

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO FUNCIONAL DE UNA MÁQUINA
INDUSTRIAL DESHIDRATADORA DE PANELA PULVERIZADA

VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

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

2022

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO FUNCIONAL DE UNA MÁQUINA
INDUSTRIAL DESHIDRATADORA DE PANELA PULVERIZADA

VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero mecánico

Director
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ
Doctor en Ingeniería Química

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

2022

DEDICATORIA

A nuestros padres, por creer en nosotros, por su paciencia, comprensión, apoyo y amor.

A Ehytan David Olarte Garzón.

A nuestros amigos y compañeros, por su motivación y acompañamiento permanente.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por sus infinitas bendiciones.

A la empresa Doña Panela, por creer en nuestras capacidades y ofrecernos una oportunidad de experiencia, apoyándonos en el proceso de la realización de este proyecto.

A Yesid Rueda, director del proyecto, por brindarnos su conocimiento, por su paciencia y colaboración.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
2. JUSTIFICACIÓN.....	3
3. OBJETIVOS.....	4
3.1 OBJETIVO GENERAL	4
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	5
4.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	6
4.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD	7
4.2.1 Requerimientos del consumidor.....	7
4.2.2 Organización de requerimientos.	7
4.3 MATRIZ DE CALIDAD	8
4.4 TIPOS DE SUBSISTEMAS.....	8
4.5 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	9
4.5.1 Alternativa 1: Secador rotatorio horizontal	9
4.5.2 Alternativa 2: Secador rotatorio vertical	11
4.5.3 Alternativa 3: Secador de túnel	12
4.5.4 Alternativa 4: Secador de banda transportadora.....	13
4.6 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	14
4.7 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	15
5. DISEÑO CONCEPTUAL.....	16

6. CÁLCULOS.....	20
6.1 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE FUSIÓN DE LA PANELA.....	20
6.2 DETERMINACIÓN DEL CALOR ESPECÍFICO DE LA PANELA.....	22
6.3 CÁLCULOS PRELIMINARES DE DISEÑO	25
6.3.1 Datos suministrados por la empresa y según su ubicación	25
6.3.2 Cálculos termodinámicos	26
6.4 CÁLCULOS DE DISEÑO	46
6.4.1 Cálculo del diámetro del cilindro del secador	46
6.4.2 Cálculo de la longitud del secador	48
6.4.3 Cálculo de la inclinación del cilindro.....	50
6.4.4 Cálculo para proceso experimental del modelo funcional a escala.....	52
6.5 PROCEDIMIENTO DE SECADO EN EL LABORATORIO.....	55
6.5.1 Elementos a utilizar.....	55
6.5.2 Materiales y equipos adicionales.	55
6.5.3 Variables, parámetros y mediciones	56
6.5.4 Descripción del procedimiento	56
7. DISEÑO EN DETALLE	59
7.1 ALETAS	59
7.1.1 Inercia de las aletas.	60
7.2 CILINDRO.....	60
7.2.1 Inercia del cilindro	61
7.3 ANILLOS.....	62
7.3.1 Masa de los anillos.....	62
7.3.2 Inercia de los anillos.....	62
7.4 PANELA.....	63
7.4.1 Inercia de la panela.....	63
7.5 SELECCIÓN DE POLEA Y CORREA.....	67
7.6 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.....	71
7.7 SELECCIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	72

7.8 MECANISMO RODILLO - TENSOR	73
7.9 MODELADO EN 3D DEL SECADOR ROTATORIO	74
8. COSTOS DEL SECADOR ROTATORIO	77
8.1 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.....	77
8.2 COSTOS DE PRODUCCIÓN	79
8.3 COSTOS DE INSUMOS	81
9. CONCLUSIONES	85
10. RECOMENDACIONES.....	87
BIBLIOGRAFÍA.....	88
ANEXOS	90

LISTA DE FIGURAS

pág.

Figura 1. Método actual de secado de panela, vista lateral	3
Figura 2. Método actual de secado de panela, vista frontal	5
Figura 3. Transferencia de masa	7
Figura 4. Partes de un secador rotatorio horizontal	10
Figura 5. Funcionamiento de un secador rotatorio horizontal	10
Figura 6. Secador rotatorio vertical	11
Figura 7. Secador de túnel.....	12
Figura 8. Secador de banda transportadora	14
Figura 9. Flujo a contracorriente	17
Figura 10. Secador rotatorio horizontal, vista isométrica, subsistemas	18
Figura 11. Gráfica del comportamiento de la temperatura de la panela respecto al tiempo	21
Figura 12. Gráfica del comportamiento de las temperaturas del agua y la panela respecto al tiempo.....	23
Figura 13. Esquema termodinámico del secador.....	27
Figura 14. Tabla psicométrica para determinación de la temperatura de bulbo húmedo.....	32
Figura 15. Cálculo de Nt	35
Figura 16. Cálculo de Nt mediante una iteración en EES	45
Figura 17. Procedimiento de secado en el laboratorio.....	58
Figura 18. Arreglo alternativo de aletas para secador rotatorio de calor directo	59
Figura 19. Relación polea conducida y conductora	67
Figura 20. Selección de la correa	69
Figura 21. Selección de la correa	70
Figura 22. Mecanismo rodillo – tensor.....	73
Figura 23. Subsistema estructural	74

Figura 24. Vista en corte de la cámara de secado75

Figura 25. Subsistema de alimentación75

Figura 26. Subsistema de transmisión de potencia por polea sincrónica y correa.76

Figura 27. Generación de aire caliente76

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Matriz de calidad QFD	8
Tabla 2. Evaluación de alternativas QFD.....	14
Tabla 3. Subsistemas del secador	19
Tabla 4. Datos tomados para hallar el punto de fusión de la panela	20
Tabla 5. Datos tomados para hallar el valor del calor específico de la panela.....	22
Tabla 6. Datos obtenidos del sistema de ecuaciones, del programa EES, cálculo del calor específico de la panela.....	25
Tabla 7. Pérdidas caloríficas.....	36
Tabla 8. Procedimiento de secado en el laboratorio	57
Tabla 9. Costo de materiales y equipos	77
Tabla 10. Costo de ingeniería	78
Tabla 11. Costo total del equipo	78
Tabla 12. Costo de producción del secador de bandejas 150 <i>kg</i> cada 6 horas	79
Tabla 13. Costo de producción del secador rotatorio 540 <i>kg</i> cada 6 horas.....	80
Tabla 14. Costo de personal para el secador de bandejas	80
Tabla 15. Costo de personal para el secador de rotatorio	81
Tabla 16. Insumo del secador de bandejas	81
Tabla 17. Insumo del secador rotatorio.....	81

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Determinación del punto de fusión de la panela.....	90
Anexo B. Determinación del calor específico de la panela	91
Anexo C. TABLA A-3. Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes	92
Anexo D. TABLA A-4. Agua saturada. Tabla de temperaturas	93
Anexo E. Procedimiento de secado en el laboratorio	94
Anexo F. Selección de poleas según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop.....	95
Anexo G. Selección de correa según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop.....	96
Anexo H. Selección del motorreductor según el catálogo de Nord	97
Anexo I. Selección del ventilador centrifugo según el catálogo de SDECB/Z	98
Anexo J. Análisis estático de la estructura en SolidWorks: Simulación de sólido Estructura base secador	99
Anexo K. Planos del diseño	117

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO FUNCIONAL DE UNA MÁQUINA INDUSTRIAL DESHIDRATADORA DE PANELA PULVERIZADA *

AUTOR: VALERIA JARABA BONILLA, URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN**

PALABRAS CLAVE: PANELA, SECADOR, HUMEDAD, CALOR, AIRE

DESCRIPCIÓN: En este trabajo de grado se diseñó, para la empresa Doña Panela, una máquina deshidratadora de panela pulverizada, con capacidad de secado de 90 kilogramos por hora de trabajo. La empresa tiene la necesidad de optimizar sus métodos de producción.

Se hicieron pruebas experimentales en un modelo funcional. El diseño de la máquina cumple con la necesidad de reducción de la humedad de un 3% a un 1% en la panela pulverizada.

El diseño se realizó por medio de modelos matemáticos, termodinámicos y de diseño. Se realizó el correcto diseño conceptual y en detalle, usando herramientas CAD como Solid Works. El secador consta de cuatro subsistemas principales que se integran como un todo: subsistema de transmisión de potencia (por rueda de fricción), subsistema de cámara de secado, subsistema de generación de aire caliente (integrando al quemador y al ventilador encargado de generar la corriente de aire) y subsistema estructural, encargado de soportar la máquina y las cargas presentes. Cada subsistema se compone de varias partes y/o elementos para cumplir su función.

Este secador se diseñó, después de un detallado análisis, de tal forma que se caracterizara por poseer una configuración en contraflujo, y definirse como un secador rotativo horizontal directo y continuo.

*Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Nombres y Apellidos completos. Título académico completo de mayor rango. Codirector: Yesid Javier Rueda Ordóñez. Doctor en Ingeniería Química.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A FUNCTIONAL MODEL OF A INDUSTRIAL DEHYDRATING MACHINE FOR PULVERIZED PANELA*

AUTHOR: VALERIA JARABA BONILLA, URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN**

KEY WORDS: PANELA, DRYER, MOISTURE, HEAT, AIR

DESCRIPTION: In this degree work, a dehydrating machine for powdered panela was designed for the Doña Panela company, with a drying capacity of 90 kilograms per hour of work. The company has the need to optimize its production methods.

Experimental tests were made in a functional model. The design of the machine meets the need to reduce humidity from 3% to 1% in the pulverized panela.

The design was carried out by means of mathematical, thermodynamic and design models. The correct conceptual and detailed design was carried out, using CAD tools such as Solid Works. The dryer consists of four main subsystems that are integrated as a whole: power transmission subsystem (by friction wheel), drying chamber subsystem, hot air generation subsystem (integrating the burner and the fan responsible for degenerating the current of air) and structural subsystem, responsible for supporting the machine and the loads present. Each subsystem is made up of several parts and/or elements to fulfill its function.

This dryer was designed, after a detailed analysis, in such a way that it would be characterized by having a counterflow configuration and be defined as a direct and continuous horizontal rotary dryer.

*Degree work

**Physical-Mechanical Engineers Faculty, Mechanical Engineering. Director: Yesid Javier Rueda Ordóñez. Doctor of Chemical Engineering

INTRODUCCIÓN

La panela es un edulcorante natural que se obtiene a partir de la evaporación, concentración y cristalización del jugo de la caña de azúcar. Doña Panela, es una empresa ubicada en el municipio de Chitaraque, Boyacá; comprometida desde 1994 con la producción artesanal de variedad de presentaciones y productos, usando como materia prima la panela.

La empresa ofrece distintos refrescos e infusiones que garantizan el aroma, color y sabor original de la panela, y que requieren de un estricto control de calidad en el proceso de producción. Hoy, endulzan los corazones de países como Venezuela, Argentina, España, Estados Unidos, Alemania, Australia, Francia, Inglaterra, entre otros. A raíz del aumento de la demanda de sus productos, la empresa tiene la necesidad de mejorar sus métodos de producción.

Este proyecto se ha realizado con el fin de diseñar un secador de panela pulverizada para la empresa Doña Panela, contribuyendo al desarrollo social, científico y tecnológico de la región, al mismo tiempo que se da respuesta a la necesidad y se optimiza el proceso de producción en la empresa productora de panela saborizada.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Doña Panela se esfuerza por convertirse en líder de productos innovadores y naturales a base de panela. Se pretende que sus productos alcancen la mayor participación en todo el mundo. En el proceso de búsqueda de expansión e innovación tiene la necesidad de mejorar sus métodos de producción, y para ello, requiere buscar alternativas que mejoren el proceso productivo de sus productos.

Uno de los pilares para la obtención de la materia prima, es el del proceso de secado, en el cual la panela inicialmente pasa por esto para posteriormente ser procesada en los diferentes subproductos de la compañía. El proceso de secado se ha adecuado según la necesidad, actualmente se cuenta con un proceso de hornos y de bandejas donde se requiere de la mano del hombre a la hora de rotar la materia prima los tiempos estimados. Para un lote de 1000 Kg es de 9 horas al que se le debe adicionar el análisis de desperdicios de la materia prima por su derretimiento en las bandejas.

Los factores anteriormente mencionados conllevan a un lento proceso de secado, lo que, por consiguiente, atrasa los siguientes pasos del proceso de producción. Es por esto que la empresa está en la búsqueda de un proceso que se pueda convertir en un continuo y que al mismo tiempo optimice los resultados obteniendo un flujo más eficaz de la materia prima y mejorando los tiempos en los demás pasos.

2. JUSTIFICACIÓN

Para la transformación de panela en bloque a panela pulverizada y saborizada, en primera instancia, se requiere secar el producto para su posterior transformación. El proceso de secado que se realiza en la actualidad es un proceso similar al de los hornos de panaderías en el cual se requiere de un operario que esté pendiente de una correcta rotación de bandejas. Al no ser automatizado, no es un método continuo y se pierde tiempo en el proceso; se dice entonces que, en la actualidad, el método que se lleva a cabo es ineficiente e ineficaz. Al ser un proceso crítico o cuello de botella es indispensable mejorarlo para que con esto se pueda aumentar la producción. Bajo esta necesidad la empresa requiere alternativas para el secado de la materia prima que disminuyan los tiempos y aumenten la producción.

Figura 1. Método actual de secado de panela, vista lateral



3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un secador para panela pulverizada con el fin de contribuir al desarrollo social, científico y tecnológico, dando respuesta a las necesidades de la sociedad al mismo tiempo que se mejora la producción en la empresa productora de panela saborizada Doña Panela.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Determinar el rango de temperaturas de secado en el que la panela no se funda, y establecer el mecanismo físico de transferencia de masa entre la panela húmeda y el aire.

