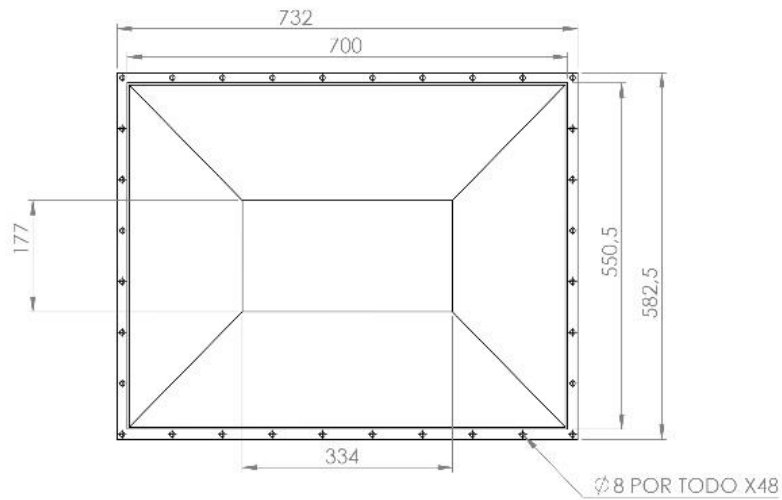
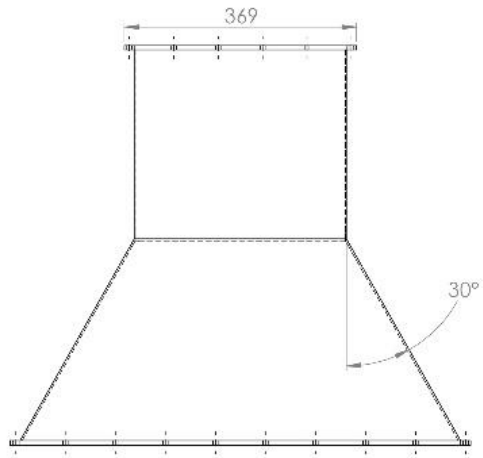


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR-QUEMADOR
PLANO EXPLOSIONADO

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JOHAN SEBASTIAN ACLEVEDO PABON

HOJA 25/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 1:7

CÓDIGO DE PIEZA: 21 DUCTO INTERCAMBIADOR-SECADOR

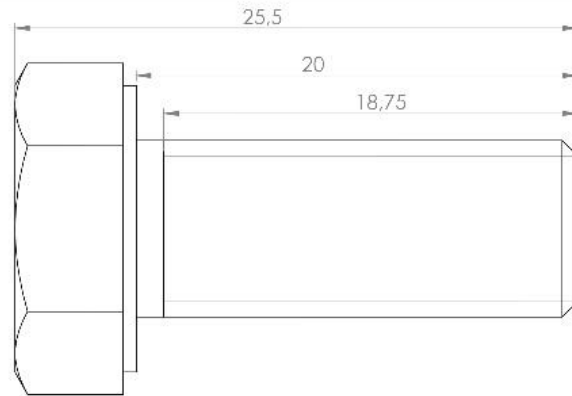
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JHOAN SUBSISTÁN ACIVILDO PAJÓN