Diseñar un sistema de secado de panela pulverizada y construir un modelo a escala funcional, en el cual, se pueda evidenciar el efecto del secado de la panela que cumpla con los siguientes parámetros:

- Flujo másico de panela para secado: 90 Kg/h
- Franja de humedad: desde 3% hasta 1%

Construir un modelo funcional del secador que sirva para la valoración de los resultados obtenidos y compararlos con datos teóricos para determinar el error y la varianza.

4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

El proceso de bandejas que actualmente maneja la empresa Doña Panela es ineficiente por la pérdida de tiempo al no ser un proceso continuo y por los desperdicios de producto dentro de los hornos. Además, porque se requiere personal para la rotación de bandejas, para la carga y descarga del producto y para la limpieza recurrente de las cámaras de los hornos y de las bandejas.

La empresa Doña panela requiere implementar otra alternativa para el secado de panela pulverizada, por ende, ha entrado en una etapa de búsqueda de opciones que cumplan los parámetros para suplir su necesidad, al mismo tiempo que optimice el proceso. La propuesta del proyecto es realizar un estudio en base a la materia prima (panela pulverizada), en el cual se pueda establecer un método adecuado para su disposición.

Se busca mejorar y aumentar la calidad del proceso de secado al implementar uno que, en primera instancia, deshidrate y luego sea continuo, además que cumpla con los requerimientos por norma de manejo de alimentos. Se sabe que se puede obtener un proceso más eficiente y eficaz, lo que generará un impacto económico para la empresa y por consiguiente para la sociedad.

Figura 2. Método actual de secado de panela, vista frontal



4.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El secado puede considerarse únicamente como una operación de procesamiento, cuando un alimento húmedo se pone en contacto con una corriente de aire, o de cualquier otro gas, suficientemente caliente y seco. Se establece espontáneamente entre ellos una diferencia de temperatura y de presión parcial de agua, resultando una transferencia simultánea de calor y masa entre el gas y el sólido (el alimento).

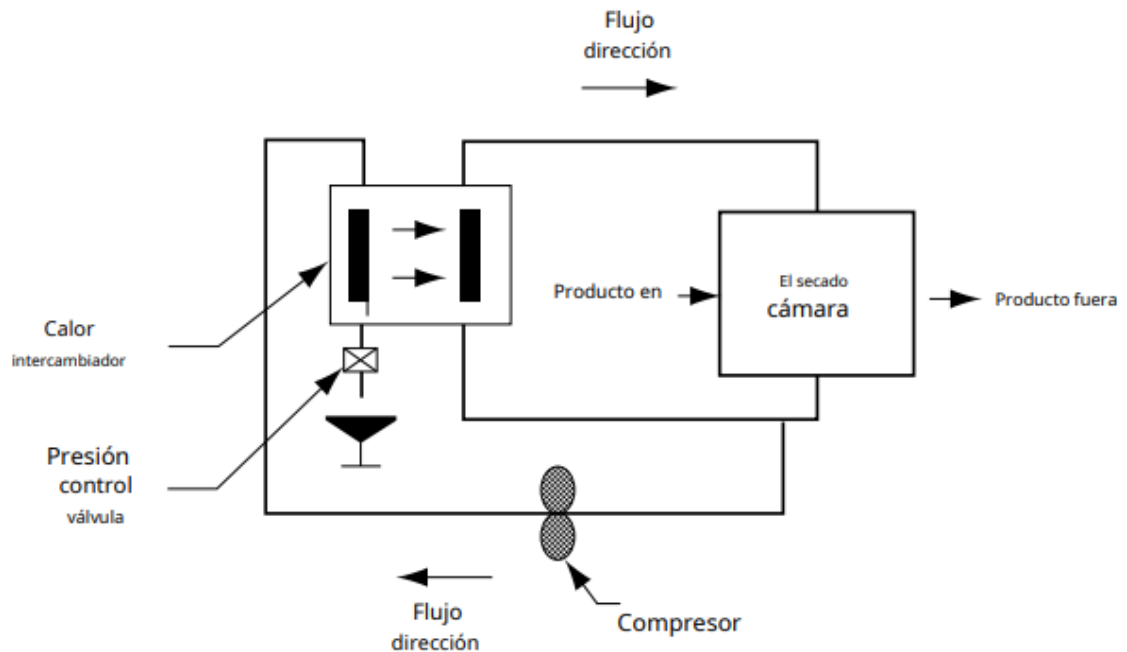
La transferencia de calor ocurre desde el aire hacia el alimento y se sabe que la temperatura del alimento es inferior a la del aire. El mayor contenido de humedad en el alimento hace que la presión parcial del agua en él sea mayor que en el aire. Resultado: La transferencia de masa desde el alimento hacia el aire. El aire es a la vez el fluido de calentamiento y el medio de arrastre del agua evaporada del alimento.

En el interior del alimento Conforme el alimento pierde humedad se establecen en su interior diferencias de concentración. Resultado: La transferencia de humedad hacia su superficie.

Se dice entonces que existen dos mecanismos de transferencia de masa:

- Convección: Entre la superficie del alimento y la corriente de aire.
- Difusión: Desde el interior del alimento hacia su superficie.

Figura 3. Transferencia de masa



Fuente: Mujumdar, Arun S. (Editor). (2006). Handbook of Industrial Drying. 3ra. edición. Taylor & Francis Group, LLC. p. 559.

4.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD

4.2.1 Requerimientos del consumidor. Se requiere construir una máquina que procese 90 kg de panela pulverizada en una hora, y, además que pase de una humedad de 3% al 1% sin que la temperatura base de la panela pulverizada sobrepase los 85°C, consecuentemente se tendrá un proceso continuo.

4.2.2 Organización de requerimientos.

- Flujo másico de 90 kg/h
- Rango de humedad óptima 3% al 1%
- Temperatura máxima del alimento a 75 a 85°C

4.3 MATRIZ DE CALIDAD

Tabla 1. Matriz de calidad QFD

	Prioridad	Entrada de panela		Transporte de panela		Salida de panela		Distribución de aire		Calentador de aire		Retroalimentación		Control	
Control de humedad	10	0	0	4	40	0	0	5	50	5	50	2	20	3	30
Control de temperatura	9	0	0	5	45	0	0	5	45	4	36	4	36	3	27
Desempeño energético	8	5	40	5	40	5	40	5	40	3	24	5	40	3	24
Costo	7	2	14	3	21	4	28	3	21	4	28	5	35	4	28
Ambiental	6	2	12	4	24	4	24	3	18	4	24	3	18	1	6
Mantenimiento	5	5	25	3	15	5	25	4	20	5	25	4	20	1	5
Ocupación de espacio	4	5	20	5	20	2	8	2	8	2	8	5	20	1	4
Facilidad de construcción	3	5	15	4	12	4	12	4	12	4	12	5	15	3	9
Fácil operabilidad	2	5	10	3	6	4	8	3	6	4	8	4	8	5	10
Ornamental	1	5	5	4	4	2	2	2	2	2	2	4	4	3	3
TOTAL			141		227		147		222		217		216		146

4.4 TIPOS DE SUBSISTEMAS

- Caldera (calentador de aire)
- Sistema de distribución de aire
- Sistema de distribución de panela pulverizada
- Sistema de control
- Retroalimentación

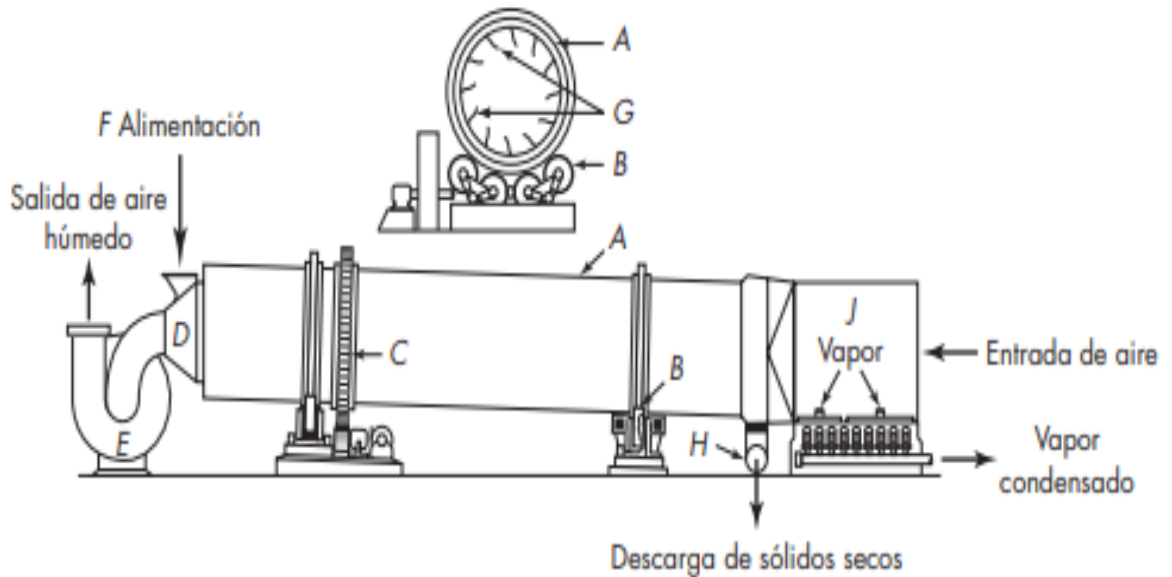
4.5 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

4.5.1 Alternativa 1: Secador rotatorio horizontal. Una carcasa rotatoria A, construida con chapa de acero, está soportada sobre dos conjuntos de rodillos B y accionada por medio de un engranaje y un piñón C. En el extremo superior hay una campana D, que a través del ventilador E conecta con una chimenea, y una conducción F que introduce el material húmedo desde la tolva de alimentación.

Las pestañas G, que elevan el material que se seca y lo dejan caer después a través de la corriente de aire caliente, están soldadas sobre la superficie interior de la carcasa. Por el extremo inferior del secador se descarga el producto seco en un transportador de tornillo H. Justamente detrás del transportador de tornillo hay un conjunto de tubos con aletas calentados con vapor para precalentar el aire. El aire circula a través del secador mediante un ventilador que, si se desea, se descarga en el calentador de aire de forma que todo el sistema se encuentra a sobrepresión.

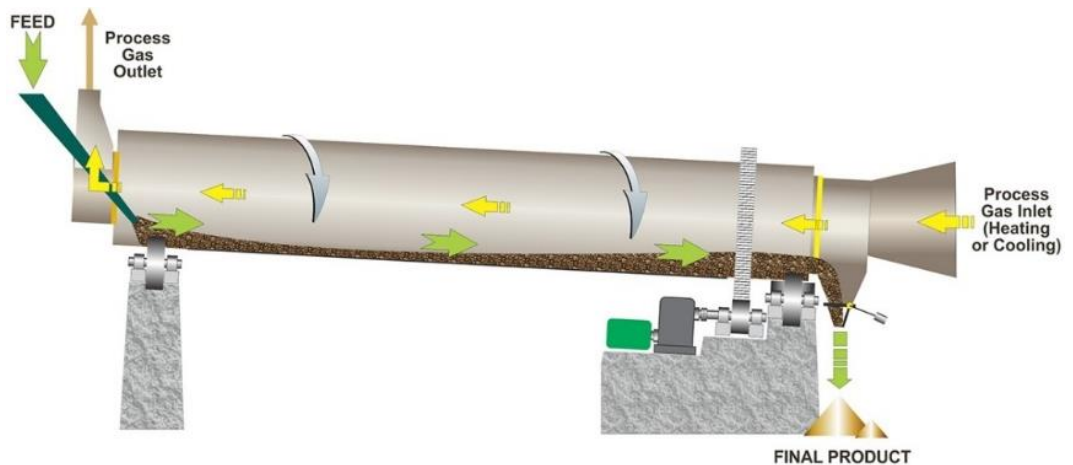
El ventilador puede estar situado en la descarga, de forma opcional, aspirando el aire a través del secador y manteniendo el sistema con un ligero vacío. Esto resulta útil cuando el material tiende a formar polvos. Los secadores rotatorios de este tipo se utilizan con frecuencia para sal, azúcar y todo tipo de materiales granulares y cristalinos que deben mantenerse limpios y que no se pueden exponer directamente a gases de combustión muy calientes.

Figura 4. Partes de un secador rotatorio horizontal



Fuente: McCabe, Warren L., Smith, Julian C., & Harriott, P. (2007). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. 7ma. edición. México: McGraw-Hill. p. 857.

Figura 5. Funcionamiento de un secador rotatorio horizontal



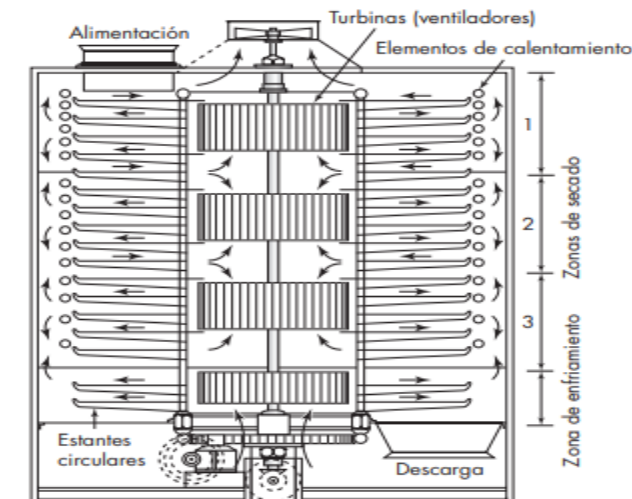
Fuente: GEA. Secador flujo Co-corriente. Disponible en < www.gea.com >

4.5.2 Alternativa 2: Secador rotatorio vertical. Este turbo-secador consta de una torre de secado con recirculación interna del gas caliente. Los ventiladores de turbina hacen circular el aire o el gas hacia fuera entre unas bandejas, pasando sobre los elementos de calentamiento, y hacia dentro en otras bandejas. Las velocidades del gas son generalmente de 0,6 a 2,4 m/s (2 a 8 ft/s). Las dos bandejas inferiores del secador constituyen una sección de enfriamiento de sólidos secos. El aire precalentado por lo general se introduce por el fondo de la torre y se expulsa por la parte superior, dando lugar a flujo en contracorriente.

Un turbo-secador funciona parcialmente con secado de circulación transversal, como en un secador de platos perforados, y parcialmente en forma de lluvia de partículas a través de gas caliente cuando éstas caen de una bandeja a otra.

Se utiliza para productos que no pueden verse sometidos a fuertes incrementos de temperatura y que no pueden desmenuzarse ni trocearse, ni recibir una manipulación violenta. La máquina consiste en un arrastrador metálico encerrado en un túnel por el que se introduce el fluido térmico de secado.

Figura 6. Secador rotatorio vertical



Fuente: McCabe, Warren L., Smith, Julian C., & Harriott, P. (2007). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. 7ma. edición. México: McGraw-Hill. p. 856.

4.5.3 Alternativa 3: Secador de túnel. Como su nombre indica, está formado por un túnel por medio del cual pasan bandejas o carretillas con el material a secar. Dentro del túnel, se hace fluir aire caliente, generalmente a contracorriente, que cumple la función de secar los sólidos.

El túnel de secado consta de una serie de carros con bandejas que atraviesan el cuerpo, los cuales transportan el material a secar. Dicho material está en exposición de una corriente de aire, previamente calentado con una caldera. El aire es distribuido a lo largo del túnel por un ventilador y unos ductos posicionados de tal forma que éste fluya eficientemente. En algunos casos es viable colocar el aire en flujo transversal, esto depende del sistema que se elija para la distribución del aire.

Figura 7. Secador de túnel

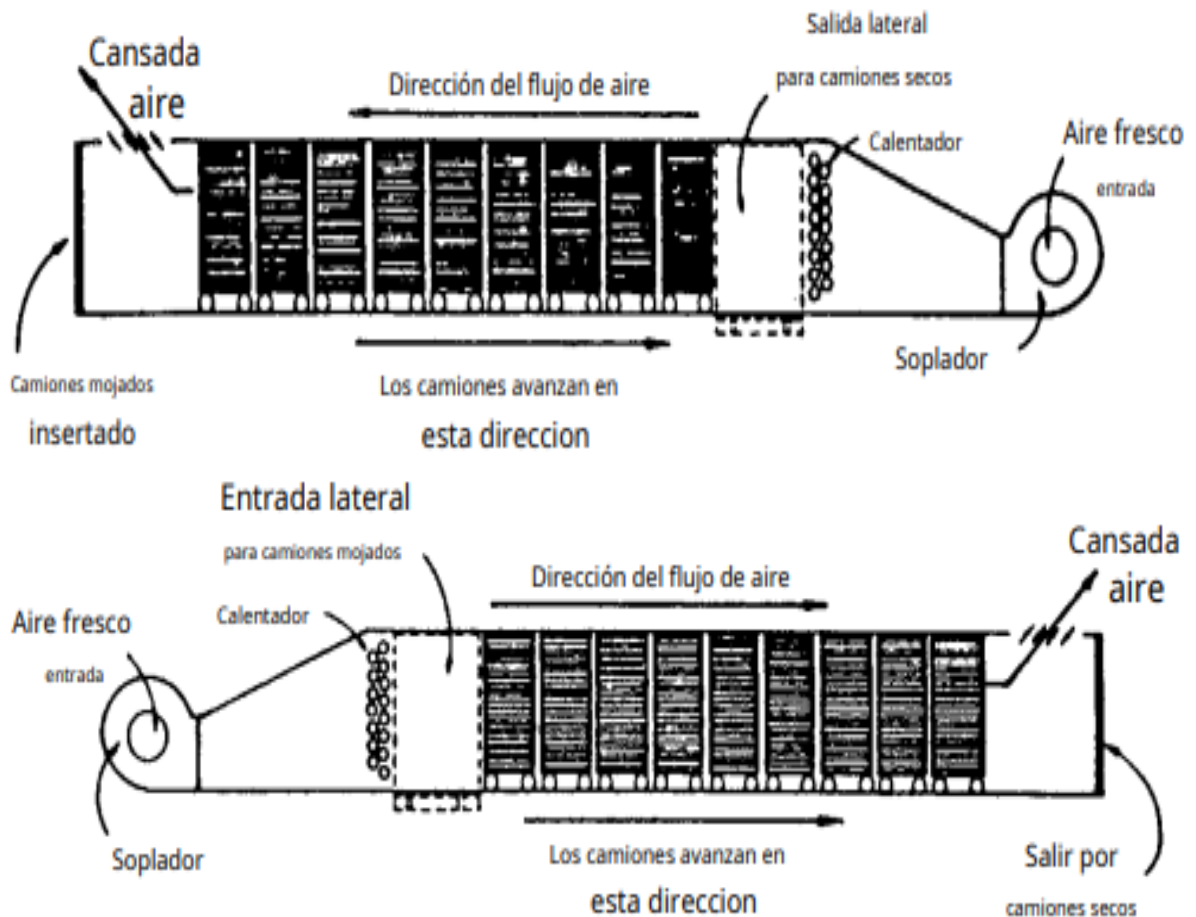
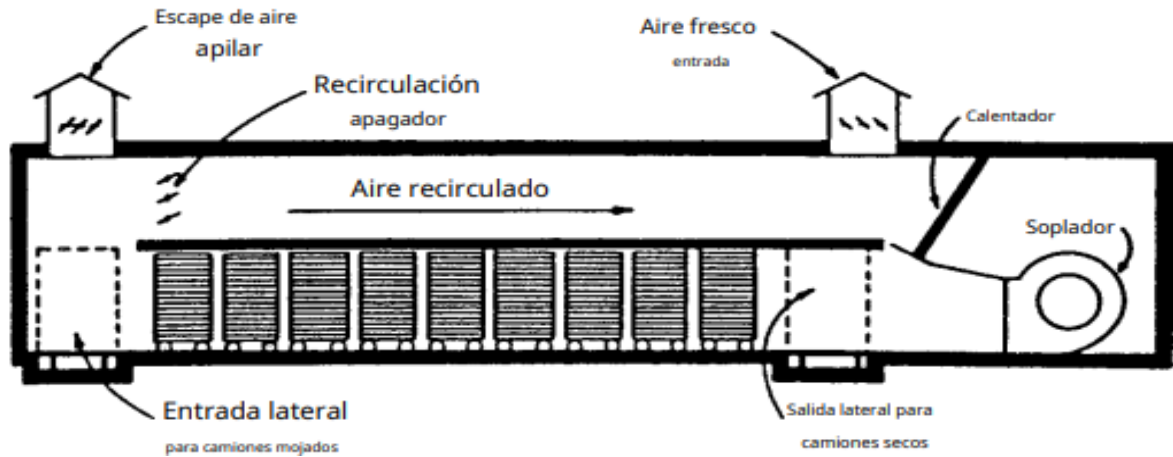


Figura 7. (Continuación)

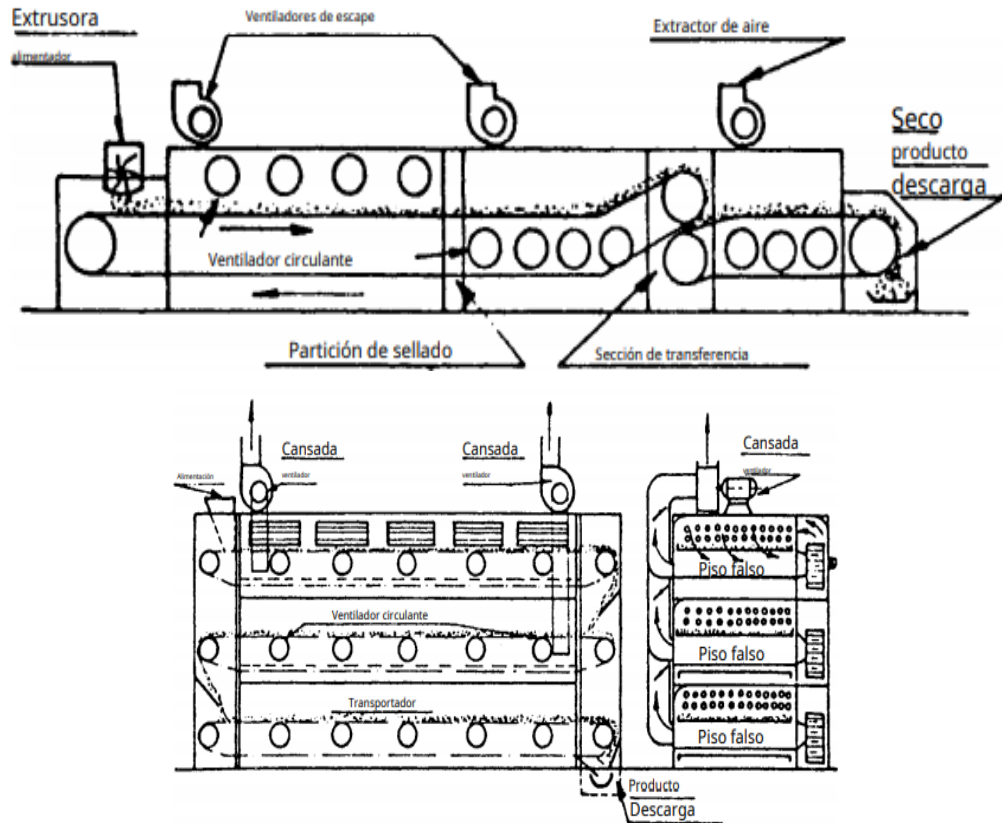


Fuente: Mujumdar, Arun S. (Editor). (2006). Handbook of Industrial Drying. 3ra. edición. Taylor & Francis Group, LLC. p. 553.

4.5.4 Alternativa 4: Secador de banda transportadora. La cámara consiste en una serie de secciones separadas, cada una con su propio ventilador y calentador de aire. En el extremo de entrada del secador, el aire por lo general pasa hacia arriba a través del tamiz y de los sólidos, mientras que cerca del extremo de descarga, donde el material está seco y puede desprender polvo, el aire circula hacia abajo a través del tamiz. La temperatura y la humedad del aire son diferentes en distintas secciones con el fin de alcanzar las condiciones óptimas de secado en cada punto.

Para dimensiones típicas de los secadores de tamiz por banda transportadora de 2 m (6 ft) de ancho y 4 a 50 m (12 a 150 ft) de longitud, se obtienen tiempos de 5 a 120 minutos. El tamaño mínimo del tamiz es de 30 mallas. Se usa para materiales gruesos, escamosos o fibrosos que se puedan secar con circulación a través de sólidos sin ningún pretratamiento y no se cuentan con pérdidas de material a través del tamiz.

Figura 8. Secador de banda transportadora



Fuente: Mujumdar, Arun S. (Editor). (2006). Handbook of Industrial Drying. 3ra. edición. Taylor & Francis Group, LLC. p. 555.

4.6 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Tabla 2. Evaluación de alternativas QFD

	PRIORIDAD	SECADOR							
		Rotatorio horizontal		Rotatorio vertical		Continuo de túnel		Banda transportadora	
Transporte de panela	45%	5	2,25	3	1,35	2	0,9	3	1,35
Distribución de aire	35%	3	1,05	4	1,4	4	1,4	3	1,05
Caldera (calentador de aire)	10%	3	0,3	3	0,3	3	0,3	3	0,3
Retroalimentación	10%	5	0,5	2	0,2	2	0,2	2	0,2
TOTAL			4,1		3,25		2,8		2,9

4.7 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA

Al comparar los secadores, se encontraron varias ventajas en el secador horizontal; la principal es el sistema de distribución continuo de material, pues al no tener una limitante como lo es la longitud de transporte del producto presente en los otros tres secadores, el producto llega a su tope, rota en el interior del cilindro sucesivamente.

En las otras alternativas el producto llegaba al tope y una vez allí, el producto para continuar con el proceso de secado tendría que ser llevado de forma manual al inicio del ciclo, o en su defecto la longitud del túnel o cilindro debería ser lo suficientemente larga para completar el proceso, lo que demandaría más costos en su fabricación y además de ocupar mayor espacio.

La alternativa ganadora según la información recopilada es buena para productos que se deben manejar a bajas temperaturas y pulverizados, además de que presenta una fácil disposición del producto tanto en la entrada como en la salida.

5. DISEÑO CONCEPTUAL

Después de haber seleccionado la mejor alternativa para la construcción de la máquina, se procede con un análisis conceptual de cada uno de los subsistemas optimizándolos en el aspecto económico y adquisitivo, sin que se vea afectada su calidad y correcto funcionamiento.

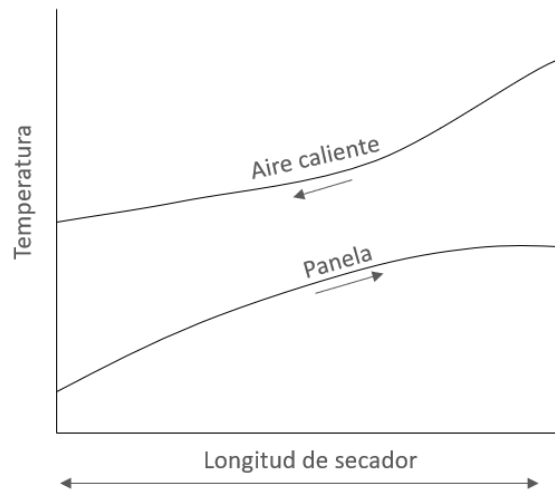
El secador consta diferentes subsistemas que se integran como un todo: subsistema estructural (encargado de soportar la máquina y las cargas actuantes), subsistema de rotación, cámara de secado, subsistema de alimentación, subsistema de descarga, subsistema de transmisión de potencia (por poleas sincrónicas y correa) y subsistema de generación de aire caliente (aquel que integra al quemador y al ventilador, encargados de generar aire al caudal y a la temperatura requerida).