A3

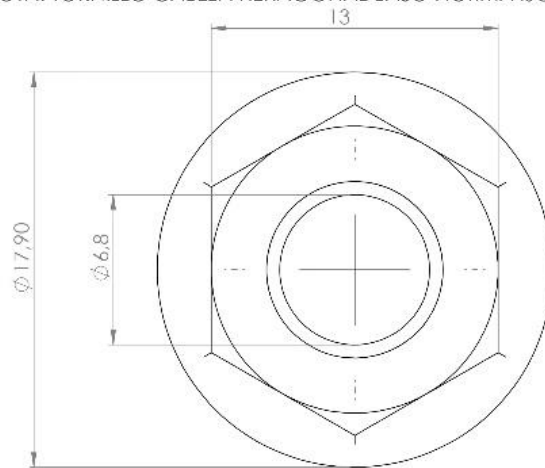


HOJA 26 / 37



ESCALA 2:1

NOTA: TORNILLO CABEZA HEXAGONAL BAJO NORMA ISO4016 M8X20X18,75



ESCALA 2:1

NOTA: TUERCA HEXAGONAL ABDRIDADA BAJO NORMA ISO4034 M8

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 5:1

UNIDADES: mm

A3

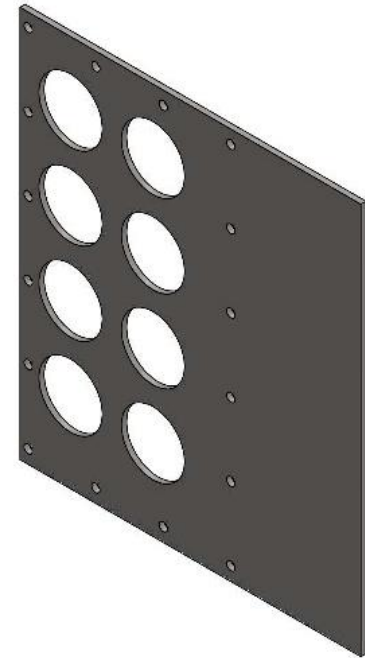
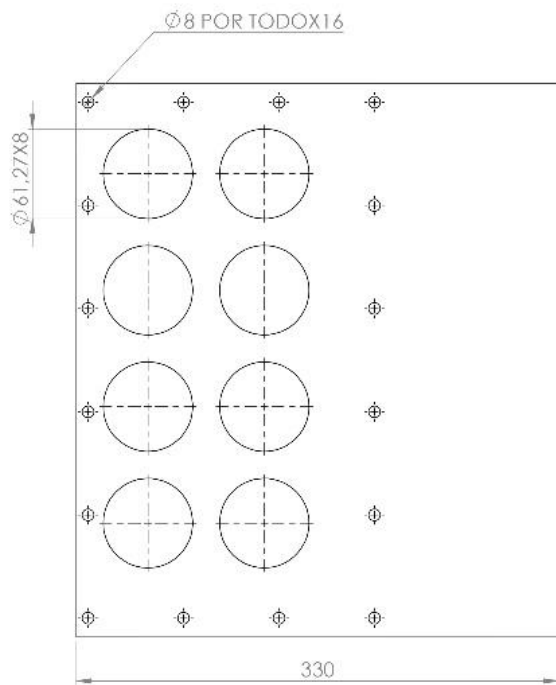
II ULOX SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR GUARDAROF
PLANTEO DE PIEZA