El proceso de secado inicia con el almacenamiento de panela en una tolva encargada de proporcionar el producto a la cámara de secado, la cual consta de un cilindro horizontal rotativo, ligeramente inclinado hacia el extremo de descarga o salida del producto seco. Es gracias a esta inclinación, y a la rotación constante, que la panela transita o fluye desde la entrada de alimentación del secador hasta la descarga o salida de este. El cilindro cuenta con unas aletas ubicadas alrededor de su diámetro interno por medio de puntos de soldadura; estas aletas facilitan el proceso de distribución de producto, manteniéndolo en constante movimiento y generando una caída en el sentido de rotación al mismo tiempo que un secado homogéneo en los granos de la panela.

El flujo de aire caliente es producto de un ventilador centrífugo y un quemador que con un flujo de 2 kg de GLP por hora calienta el aire de una temperatura de 25°C a 95°C, este aire ingresa por el extremo de descarga o salida de material seco, y sale húmedo por el extremo contrario (extremo por el que ingresa el sólido húmedo). Lo anterior, porque la configuración del secador es en contraflujo, lo que reduce el

contenido de agua presente en la panela, por medio de la transferencia de calor y masa por convección. La descarga del producto final se realiza por inercia a través de la tolva de descarga.

Figura 9. Flujo a contracorriente



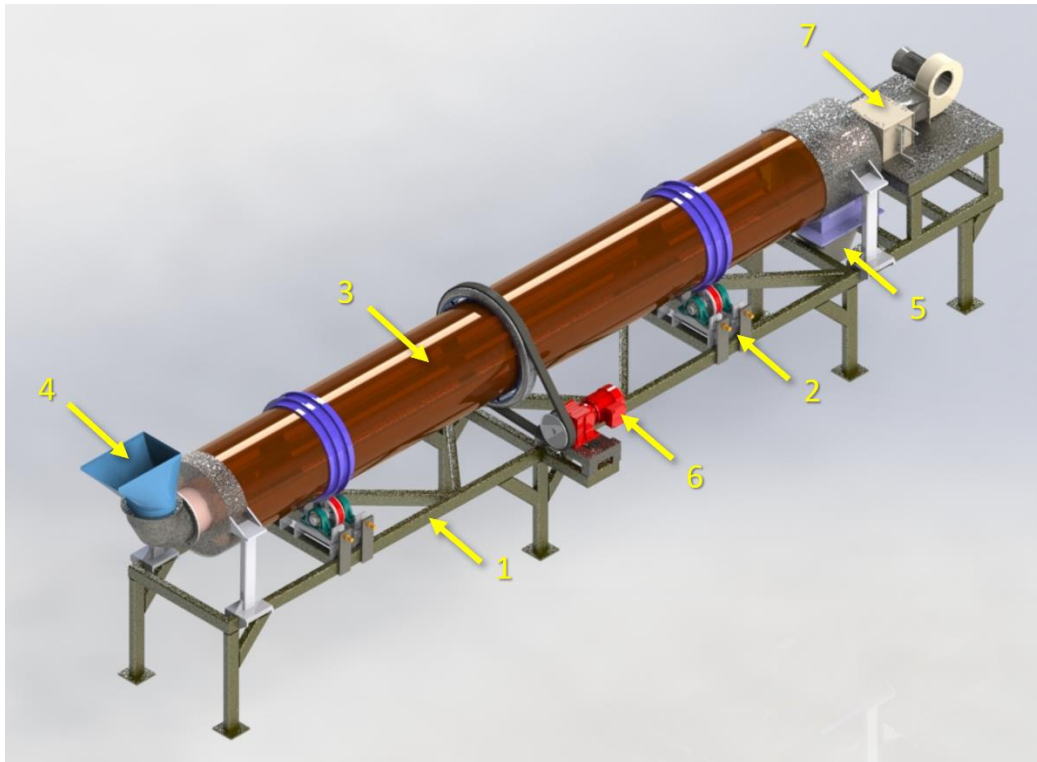
La máquina funciona de forma continua y directa, pues la energía en forma de calor necesaria para la evaporación del agua, la suministra una corriente de aire caliente que realiza el proceso de secado al entrar en contacto con el producto húmedo, variando las condiciones del aire y del producto, a través del tiempo.

La operación de transferencia de calor por convección llevada a cabo en el interior del cilindro, se comporta de manera adiabática, pues durante el proceso el sistema no intercambia calor con sus alrededores. La corriente de aire pierde calor sensible y se enfría mientras la humedad a evaporar absorbe calor latente de evaporación.

Los factores que más influyen en el proceso de transferencia de calor entre la panela y el aire caliente son: la temperatura de entrada del aire y el número de vueltas del cilindro. La eficiencia del proceso de secado es directamente proporcional a la

exposición del producto, entre mayor sea la exposición de las partículas de panela con el aire caliente, mayor será la transferencia de calor durante el proceso. La eliminación total de la humedad exige una exagerada transferencia de calor y masa.

Figura 10. Secador rotatorio horizontal, vista isométrica, subsistemas



Para transmitir la potencia, se optó por la alternativa de p Polea sincrónica – correa, configuración que cuenta con una polea conductora la cual transmite el movimiento giratorio a una polea conducida por medio de una correa. Esta alternativa de transmisión de potencia se caracteriza por ser un sistema de poco mantenimiento, silencioso, económico y por ser de fácil montaje; además brindan precisión en la transmisión de potencia debido al perfecto engrane de los dientes de la correa con los de la polea.

El secador rotatorio se compone de varios elementos o partes para cumplir con su función, las cuales realizan su trabajo de manera integrada generando así un grado de confiabilidad alto durante el desarrollo del proceso. En la siguiente tabla se exponen, por medio de números, los subsistemas que componen a la máquina y se referencian en la figura 10. Secador rotatorio horizontal, vista isométrica.

Tabla 3. Subsistemas del secador

No.	Componente	Función
1	Subsistema estructural	Encargada de soportar el peso de toda la máquina y las cargas actuantes
2	Subsistema de rotación	Soporta el giro del eje de la máquina, deja que el cilindro repose por medio de una rueda
3	Cámara de secado	Por la cual transita o fluye la panela húmeda durante el proceso de secado, recibe la fuerza transmitida
4	Subsistema de alimentación	Extremo del cilindro por donde ingresa el material
5	Subsistema de descarga	Extremo del cilindro por donde sale el material y se aplica el flujo de aire caliente
6	Subsistema de transmisión de potencia	Genera el movimiento de rotación a la polea conductora. La correa transmite la fuerza generada a la polea conducida
7	Generación de aire caliente	Encargado de elevar la temperatura del aire y de transmitir el flujo requerido para el proceso de secado.

6. CÁLCULOS

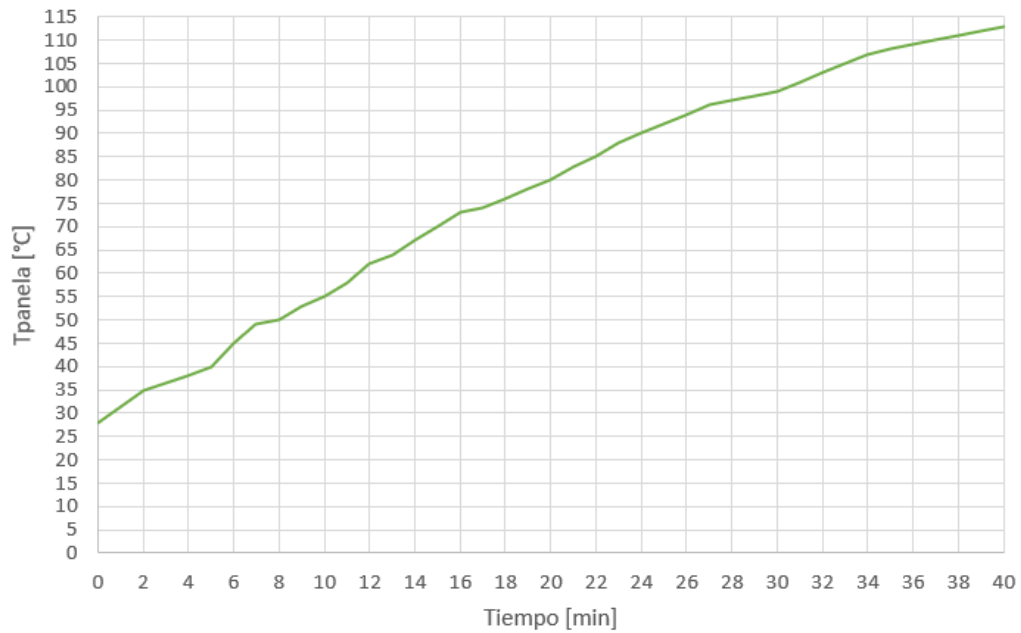
6.1 DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE FUSIÓN DE LA PANELA

Para un eficiente proceso de secado, es importante determinar el rango de temperaturas de trabajo en el que la panela no se funda; se pretende evitar que el aire, producto del quemador, llegue a una temperatura tal que la panela no se derrita ni genere viscosidad dentro del cilindro. Por medio de un procedimiento experimental rudimentario, se calentó una cantidad específica de panela pulverizada en una olla, y se tomaron datos de cómo variaba la temperatura de la panela respecto al tiempo. Ver Anexo A. Determinación del punto de fusión de la panela, ubicado en la página 90

Tabla 4. Datos tomados para hallar el punto de fusión de la panela

Tiempo [min]	Tpanela [°C]
0	28
2	35
4	38
6	45
8	50
10	55
12	62
15	70
16	73
18	76
20	80
22	85
25	92
26	94
28	97
30	99
32	103
34	107
35	108
36	109
38	111
40	113

Figura 11. Gráfica del comportamiento de la temperatura de la panela respecto al tiempo



La transferencia de calor en este procedimiento experimental se da por conducción entre la olla y la panela, existe un gradiente de temperatura entre estos cuerpos y se genera una transferencia de energía de la región de alta temperatura (la olla) a la de baja temperatura (la panela). En el experimento se evidencia una temperatura límite (caliente) de 120 [°C] en que la panela presenta propiedades de viscosidad. En el procedimiento de secado en el cilindro, la transferencia de calor entre el aire y la panela se da por convección forzada. Se tiene que:

$$T_f = \frac{T_p + T_{air}}{2}$$

Siendo $T_p = 120$ [°C] la temperatura de la panela a la que presenta propiedades de viscosidad, $T_{air}=113$ [°C] temperatura máxima del aire a la que puede trabajar el secador para evitar un comportamiento adhesivo entre la panela y la pared del

cilindro. Teniendo esas dos temperaturas, es posible calcular T_f que es la temperatura de película, aproximación razonable a la temperatura del fluido dentro de la capa límite de convección, temperatura a la cual se calculan las propiedades del fluido.

$$T_f = 116,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

6.2 DETERMINACIÓN DEL CALOR ESPECÍFICO DE LA PANELA

Para la determinación del calor específico de la panela, se observó el comportamiento de una cantidad específica de panela pulverizada en una bolsita de látex, enfriada con anterioridad dentro del congelador, sumergida en un recipiente adiabático lleno de agua caliente. Se tomaron datos de cómo variaba la temperatura del agua y de la panela respecto al tiempo. Ver Anexo B. Determinación del calor específico de la panela, ubicado en la página 91.

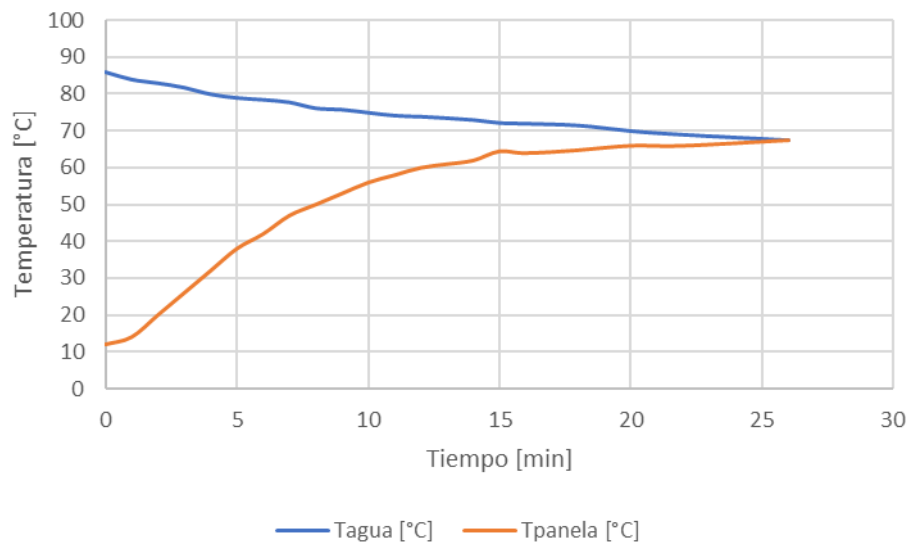
Tabla 5. Datos tomados para hallar el valor del calor específico de la panela

Tiempo (min)	Tagua [°C]	Tpanela [°C]
0	86	12
1	84	14
2	83	20
3	81,8	26
4	80	32
5	79	38
6	78,5	42
7	77,8	47
8	76,2	50
9	75,8	53
10	75	56
11	74,2	58
12	73,9	60
13	73,5	61

Tabla 5. (Continuación)