CÓDIGO DE PIEZA: 2.2 TORNILLERÍA INTERCAMBIADOR DE CALOR

PLANTEO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JOHAN SILBASTIÁN ACILVELDO PABÓN

HOJA 27/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR

ESCALA: 1:3

PLANO DE PIEZA

UNIDADES: mm

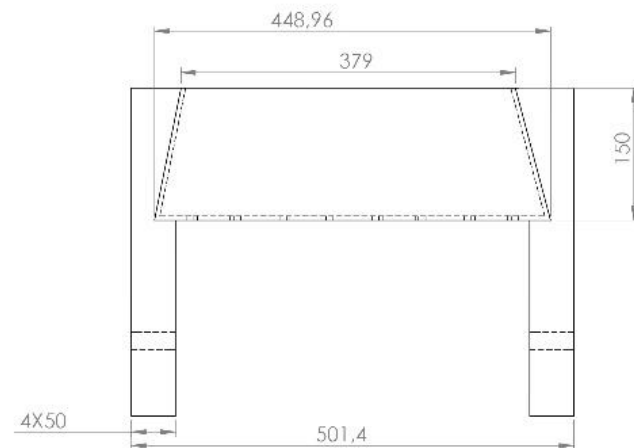
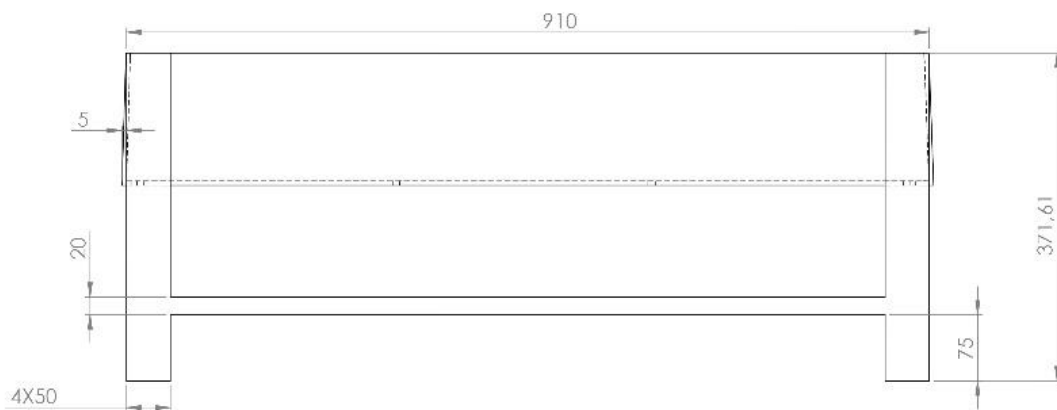
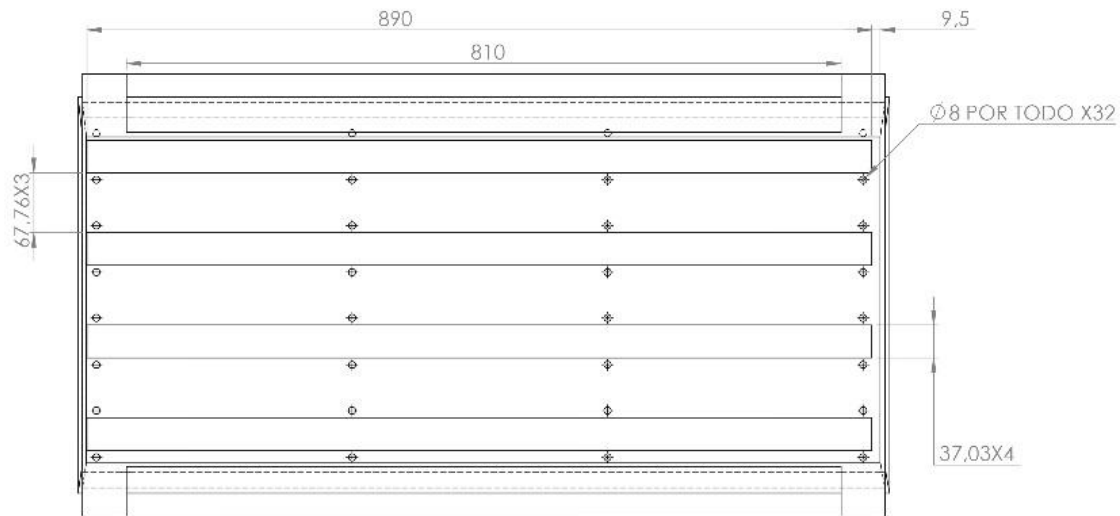
CÓDIGO DE PIEZA: 2.3-PLACA FRONTAL INTERCAMBIADOR DE CALOR

A3



AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

HOJA 28/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A3



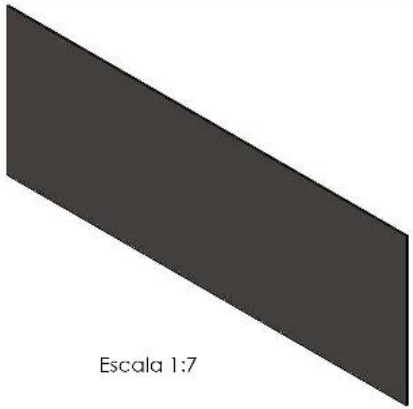
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

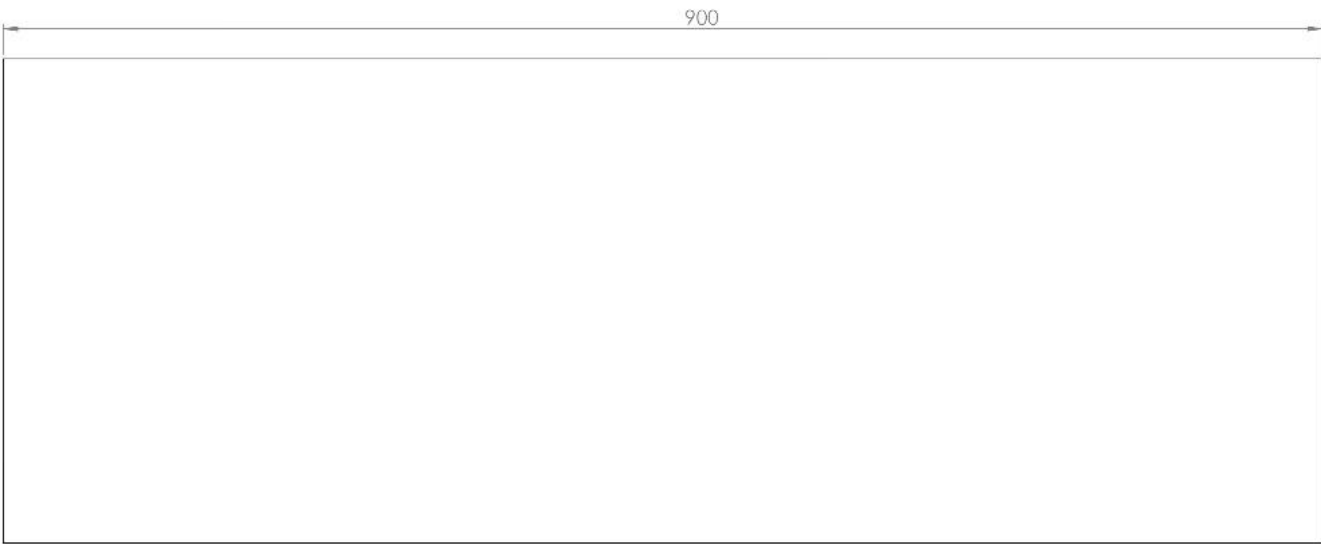
CÓDIGO DE PIEZA: 9.5-SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JOHAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