Tiempo (min)	Tagua [°C]	Tpanela [°C]
14	73	62
15	72,2	64,5
16	72	64
18	71,5	64,8
20	70	66
22	69	66
26	67,5	67,5

Figura 12. Gráfica del comportamiento de las temperaturas del agua y la panela respecto al tiempo



Para realizar los cálculos correspondientes, se toman como referencia las siguientes variables:

$$m_p = \text{masa de la panela [kg]}$$

$$m_a = \text{masa del agua [kg]}$$

$$T_p = \text{temperatura de la panela [°C]}$$

$T_a = \text{temperatura del agua } [^{\circ}\text{C}]$

$Q_p = \text{calor de la panela } [\text{kJ}]$

$Q_a = \text{calor del agua } [\text{kJ}]$

$Cp_p = \text{calor específico de la panela } \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$

$Cp_a = \text{calor específico del agua } \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$

En el programa EES, programa para resolver ecuaciones de ingeniería, se resolvió el sistema de ecuaciones en el cual se buscaba establecer el Cp_{prom} de la panela, por medio de la variación de la temperatura del agua y de la panela en contacto indirecto.

$$m_p = 174,2 \text{ [kg]}$$

$$m_a = 366,3 \text{ [kg]}$$

$$Q_p = m_p \cdot Cp_p (Tp_1 - Tp_2)$$

$$Q_a = m_a \cdot Cp_a (Ta_2 - Ta_1)$$

$$Q_p = Q_a$$

$$m_p \cdot Cp_p (Tp_2 - Tp_1) = m_a \cdot Cp_a (Ta_2 - Ta_1)$$

Promediando los valores de Cp_p hallados, se obtiene:

$$Cp_p = 2,433 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$$

Tabla 6. Datos obtenidos del sistema de ecuaciones, del programa EES, cálculo del calor específico de la panela

Sort	$C_{p,p,i}$	$C_{p,w,i}$ [kJ/kg-K]	$Q_{p,i}$ [C]	$Q_{w,i}$ [C]	$T_{p,i}$ [C]	$T_{prom,i}$ [C]	$T_{w,i}$ [C]
[1]					13		85
[2]	3,311	4,198	4614	4614	20	84,5	83
[3]	2,648	4,198	6458	6458	26	83,9	81,8
[4]	2,648	4,197	9224	9224	32	83	80
[5]	2,376	4,196	10760	10760	38	82,5	79
[6]	2,206	4,196	11528	11528	42	82,25	78,5
[7]	2,067	4,196	12603	12603	47	81,9	77,8
[8]	2,275	4,195	15059	15059	50	81,1	76,2
[9]	2,194	4,195	15673	15673	53	80,9	75,8
[10]	2,205	4,195	16901	16901	56	80,5	75
[11]	2,262	4,194	18129	18129	58	80,1	74,2
[12]	2,223	4,194	18589	18589	60	79,95	73,9
[13]	2,25	4,194	19203	19203	61	79,75	73,5
[14]	2,293	4,194	19970	19970	62	79,5	73
[15]	2,363	4,193	21197	21197	63,5	79,1	72,2
[16]	2,374	4,193	21504	21504	64	79	72
[17]	2,421	4,193	22271	22271	64,8	78,75	71,5
[18]	2,612	4,192	24571	24571	66	78	70
[19]	2,775	4,192	26104	26104	66	77,5	69
[20]	2,73	4,192	26870	26870	68,5	77,25	68,5

en EES

6.3 CÁLCULOS PRELIMINARES DE DISEÑO

6.3.1 Datos suministrados por la empresa y según su ubicación. La empresa Doña Panela está ubicada en el municipio de Chitaraque, Boyacá, Colombia. Allí, se tienen las siguientes condiciones:

$$T_1 = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\theta_R = 84 \%$$

$$\omega_1 = 0,01663$$

La temperatura óptima del aire para la deshidratación de la panela, recomendada por la empresa, está en el rango entre 95 y 115°C.

$$T_2 = 113 [^{\circ}C]$$

$P_{sat@25^{\circ}C}$ = Presión de saturación de agua a temperatura ambiente

$$P_{sat@25^{\circ}C} = 3,141 [kPa]$$

Pv_1 = Presión de vapor

$$Pv_1 = (0,84) \cdot (3,141) [kPa]$$

6.3.2 Cálculos termodinámicos. Para la empresa Doña Panela se ha optado por diseñar un secador de panela para 90kg/h. Al inicio del proceso de secado, la panela pulverizada entra con 3% de bh (X_1), y sale con 1% de bh (X_2); por lo tanto, el otro 97% corresponde al solido seco. Para obtener el flujo de solido seco (\dot{m}_{p1}) y flujo masico de agua (\dot{m}_{w1}) se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{s1} = (1 - X_{in}) * m_{p1}$$

$$\dot{m}_{s1} = (1 - 0,03) * 90 [Kg]$$

$$\dot{m}_{s1} = 87,3[kg]$$

$$\dot{m}_{w1} = (X_{in}) * m_{s1}$$

$$\dot{m}_{w1} = 2,7[kg]$$

Siendo m_{p1} el flujo másico del sólido seco, panela seca, y m_{w1} la cantidad de humedad en la panela.

Al hacer el balance de masa del solido seco, la masa del producto no cambia durante el proceso, por lo tanto:

$$\dot{m}_{p1} = \dot{m}_{p2}$$

El flujo masico de agua a la salida del secador resulta:

$$\dot{m}_{w2} = \frac{X_{out} \cdot \dot{m}_{dout}}{1 - X_{out}}$$

$$\dot{m}_{w2} = \frac{0,01 \cdot 87,3[kg]}{1 - 0,01}$$

$$\dot{m}_{w2} = 0,89[kg]$$

Siendo \dot{m}_{w2} la cantidad de agua presente en la panela a la salida.

Se procede a calcular el flujo másico del producto a la salida del secador.

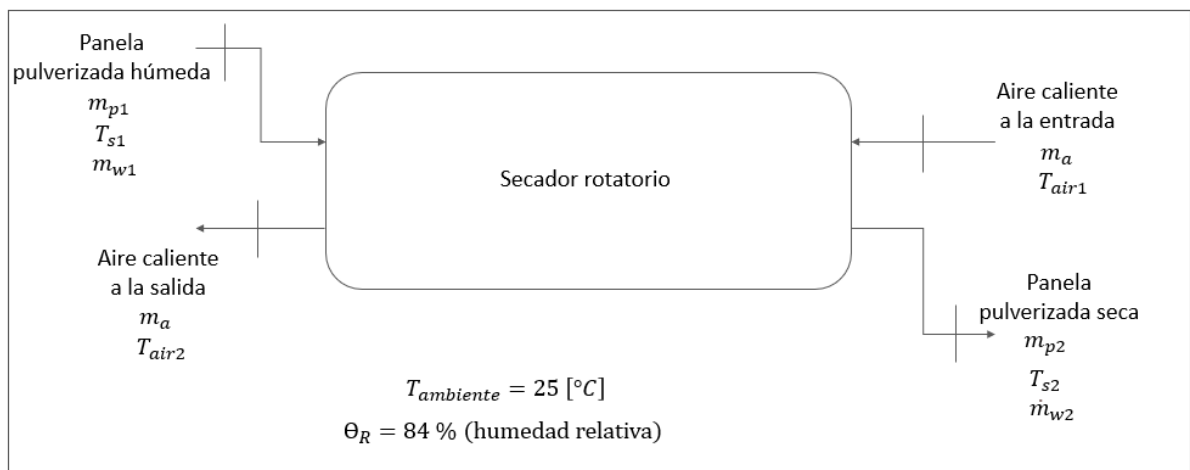
$$\dot{m}_{s2} = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{p2}$$

$$\dot{m}_{s2} = 0,89[kg] + 87,3[kg]$$

$$\dot{m}_{s2} = 88,19[kg]$$

Siendo \dot{m}_{s2} la cantidad de producto a salida.

Figura 13. Esquema termodinámico del secador



Balance de masa.

$$m_{p1} \cdot X_1 + m_a \cdot \omega_2 = m_{p1} \cdot X_2 + m_a \cdot \omega_3 \quad (1)$$

La humedad relativa a la entrada ω_2 es la misma que la humedad relativa a temperatura ambiente, antes de calentar el aire, en este proceso solo hay cambio de temperatura por lo tanto es constante.

$$\omega_1 = 0,01663$$

$$\omega_2 = \omega_1$$

En el balance de masa se encuentran dos incógnitas: la humedad relativa del aire a la salida (ω_3) y el flujo masico de aire (m_a)

$$90 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot 0,03 + m_a \cdot 0,01663 = 90 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot 0,01 + m_a \cdot \omega_3 \quad (1)$$

Balance de energía. Se realiza tomando como volumen de control a la coraza cilíndrica fija del secador. El calor que pierde el aire dentro del secador es usado para la evaporización del agua contenida en la panela, para calentar el vapor del agua, evaporar el agua y para aumentar la temperatura de la panela.

$$m_p \cdot h_{s1} + m_a \cdot h_{a1} = m_p \cdot h_{s2} + m_a \cdot h_{a2} + Q_p$$

Para hacer el balance primero se hayan las entalpías tanto del aire como de la panela.

Entalpía del sólido. Las entalpías del sólido (h_s) se calculan a la salida y a la entrada del secador.

Para el cálculo de la entalpía se tiene en cuenta la energía necesaria para calentar la panela (calor específico de la panela), el agua presente en la panela (calor específico del agua), y la energía necesaria para evaporarla (calor latente de evaporización).

$$Cp_p = \text{calor específico de la panela} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_p = 2,43 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

De las tablas de termodinámica de Cengel¹, interpolando según la necesidad, se tomaron los siguientes datos:

$$Cp_{L1} = \text{calor específico del agua a la entrada} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_{L1} = 4,183 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_{L2} = \text{calor específico del agua a la salida} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_{L2} = 4,204 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$hfg_1 = \text{calor latente de evaporización del agua a la entrada} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$hfg_1 = 2449 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

¹CENGEL, Yunus A. y Boles, Michael A. Termodinámica. México: Mc Graw Hill, 2006. 1028 p.

$$hfg_2 = \text{calor latente de evaporización del agua a la salida} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$hfg_2 = 2283 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Para la toma de los valores del calor específico del agua a la entrada y a la salida, ver Anexo C. TABLA A-3. Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes, ubicado en la página 92. Para la toma de los valores del calor latente de evaporización del agua a la entrada y a la salida ver Anexo D. TABLA A-4. Agua saturada. Tabla de temperaturas, ubicado en la página 93.

Entalpía de la panela a la entrada

$$h_{s1} = Cp_p \cdot T_{p1} + X_1 \cdot (Cp_{L1} \cdot T_{p1} + hfg)$$

$$h_{s1} = 2,43 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295[K] + 0,03 \cdot (4,183 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295[K] + 2449 \left[\frac{kJ}{kg} \right])$$

$$h_{s1} = 827,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpía de la panela a la salida

$$h_{s2} = Cp_p \cdot T_{p2} + X_2 \cdot (Cp_{L2} \cdot T_{p2} + hfg)$$

$$h_{s2} = 2,43 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 363[K] + 0,01 \cdot (4,204 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 363[K] + 2283 \left[\frac{kJ}{kg} \right])$$

$$h_{s2} = 920,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpía del aire. Con las propiedades del aire a la entrada del secador se calcula la entalpía en este punto (h_{a1}); para la entalpía a la salida se necesita la humedad a la salida, por lo tanto, se procede a un sistema de ecuaciones para encontrar la solución.

Para los cálculos de las propiedades y de la entalpía en el proceso se toma una temperatura del aire del límite calculado en el primer procedimiento 113°C.

$$T_{air2} = 386 [K]$$

$$Cp_a = \text{calor específico del aire} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_a = 1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_v = \text{calor específico de evaporización} \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Cp_v = 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$\lambda = \text{calor latente de evaporización} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\lambda = 2222 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpía del aire a la entrada

$$h_{a1} = (Cp_a + Cp_v \cdot \omega_2) \cdot T_{air2} + \lambda \cdot \omega_2$$

$$h_{a1} = (1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,01663) \cdot 373[K] + 2222 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot 0,01663$$

$$h_{a1} = 437,6 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entalpía del aire a la salida

$$h_{a2} = (Cp_a + Cp_v \cdot \omega_3) \cdot T_{air3} + \lambda \cdot \omega_3$$

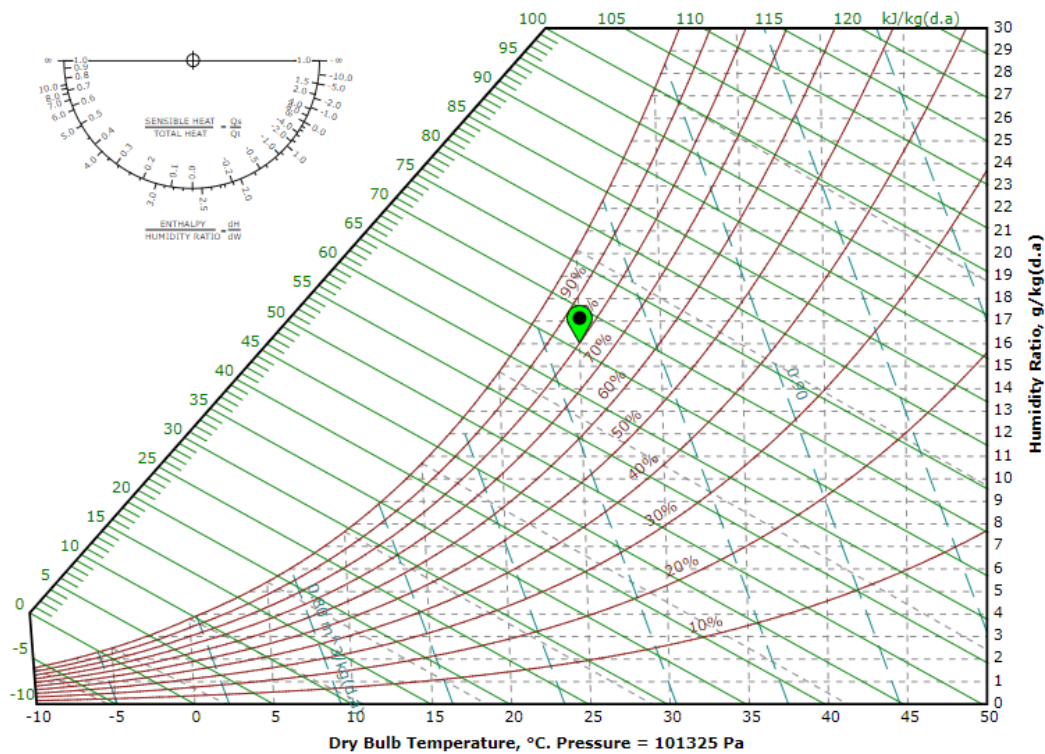
$$h_{a2} = (1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot \omega_3) \cdot T_{air3} + 2222 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \omega_3$$

Para el cálculo de la entalpía del aire a la salida, se tienen dos incógnitas. ω_3 se calcula a partir del sistema de ecuaciones y la temperatura a la salida T_{air3} por medio del método unidades de transferencia Nt .

$$Nt = \ln \left[\frac{T_{air2} - T_{bh}}{T_{air3} - T_{bh}} \right]$$

La temperatura de bulbo húmedo T_{bh} se calcula a partir de la temperatura del aire a la entrada del secador y de su humedad, ω_2 .