HOJA 29/37



Escala 1:7



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27 /11 /2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 1:3

CÓDIGO DE PIEZA: 2.6 PLACA LATERAL INTERCAMBIADOR DE CALOR

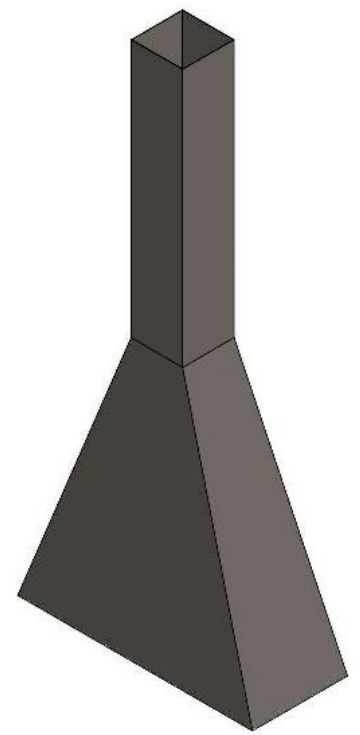
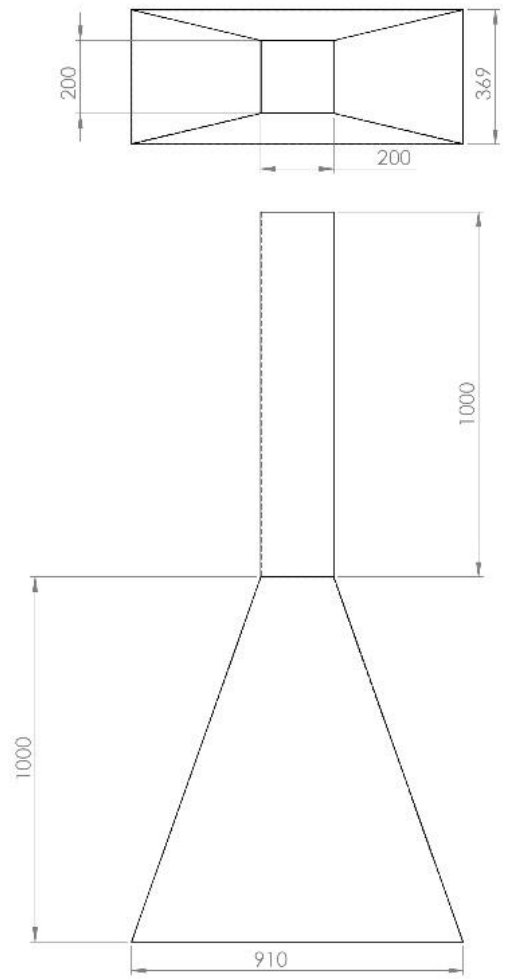
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASILLANOS PARADA
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

A3



HOJA 30/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

LÁMINA ESPESOR 1.5 MM



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 1:12

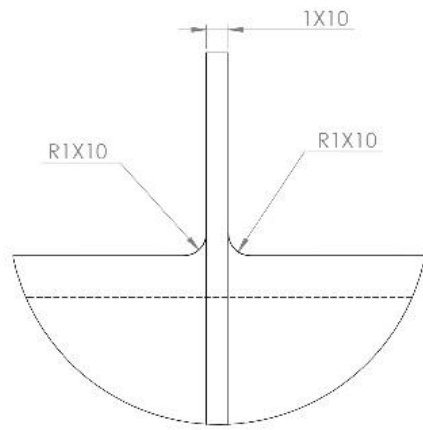
UNIDADES: mm

A3

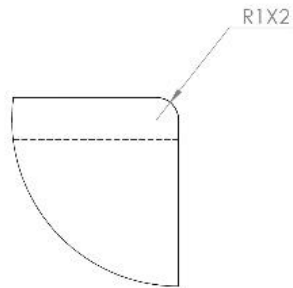
TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 27 CHIMENEA

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASILLI AÑOS PARAÍDA
JUAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

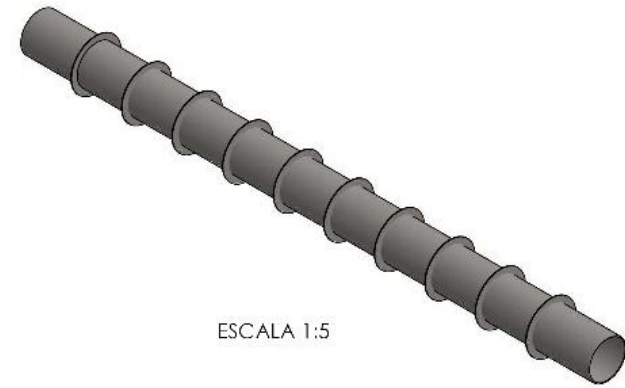
HOJA 31/37



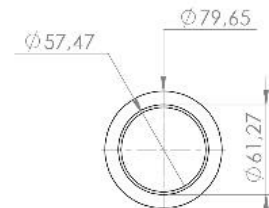
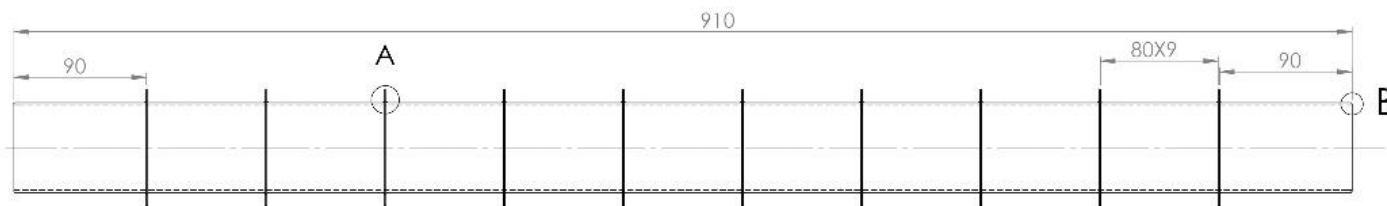
DETALLE A
ESCALA 5 : 1



DETALLE B
ESCALA 5 : 1



ESCALA 1:5



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

10 ALETAS ANULARES SOLDADAS POR TUBO



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11 / 2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 1:3

CÓDIGO DE PIEZA: 9.8 TUBO ALIFEADO INTERCAMBIADOR DE CALOR

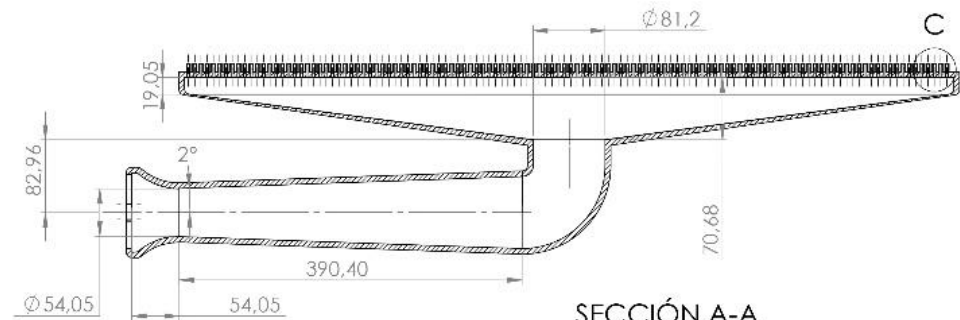
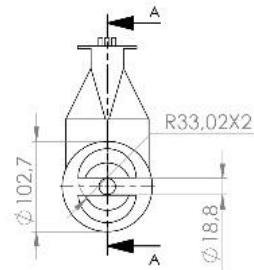
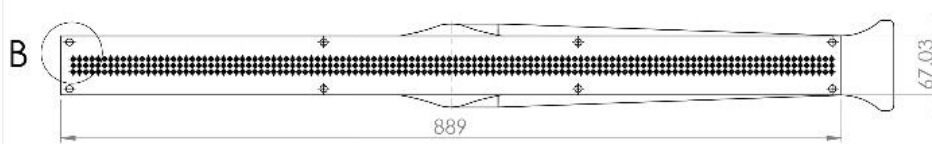
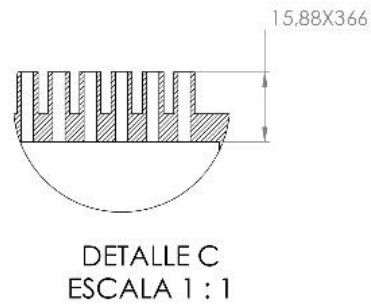
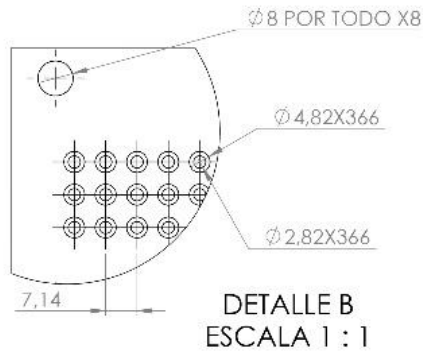
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALJANDRO CASILLANOS PARADA
JOHAN SEBASTIÁN AGLVILLO PABÓN