Figura 14. Tabla psicrométrica para determinación de la temperatura de bulbo húmedo



Fuente: tomado de <http://www.flycarpet.net/en/PsyOnline>

$$T_{bh} = 295,1[K]$$

Según el libro de Perry, Manual del Ingeniero Químico², para secadores rotatorios se recomienda un Nt que se encuentre en el rango de 1,5 a 2,5; en este se ubican los más económicos. Se elige un Nt de 1,5 para calcular la temperatura del aire a la salida del secador.

$$Nt = 1,5$$

$$1,5 = \ln \left[\frac{386[K] - 295,1[K]}{T_{air3} - 295,1[K]} \right]$$

Obteniendo una temperatura del aire a la salida de:

$$T_{air3} = 315,4 [K]$$

Hallando la temperatura a la salida del secador la entalpía del aire a la salida queda como incógnita ω_3 .

$$h_{a2} = (1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot \omega_3) \cdot 315,4[K] + 2257 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \omega_3 \quad (4)$$

$$m_p \cdot h_{s1} + m_p \cdot X_1 \cdot h_{fg} + m_a \cdot h_{a1} = m_p \cdot h_{s2} + m_p \cdot X_1 \cdot h_{fg} + m_a \cdot h_{a2} + Q_p$$

En el balance de energía salen 3 incógnitas:

$$90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 827,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + m_a \cdot 424,9 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 920,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + m_a \cdot h_{a2} + Q_p \quad (3)$$

² PERRY, Robert H. y Chilton, Cecil H. Manual del Ingeniero Químico. México: Mc Graw Hill, pág. 372.

Para las pérdidas de energía, (Q_p) se toman las pérdidas del 15 % de la entalpía a la salida del secador por el flujo masico de este, según como se asume en el libro de Treybal, Operaciones de Transferencia de Masa³

$$Q_p = 0,15 \cdot h_{a2} \cdot m_a \quad (2)$$

Estas pérdidas que se asumen, envuelven tanto a las pérdidas por convección, conducción, radiación, incluyendo a la energía perdida por el flujo masico que disminuye al cruzar el cilindro, valor que fue hallado experimentalmente para cilindros rotatorios.

Con las cuatro ecuaciones: la del balance de masa, la de la entalpía del aire a la salida, el balance de energía, y la del porcentaje de pérdidas de calor, se hayan las cuatro variables que se tenían, obteniendo los siguientes resultados:

$$m_a = 761 \left[\frac{kg}{h} \right] \rightarrow \text{flujo másico del aire}$$

$$\omega_3 = 0,01899 \rightarrow \text{humedad de aire a la salida}$$

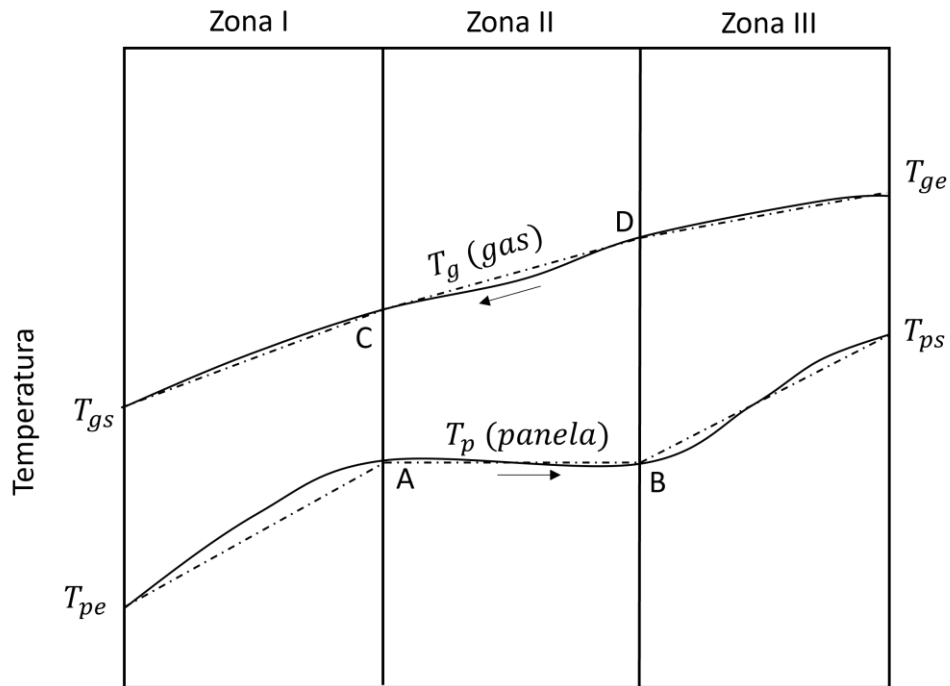
$$h_{a2} = 370,9 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \rightarrow \text{entalpía del aire a la salida}$$

$$Q_p = 42346 [kJ] \rightarrow \text{calor por pérdidas}$$

Cálculo de Nt . Obteniendo los resultados anteriores, se procede a encontrar un Nt ; para esto, el proceso de secado se divide en 3 zonas.

³ TREYBAL, Robert E. Operaciones de Transferencia de masa. México: Mc Graw Hill, pág. 743.

Figura 15. Cálculo de Nt



con base en: FITO Maupoey Pedro, Andrés Grau Ana, Barat Baviera José y Albors Sorolla Ana. Introducción al secado de alimentos por aire caliente. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 2001.

La zona I, corresponde a la etapa de precalentamiento, en esta el sólido como su nombre lo indica es calentado haciendo uso de un fluido (aire), este proceso se lleva a cabo hasta el punto de equilibrio de la rapidez de transferencia de calor al sólido. El proceso de secado de la materia prima a procesar en esta etapa es realmente mínimo. La zona II corresponde a la etapa de secado a velocidad constante, en esta la temperatura y rapidez de secado se encuentran en relativo equilibrio, durante esta etapa se evaporan la humedad superficial y no ligada. La zona III hace referencia a la etapa de secado a velocidad decreciente, ocurren el secado de la superficie no saturada y la evaporación de la humedad ligada. Asumiendo que los coeficientes de transferencia de calor se comportan de manera constante en el proceso, el material a procesar experimenta un aumento de temperatura, resaltando que el sólido a la salida del proceso tiene aproximadamente la misma temperatura de la corriente de aire al entrar al sistema de secado⁴.

⁴ RODRÍGUEZ SÁNCHEZ, José Miguel. Diseño de un secador rotatorio para 30 TON/H de arena, para la empresa ECOMINESA S.A. Trabajo de investigación Ingeniero Mecánico. Bogotá D.C., Colombia: Fundación Universidad de América. Facultad de Ingenierías. 2019. pág. 66.

Las pérdidas caloríficas en cada zona son proporcionales al número de unidades de transferencia. Para la eficiencia del procedimiento, las pérdidas se asumirán según el libro de Treybal, Operaciones de Transferencia de masa⁵.

Tabla 7. Pérdidas caloríficas

Zona	Pérdidas asumidas
I	14%
II	65%
III	21%

con base en: ROBERT E. TREYBAL Operaciones de Transferencia de masa, 2da edición.

La diferencia de temperaturas en cada zona es la misma, por ende, el calor de pérdidas se puede expresar como el calor específico de las pérdidas.

Calor perdido por la humedad en las zonas:

$$C_s (\Delta T) = C_{p_a}(\Delta T) + C_{p_v} (\Delta T) \cdot \omega_2$$

$$C_s = C_{p_a} + C_{p_v} \cdot \omega_2$$

Zona 1.

Unidades de transferencia en la zona 1:

$$Nt_1 = \frac{\delta_{tg1}}{LMTD_1}$$

⁵ TREYBAL, Robert E. Operaciones de Transferencia de masa. México: Mc Graw Hill, pág. 746.

$$\delta_{tg1} = m_a \cdot \delta_h$$

Se realiza un balance de energía para determinar la temperatura T_{g_c}

$$m_a \cdot C_{s_1} \cdot (T_{gs} - T_{g_c}) = \dot{m}_p \cdot \delta_{hs1} + 0,14 \cdot Q_p$$

Donde:

m_a = flujo másico de aire

C_{s_1} = calor húmedo de entrada del gas

T_{gs} = temperatura del gas a la salida

T_{g_c} = temperatura del gas en el punto C

\dot{m}_p = flujo másico de panela

δ_{hs1} = diferencia de entalpía entre la salida de aire y el bolbo húmedo

$0,14 \cdot Q_p$ = porcentaje de pérdidas de calor en la zona 1

Calor húmedo del gas C_s :

$$C_{s_1} = C_{p_a} + C_{p_v} \cdot \omega_2$$

$$C_{s_1} = 1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,01894$$

$$C_{s_1} = 1,042 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Se determina la entalpía del sólido a la temperatura de bulbo húmedo.

$$h_{s1bh} = C_{p_p} \cdot T_{bh} + X_1 \cdot C_{p_L} \cdot T_{bh}$$

$$h_{s1bh} = 2,43 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295,1[K] + 0,03 \cdot 4,183 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295,1[K]$$

$$h_{s1bh} = 754,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_{s1} = 827,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Siendo h_{s1bh} la entalpía del sólido a la temperatura de bulbo húmedo y h_{s1} la entalpía del sólido a la entrada.

Diferencia de entalpía en la zona 1:

$$\delta_{hs1} = h_{s1} - h_{s1bh}$$

$$\delta_{hs1} = \left(827,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 754,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right)$$

$$\delta_{hs1} = 73,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Remplazando:

$$m_a \cdot Cs_1 \cdot (T_{gs} - T_{gc}) = \dot{m}_p \cdot \delta_{hs1} + 0,14 \cdot Q_p$$

$$761 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 1,042 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] (315,4K - T_{gc}) = 90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 73,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 0,14 \cdot 42346[kJ]$$

Obteniendo la temperatura del gas en el punto C:

$$T_{gc} = 299,6 [K]$$

Cambio de temperatura causado por las perdidas caloríficas:

$$\delta_{tg1} = \frac{m_p \cdot \delta_{hs1}}{m_a \cdot Cs_1}$$

$$\delta_{tg1} = \frac{90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot \left(73,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right)}{761 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 1,042 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]}$$

$$\delta_{tg1} = 8,3[K]$$

Se procede al cálculo de la diferencia media logarítmica de la zona:

$$LMTD_1 = \frac{(T_{g_c} - T_{bh}) - (T_{air3} - T_{pe})}{\ln \left[\frac{T_{g_c} - T_{bh}}{T_{air3} - T_{pe}} \right]}$$

Donde:

T_{g_c} = temperatura del gas en el punto C

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo

T_{air3} = temperatura del gas a la salida

T_{pe} = temperatura de la panela a la entrada

$$LMTD_1 = \frac{(299,6 [K] - 295,1[K]) - (315,4[K] - 295[K])}{\ln \left[\frac{(299,6[K] - 295,1[K])}{(315,4[K] - 295[K])} \right]}$$

$$LMTD_1 = 10,52[K]$$

Con este resultado, es posible calcular las unidades de transferencia Nt de la zona 1, que está dada por la diferencia de temperatura debido a las pérdidas caloríficas sobre la media logarítmica de la zona.

$$Nt_1 = \frac{\delta_{tg1}}{LMTD_1}$$

$$Nt_1 = \frac{8,3[K]}{10,52[K]}$$

$$Nt_1 = 0,7893$$

Zona 3.