A3



HOJA32/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

1/4" ESPESOR DE PARED QUEMADOR



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11/2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR

ESCALA: 1:5

PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 2.9 QUEMADOR

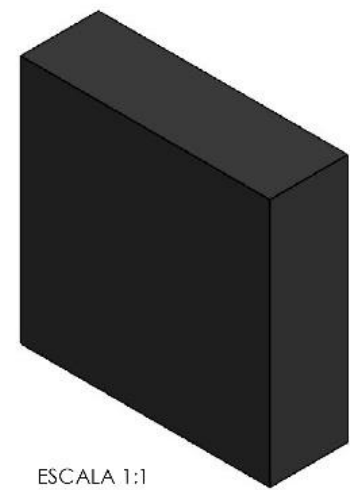
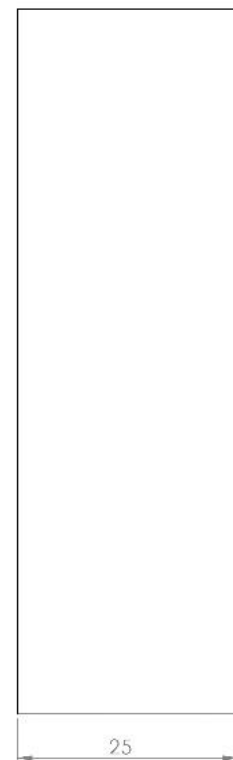
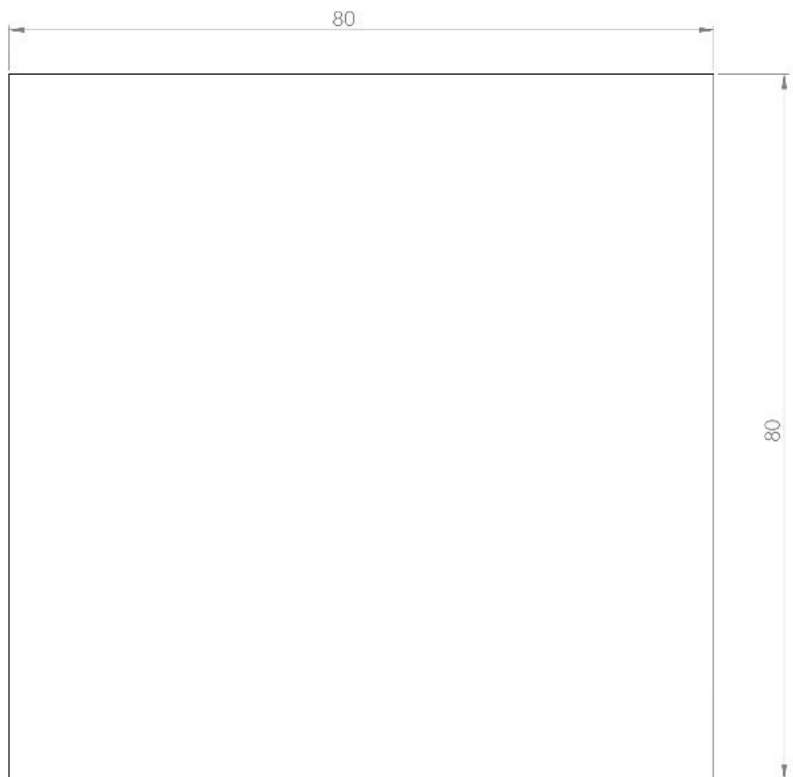
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASILLANOS PARADA
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