Unidades de transferencia en la zona 3:

$$Nt_3 = \frac{\delta_{tg3}}{LMTD_3}$$

Se realiza un balance de energía para determinar la temperatura T_{gD}

$$m_a \cdot Cs_3 \cdot (T_{aire2} - T_{gD}) = \dot{m}_p \cdot \delta_{hs3} + 0,21 \cdot Q_p$$

Donde:

m_a = flujo másico de aire

Cs_3 = calor húmedo de salida del gas

T_{aire2} = temperatura del gas a la entrada

T_{gD} = temperatura del gas a la entrada

\dot{m}_p = flujo másico de panela

δ_{hs3} = diferencia de entalpía entre la entrada de aire y el bulbo húmedo

$0,14 \cdot Q_p$ = porcentaje de pérdidas de calor en la zona 1

Calor húmedo de salida del gas:

$$Cs_3 = Cp_a + Cp_v \cdot \omega_3$$

$$Cs_3 = 1,007 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,884 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,01748$$

$$Cs_3 = 1,038 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Se determina la entalpía del sólido a la misma temperatura de bulbo húmedo a la entrada:

$$h_{sb1} = Cp_p \cdot T_{bh} + X_2 \cdot Cp_L \cdot T_{bh}$$

$$h_{sb1} = 2,43 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295,1[K] + 0,01 \cdot 4,183 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 295,1[K]$$

$$h_{sb1} = 729,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Diferencia de entalpía en la zona 3:

$$\delta_{hs3} = h_{s2} - h_{sb1}$$

$$\delta_{hs3} = \left(920,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 729,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right)$$

$$\delta_{hs3} = 190,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Reemplazando:

$$m_a \cdot C_{s3} \cdot (T_{air2} - T_{gD}) = \dot{m}_p \cdot \delta_{hs3} + 0,21 \cdot Q_p$$

$$761 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 1,038 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot T_{gD} - 386K = 90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 190,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + 0,21 \cdot 42346[kJ]$$

$$T_{gD} = 419 [K]$$

Cambio de temperatura causado por las pérdidas caloríficas:

$$\delta_{tg3} = \frac{m_p \cdot \delta_{hs3}}{m_a \cdot C_{s3}}$$

$$\delta_{tg3} = \frac{90 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 190,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{761 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 1,038 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]}$$

$$\delta_{tg3} = 21,73[K]$$

Se procede al cálculo de la diferencia media logarítmica:

$$LMTD_3 = \frac{T_{air2} - T_{p2} - (T_{gD} - T_{bh})}{\ln \left[\frac{T_{air2} - T_{p2}}{T_{gD} - T_{bh}} \right]}$$

Donde:

T_{gD} = temperatura en el punto D

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo

T_{air2} = temperatura de gas a la entrada

T_{p2} = temperatura de la panela a la salida

$$LMTD_3 = \frac{(386[K] - 363[K]) - (419[K] - 295,1[K])}{\ln \left[\frac{(386[K] - 363[K])}{(419[K] - 295,1[K])} \right]}$$

$$LMTD_3 = 59,91[K]$$

Logrando calcular el Nt de la zona 3:

$$Nt_3 = \frac{\delta_{tg3}}{LMTD_3}$$

$$Nt_3 = \frac{21,73[K]}{59,91[K]}$$

$$Nt_3 = 0,3627$$

Zona 2.

Unidades de transferencia en la zona 2:

$$Nt_2 = \frac{\delta_g}{LMTD_2}$$

Calor húmedo en la zona 2 se calcula a partir del promedio entre la zona 1 y la 3:

$$C_{S_2} = \frac{C_{S_3} + C_S}{2}$$

$$C_{S_2} = \frac{1,038 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + 1,042 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]}{2}$$

$$C_{S_2} = 1,04 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

La diferencia entre la temperatura del punto D y C es:

$$T_{rg} = T_{gD} - T_{gC}$$

$$T_{rg} = 419[K] - 299,6[K]$$

$$T_{rg} = 119,4[K]$$

Cambio de temperatura causado por las perdidas caloríficas en la zona 2:

$$C_Q = \frac{0,65 \cdot Q_p}{m_a \cdot C_{S_2}}$$

$$C_Q = \frac{0,65 \cdot 42346[kJ]}{761 \cdot 1,040 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]}$$

$$C_Q = 34,77[K]$$

Delta de temperatura de la panela desarrollado en la zona 2:

$$\delta_G = T_{rg} - C_Q$$

$$\delta_G = 119,4[K] - 34,77[K]$$

$$\delta_G = 84,6[K]$$

Se procede al cálculo de la diferencia media logarítmica:

$$LMTD_2 = \frac{T_{gD} - T_{bh} - (T_{gC} - T_{bh})}{\ln \left[\frac{T_{gD} - T_{bh}}{T_{gC} - T_{bh}} \right]}$$

Donde:

T_{gD} = temperatura en el punto D

T_{bh} = temperatura de bulbo húmedo

T_{gC} = temperatura en el punto C

$$LMTD_2 = \frac{416[K] - 295,1[K] - (299,6[K] - 295,1[K])}{\ln \left[\frac{416[K] - 295,1[K]}{299,6[K] - 295,1[K]} \right]}$$

$$LMTD_2 = 36,02[K]$$

Logrando calcular el Nt de la zona 2:

$$Nt_2 = \frac{84,6[K]}{36,02[K]}$$

$$Nt_2 = 2,349$$

El cálculo de las unidades de transferencia de calor en todo el intercambiador es la sumatoria de las zonas.

$$Ntc = Nt_1 + Nt_2 + Nt_3$$

$$Ntc = 0,7893 + 2,349 + 0,3627$$

$$Ntc = 3,504$$

El valor del Nt es calculado a partir de una aproximación previa de este mismo, haciendo una iteración en el programa EES, se llega al valor en que el Nt escogido sea igual al calculado dando como resultado:

Figura 16. Cálculo de Nt mediante una iteración en EES

	1	2	3	4	5	6
	Nt [K]	Ntc	ω_3	Q_p	$T_{air,3}$	m_a
Run 1	1	0,932	0,017	275533	328,5	4847
Run 2	1,005	0,9516	0,01703	257107	328,4	4524
Run 3	1,011	0,9713	0,01705	241060	328,2	4243
Run 4	1,016	0,991	0,01708	226960	328	3996
Run 5	1,021	1,011	0,01711	214472	327,9	3777
Run 6	1,026	1,031	0,01713	203336	327,7	3582
Run 7	1,032	1,05	0,01716	193343	327,5	3407
Run 8	1,037	1,07	0,01718	184326	327,3	3249
Run 9	1,042	1,09	0,01721	176149	327,2	3105
Run 10	1,047	1,11	0,01723	168699	327	2975
Run 11	1,053	1,13	0,01726	161885	326,8	2855
Run 12	1,058	1,15	0,01728	155627	326,7	2746
Run 13	1,063	1,17	0,01731	149861	326,5	2645
Run 14	1,068	1,191	0,01733	144531	326,3	2551
Run 15	1,074	1,211	0,01736	139590	326,2	2465
Run 16	1,079	1,231	0,01738	134995	326	2384
Run 17	1,084	1,251	0,01741	130713	325,8	2309
Run 18	1,089	1,272	0,01743	126712	325,7	2239
Run 19	1,095	1,292	0,01746	122966	325,5	2174
Run 20	1,1	1,313	0,01748	119451	325,4	2112

, en EES

Una aproximación más exacta es igualando Ntc con Nt , dando como resultado:

$$Nt = 1,025$$

Después de encontrar este Nt se recalculan los resultados pertinentes para el diseño preliminar:

$m_a = \text{flujo másico del aire}$

$$m_a = 3637 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$\omega_3 = \text{humedad del aire a la salida}$

$$\omega_3 = 0,01712$$

h_{a2} = entalpía del aire a la salida

$$h_{a2} = 378,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

T_{air3} = temperatura a la salida

$$T_{air3} = 327,7 [K]$$

6.4 CÁLCULOS DE DISEÑO

6.4.1 Cálculo del diámetro del cilindro del secador

Con el valor del flujo másico de aire y el flux necesario en el cilindro se puede determinar el diámetro, con la siguiente formula:

$$F = \frac{m_a}{\text{Área}}$$

Donde Área hace referencia al área transversal del cilindro.

$$\text{Area} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$F = \frac{m_a}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

El flux es el flujo masico que pasa por un área determinada, en este caso se establece en:

$$\text{Flux} = 5000 \frac{lbm}{ft^2 \cdot h}$$

Este flux está en el rango recomendado en el libro de McCabe, Operaciones unitarias⁶.

Convirtiendo este valor de unidades inglesas a métricas:

$$F = Flux \cdot 4,882 \frac{\frac{Kg}{m^2 \cdot h}}{\frac{lbm}{ft^2 \cdot h}}$$
$$F = \left(5000 \frac{lbm}{ft^2 \cdot h} \right) \cdot \left(4,882 \frac{\frac{Kg}{m^2 \cdot h}}{\frac{lbm}{ft^2 \cdot h}} \right)$$

Flujo masico en unidades métricas

$$F = 24410 \frac{Kg}{m^2 \cdot h}$$

$$F = \frac{m_a}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Despejando el diámetro, se obtiene:

$$D = 2 \sqrt{\frac{m_a}{F \cdot \pi}}$$

⁶ McCabe, Warren L., Smith, Julian C., & Harriott, P. (2007). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. 7ma. edición. México: McGraw-Hill. pág. 856.

$$D = 2 \sqrt{\frac{3637 \left[\frac{kg}{h} \right]}{24410 \frac{Kg}{m^2 \cdot h} \cdot (\pi)}}$$

$$D = 0,4355 [m]$$

6.4.2 Cálculo de la longitud del secador

Con el Nt del proceso, se procede a calcular la longitud de transferencia; el producto de estos dos da como resultado la longitud del secador.

$$L = L_t \cdot Nt$$

La longitud de la unidad de transferencia de calor por medio de la ecuación:

$$L_t = \frac{F_s \cdot C_{sg}}{U_a}$$

El calor húmedo este dado por el promedio de las zonas dado por:

$$C_{sg} = \frac{C_{s1} + C_{s2} + C_{s3}}{3}$$

$$C_{sg} = \frac{1,043 + 1,041 + 1,038}{3}$$

$$C_{sg} = 1,041 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$$

Para hallar el coeficiente global de transferencia de calor entre el gas y el sólido se utiliza la siguiente ecuación, por no tener más parámetros de diseño de secadores rotatorios se establece la siguiente fórmula para hallar el coeficiente global de transferencia:

$$Ua = \frac{237 \cdot F_s^{0,67}}{D}$$

La anterior fórmula fue extraída del libro de Operaciones Unitarias⁷.

El flujo masico por unidad de área en $\frac{Kg}{m^2 \cdot s}$

$$F_s = \left(4638 \frac{Kg}{m^2 \cdot h}\right) \cdot \frac{1h}{3600}$$

$$F_s = 6,78 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}$$

$$Ua = \frac{237 \cdot 6,78 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}^{0,67}}{0,4355[m]}$$

$$Ua = 1962 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Se procede entonces a calcular la longitud de la unidad de transferencia de calor:

$$L_t = \frac{F_s \cdot C_{Sg}}{Ua}$$

$$L_t = \frac{6,78 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1041}{1962}$$

$$L_t = 3,59[m]$$

La longitud del secador:

$$L = L_t \cdot Nt$$

⁷ McCabe, Warren L., Smith, Julian C., & Harriott, P. (2007). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. 7ma. edición. México: McGraw-Hill. pág. 860.

$$L = 3,59 [m] \cdot 1,025$$

$$L = 3,687 [m]$$

Se calcula la relación de diámetro y longitud que, según el libro de Perry, Manual del Ingeniero Químico⁸, la relación debe estar entre $4 < R > 10$.

$$R = \frac{L}{D}$$

$$R = \frac{3,687 [m]}{0,4355 [m]}$$

$$R = 8,466$$

La relación de diámetro-longitud se encuentra dentro del rango que se recomienda en la bibliografía.

6.4.3 Cálculo de la inclinación del cilindro

En cuanto a la pendiente del secador, se elige una velocidad de giro del cilindro y se establece una inclinación de este para determinar el tiempo de paso de la panela en la cámara de secado. La velocidad de giro establecida es de 4 RPM, con esto se procede a realizar el cálculo de la inclinación con la siguiente formula:

$$S = \frac{0,3344 \cdot M_{S_s}}{\phi_D \cdot \rho_{panela} \cdot N^{0,9} \cdot D}$$

Siendo S la pendiente, ϕ_D la retención sin flujo de gas, ρ_{panela} la densidad del sólido, D el diámetro de la cámara de secado y M_{S_s} el flujo de masa de sólido seco.

⁸ PERRY, Robert H. y Chilton, Cecil H. Manual del Ingeniero Químico. México: Mc Graw Hill, 1992. Pág. 456.