A3



HOJA 33/37



ESCALA 1:1

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/ 2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 2:1

CÓDIGO DE PIEZA: 2.10 SOPORTE GOMA QUEMADOR

UNIDADES: mm

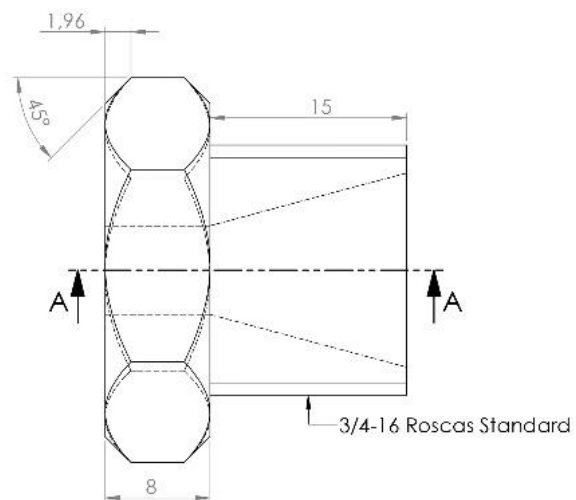
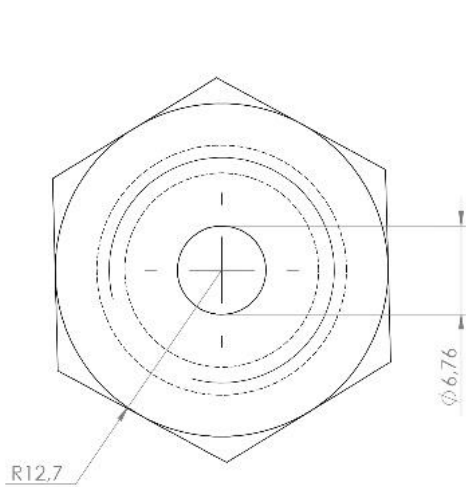
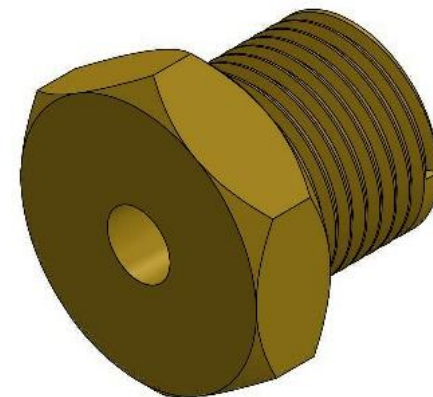
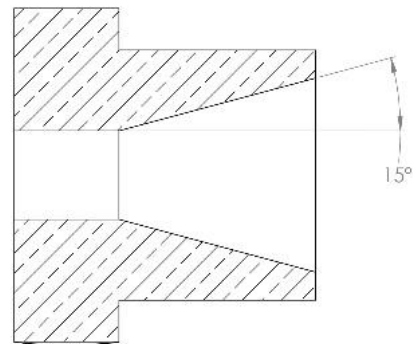
AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTELLANOS PARADA
JHON SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

A3



HOJA 34/37

SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



FECHA: 27/11/2024

ESCALA: 3:1

UNIDADES: mm

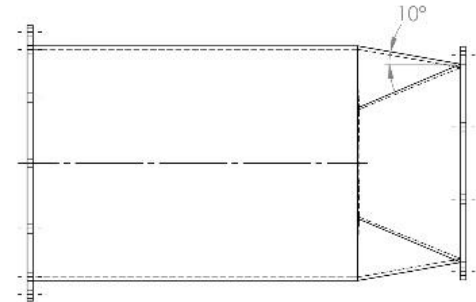
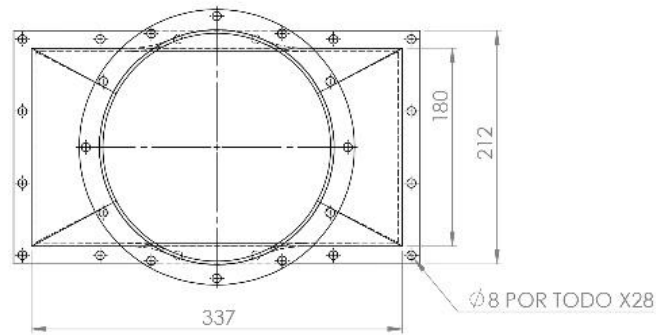
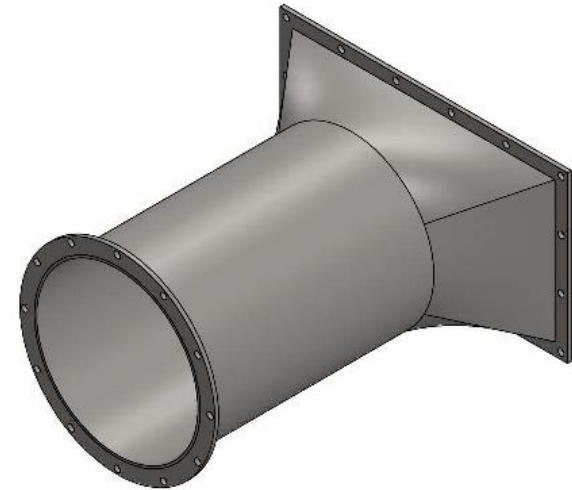
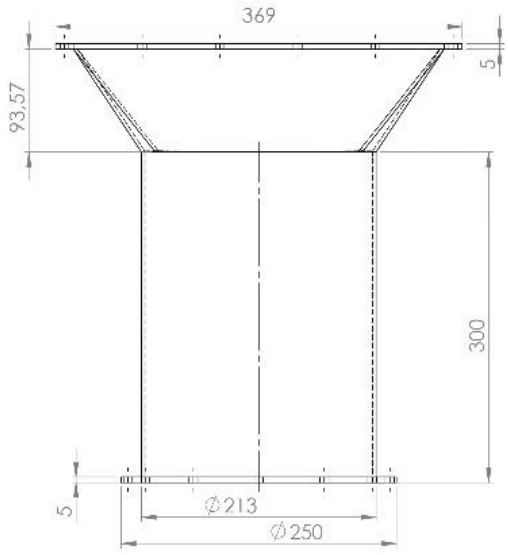
A3

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 2.11 INYECTOR

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASILLANO PARADA
JUAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

HOJA 35/37



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 27/11/ 2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA

ESCALA: 1:4

CÓDIGO DE PIEZA: 2.12 DUCIO VENTILADOR INTERCAMBIADOR

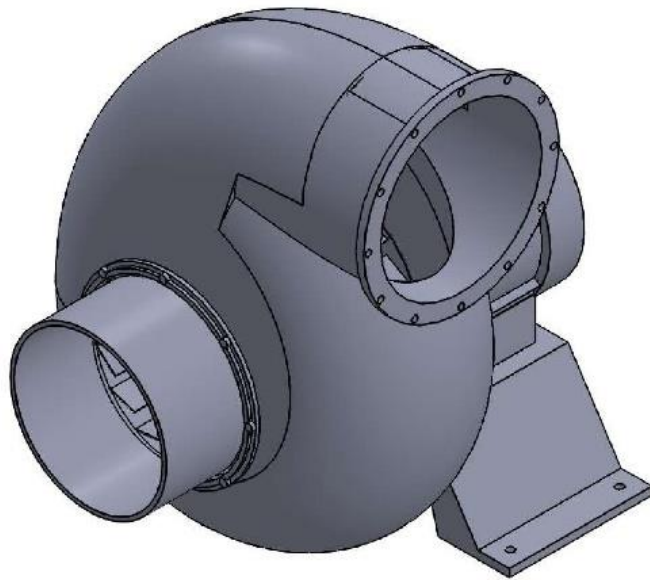
UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALEJANDRO CASTIJANO PARADA
JOHAN SEBASTIÁN ACIVILDO PAJÓN

A3



HOJA 36/37



VENTILADOR CENTRÍFUGO SOLER&PALAU

REF: PL245

REF MOTOR: 1740 RPM POT 3/4HP 208-230V

CAUDAL: 2937 M3/H

PESO: 16 KG

ALTURA: 790 MM

ANCHO: 505 MM

PROFUNDIDAD: 500 MM

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER

FECHA: 27/11/ 2024

TÍTULO: SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR QUEMADOR
PLANO DE PIEZA
CÓDIGO DE PIEZA: 2.13 VENTILADOR

ESCALA: 1:4

UNIDADES: mm

AUTOR: CAMILO ALLJANDRO CASTILLANOS PARAIDA
JHOAN SEBASTIÁN ACEVEDO PABÓN

A3



HOJA 37/37