Se calcula el flujo de masa de sólido seco por segundo así:

$$M_{S_s} = \frac{Mp_{in}}{area}$$

$$M_{S_s} = \frac{87,3 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,4^2 [m] \cdot 3600 [s]}$$

$$M_{S_s} = 0,1929 \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$$

La retención sin fluido de gas se calcula de la siguiente forma:

$$\phi_D = \phi_{D_0} \mp K \cdot Ma$$

Donde ϕ_{D_0} es la retención que se presenta en un rango de 0,05 a 0,15.

$$K = \frac{0,6085}{\rho_{panela} \cdot dp^{0,5}}$$

$$d_p = 0,96 [mm]$$

$$K = \frac{0,6085}{1480 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot (9,6 \cdot 10^{-4})^{0,5}}$$

$$K = 0,0289$$

$$K = 0,01327$$

Se elige una retención de 0,1.

$$\phi_D = 0,1 \mp 0,0289 \cdot 569,8 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot \frac{1[h]}{3600[s]}$$

$$\phi_D = 0,10457$$

$$\phi_D = 0,0954$$

Ya con los valores que hacían falta en la ecuación, se procede a calcular la pendiente:

$$S = \frac{0,3344 \cdot 0,1929 \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]}{0,10457 \cdot 680 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,4188^{0,9} \cdot 0,4} \cdot L$$

$$S = 0,01568[m]$$

La inclinación del cilindro debe ser de 1,568%

6.4.4 Cálculo para proceso experimental del modelo funcional a escala

Se procede hacer un cálculo de valor experimental en base a la máquina de laboratorio con las siguientes características:

Sabiendo que el *Flux* hace referencia al flujo másico por unidad de área, por medio de iteración en EES se determina que es de:

$$Flux = 800 \frac{lbm}{ft^2 \cdot h}$$

Se realiza la correspondiente conversión para obtener el valor del *Flux* en medidas del sistema internacional:

$$F = Flux \cdot 4,882 \frac{\frac{Kg}{m^2 \cdot h}}{\frac{lbm}{ft^2 \cdot h}}$$

$$F = \left(800 \frac{lbm}{ft^2 \cdot h} \right) \cdot \left(4,882 \frac{\frac{Kg}{m^2 \cdot h}}{\frac{lbm}{ft^2 \cdot h}} \right)$$

$$F = 3905 \left[\frac{Kg}{m^2 \cdot h} \right]$$

$$F_s = \left(3905 \frac{Kg}{m^2 \cdot h} \right) \cdot \frac{1h}{3600}$$

$$F_s = 1,084 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}$$

Con este resultado, se procede a calcular el flujo másico de aire

$$F = \frac{m_a}{Area}$$

$$Area = \frac{\pi D^2}{4}$$

Se reemplaza el valor diámetro de la máquina a escala $D = 19,5 \text{ cm}$ para determinar el área y luego el flujo másico de aire necesario para llevar a cabo la práctica en el laboratorio en el secador rotatorio a escala.

$$Area = \frac{\pi \cdot (0,195 [m])^2}{4}$$

$$Area = 0,0299 [m^2]$$

$$\dot{m}_a = F \cdot Area$$

$$\dot{m}_a = 3905 \left[\frac{kg}{m^2 \cdot h} \right] \cdot 0,0299 [m^2]$$

$$\dot{m}_a = 116,74 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Las unidades de transferencias de calor son iguales a las del modelo a escala real

$$L = L_t \cdot Nt$$

Se hace un recalcu de la longitud de transferencia de calor:

$$L_t = \frac{F_s \cdot C_{sg}}{U_a}$$

Se utilizan los mismos parámetros para hallar el coeficiente global de transferencia:

$$U_a = \frac{237 \cdot F_s^{0,67}}{D}$$

$$U_a = \frac{237 \cdot 1,084 \frac{Kg}{m^2 \cdot s}^{0,67}}{0,195m}$$

$$U_a = 1282,87 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$L_t = \frac{F_s \cdot C_{sg}}{U_a}$$

$$L_t = \frac{1,084 \frac{Kg}{m^2 \cdot s} \cdot 1040}{1282,87}$$

$$L_t = 0,8787 [m]$$

$$L = 0,8787 [m] \cdot 1,025$$

$$L = 0,9 [m]$$

Con el resultado de la longitud se puede confirmar que el *Flux* obtenido por el programa EES es el correcto al dar el valor cercano a la longitud utilizada.

Se procede a realizar el balance de masa para obtener la cantidad de panela necesaria.

Balance de masa:

$$m_{p1} \cdot X_1 + m_a \cdot \omega_2 = m_{p1} \cdot X_2 + m_a \cdot \omega_3$$

$$m_{s1} \cdot 0,03 + 17,944 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot 0,001663 = m_{s1} \cdot 0,01 + 17,944 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot \omega_3$$

Teniendo en cuenta que las propiedades térmicas del proceso se mantienen, la humedad a la salida y a la entrada del aire en el secador se mantienen con los mismos resultados de los cálculos en el modelo a escala real.

$$m_{s1} \cdot 0,03 + 116,74 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot 0,01663 = m_{s1} \cdot 0,01 + 116,74 \left[\frac{Kg}{h} \right] \cdot 0,01712$$

$$m_{s1} = 2,86 [Kg]$$

Siendo m_{s1} la masa de sólido seco de panela.

Por último, se obtiene la cantidad de panela necesaria para realizar la prueba en el modelo funcional a escala.

6.5 PROCEDIMIENTO DE SECADO EN EL LABORATORIO

6.5.1 Elementos a utilizar.

- Cilindro de secador rotatorio manual
- Secador eléctrico de potencia
- Balanza / gramera

6.5.2 Materiales y equipos adicionales.

- Anemómetro (para medir la velocidad del aire)
- Cronómetro
- Brochas para limpieza

- 2 termómetros
- 2,86 kg de panela
- Cinta aislante
- Cinta métrica

6.5.3 Variables, parámetros y mediciones. Las variables para esta práctica experimental son:

- Masa inicial de la panela húmeda
- Masa final de la panela seca
- Temperatura de la panela al final del procedimiento (temperatura de secado)
- Velocidad del aire que entra al secador
- Humedad retirada de la panela
- Tiempo

6.5.4 Descripción del procedimiento. Se preparo el cilindro revisando que esté vacío y limpio, en buen funcionamiento de rotación y con los respectivos sellos. Se coloco el secador eléctrico a una distancia de 40 cm del cilindro, por el extremo de descarga del producto seco, apuntando directamente.

Se pesan 3 kg de panela pulverizada a una humedad del 3% que se distribuyen uniformemente en el cilindro, se tapa el cilindro y se aísla para evitar fugas. Se enciende el secador eléctrico y se comienza a hacer una rotación constante y manual al cilindro, durante una hora.

Al finalizar el proceso se realiza la extracción de la panela para llevarla en un recipiente a la balanza y poder determinar la humedad retirada. Después de realizado el procedimiento, se toma el valor de la masa de la panela pulverizada seca, producto del proceso, la cual dio 2,921 [kg], Anexo E. Procedimiento de secado en el laboratorio, ubicado en la página 94.

La temperatura a la entrada de la panela es 23°C y a la salida es de 75°C.

Tabla 8. Procedimiento de secado en el laboratorio

	Peso [kg]	Temperatura [°C]	Humedad [%]
Datos de entrada	3	25	0,03
Datos de salida	2,921	75	0,01

La cantidad de panela seca a la entra y a la salida se mantiene constante

$$m_{ps} = m_p \cdot (1 - X1)$$

$$m_{ps} = 3[kg] \cdot (1 - 3\%)$$

$$m_{ps} = 2,91[Kg]$$

La humedad presente en la panela a la salida es de 1%

$$m_h = m_p \cdot X2$$

$$m_h = 3[Kg] \cdot 1\%$$

$$m_h = 0,03[Kg]$$

La cantidad de panela más humedad presente a la salida

$$m_{ptotal} = m_{ps} + m_h$$

$$m_{ptotal} = 2,91[Kg] + 0,03[kg]$$

$$m_{ptotal} = 2,94[Kg]$$

Según los cálculos la cantidad de masa total a salida es de 2,94 [kg], en el proceso experimental arrojó un resultado de 2,921 [kg] la diferencia que se presenta en el

valor se deduce que fueron pérdidas ocasionadas por el flujo de aire a la salida del secador por las partículas más volátiles.

También se hizo un análisis de apariencia y volatilidad de la panela, en el que se percibió más liviana y clara que la panela sin pasar por el secador. Con estos datos validados se hace un diseño en detalle para un modelo a escala real, el cual sería utilizado en la empresa.

Figura 17. Procedimiento de secado en el laboratorio



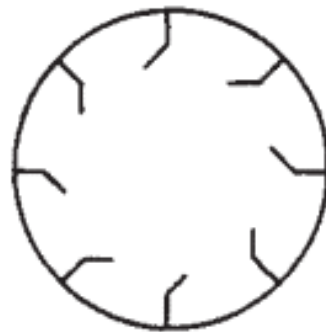
7. DISEÑO EN DETALLE

7.1 ALETAS

Para una buena distribución de la panela, se instalan dentro del cilindro unas aletas, las cuales se encargan de la elevación del producto para generar un efecto cascada y a su vez, que el producto avance por el cilindro hacia la tolva de descarga.

Se eligen 6 aletas con una distribución de 45°, según el libro de Perry estas son las más utilizadas en productos arenosos o granulados.

Figura 18. Arreglo alternativo de aletas para secador rotatorio de calor directo



45-deg. lip
flights

Fuente: PERRY, Robert H. y Chilton, Cecil H. Manual del Ingeniero Químico. México: Mc Graw Hill, 1992.

Las aletas deben tener la capacidad de mantener en movimiento los 90 kilogramos de panela, para lo cual se calcula un valor aproximado de inercias.

Se calcula la masa de una aleta tal que su espesor sea de 2 mm y su longitud 6 m.

$$V_{aletas} = a_{aleta} \cdot e_{aleta} \cdot L_{aleta}$$

$$V_{aletas} = 0,08[m] \cdot 0,0002[m] \cdot 6[m]$$

$$V_{aletas} = 0,000096[m^3]$$

$$m_{aletas} = V_{aletas} \cdot \rho_{acero}$$

$$m_{aletas} = 0,000096[m^3] \cdot 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$m_{aletas} = 0,7536[kg]$$

7.1.1 Inercia de las aletas.

$$I_{aletas} = \frac{1}{3} \cdot m_{aletas} \cdot a_{aleta}^2 + m_{aletas} \cdot X_1$$

Siendo X_1 la distancia entre el centro y el punto más cercano de la aleta.

$$X_1 = 0,334 [m]$$

$$I_{aletas} = \frac{1}{3} \cdot 0,7536[kg] \cdot 0,08^2[m] + 0,7536[kg] \cdot 0,334^2[m]$$

$$I_{aletas} = 0,086 \left[\frac{kg}{m^2} \right] \cdot 6$$

$$I_{aletas} = 0,514 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

7.2 CILINDRO

Para determinar la inercia del tambor es necesario saber su masa y para ello utilizamos las dimensiones obtenidas, un diámetro de 0,45 metros y una longitud de 3,8 metros. Para la construcción se recomienda utilizar lámina de acero galvanizada de espesor de 3 mm.

$$V = \pi \cdot D \cdot L \cdot e \text{ [m}^3\text{]}$$

Donde:

$D = \text{diámetro del cilindro}$

$$D = 0,45 \text{ [m]}$$

$L = \text{longitud del cilindro}$

$$L = 3,8 \text{ [m]}$$

$e = \text{espesor del cilindro}$

$$e = 0,003 \text{ [m]}$$

$$V_{\text{cilindro}} = \pi \cdot 0,45 \text{ [m]} \cdot 3,8 \text{ [m]} \cdot 0,003 \text{ [m]}$$

$$V_{\text{cilindro}} = 0,01611 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$m_{\text{cilindro}} = \rho_{\text{acero}} \cdot V_{\text{cilindro}}$$

$$m_{\text{cilindro}} = 7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 0,01611 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{cilindro}} = 126,5 \text{ [kg]}$$

7.2.1 Inercia del cilindro. La inercia del cilindro rotatorio se obtiene asumiendo que es un aro delgado de radio R.

$$I_{\text{cilindro}} = m_{\text{cilindro}} \cdot R_i^2$$

$$I_{\text{cilindro}} = 126,5 \text{ [kg]} \cdot 0,225^2$$

$$I_{\text{cilindro}} = 6,404 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$$

7.3 ANILLOS

Los anillos guías constan de un perfil en L de 0,45 cm de espesor y 5 cm de ancho.

7.3.1 Masa de los anillos.

$$L_{anillo} = \pi \cdot D_{cilindro}$$

$$L_{anillo} = \pi \cdot 0,45 \text{ [m]}$$

$$L_{anillo} = 1,413 \text{ [m]}$$

$$V_{anillo} = 0,05 \text{ [m]} \cdot 1,413 \text{ [m]} \cdot 0,005 \text{ [m]}$$

$$V_{anillo} = 0,000353 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\rho_{acero} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$m_{anillos} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,000353 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{anillo} = 2,774 \text{ [kg]}$$

7.3.2 Inercia de los anillos.

$$I_{anillo} = \frac{1}{2} \cdot m_{anillos} \cdot (R_i^2 + R_e^2) \times \#anillos$$

$$I_{anillo} = \frac{1}{2} \cdot 2,774 \text{ [kg]} \cdot (0,225^2 + 0,23^2) \text{ [m}^2\text{]} \times 3$$

$$I_{anillo} = 0,43 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

7.4 PANELA

7.4.1 Inercia de la panela. Para tener un mayor factor de confiabilidad se realizan los cálculos en los casos extremos de uso, por lo tanto, la condición de reposo de la máquina es donde se presenta la mayor potencia de arranque.

Se considera que en este caso la panela estará en un 40% de ocupación del perímetro del cilindro en reposo, basado en las recomendaciones del libro El secado de sólidos en la industria química de Nonhebel⁹, se obtiene la siguiente ecuación

$$P=0,4 \cdot \pi \cdot D_{cilindro}$$

$$P=0,4 \cdot \pi \cdot 0,45 [m]$$

$$P=0,5654 [m]$$

Siendo P el perímetro ocupado por la panela. Con este dato, se procede a calcular el ángulo beta del segmento:

$$2\beta = \frac{P \cdot 360}{\pi \cdot D_{cilindro}}$$

$$2\beta = \frac{0,5654 [m] \cdot 360^\circ}{\pi \cdot 0,45 [m]}$$

$$\beta = 71,98^\circ$$

$$\beta = 71,98^\circ \left(\frac{\pi}{180} \right)$$

$$\beta = 1,2564 \text{ rad}$$

⁹ NONHEBEL. G. El secado de sólidos en la industria química. Bogotá: Reverte S.A., pág. 211.

Con este ángulo se puede calcular el momento de inercia que se denomina momento polar de inercia.

$$I_p = I_x + I_y$$

$$I_x = \frac{r^4}{4} [\beta - \sin \beta \cdot \cos \beta + \sin^3 \beta \cdot \cos \beta]$$

$$I_x = \frac{0,225^4}{4} [1,2564 - \sin(1,2564) \cdot \cos(1,2564) + \sin^3(1,2564) \cdot \cos(1,2564)]$$

$$I_x = 0,00079 [m^4]$$

$$I_y = \frac{r^4}{12} [3\beta - 3 \sin \beta \cdot \cos \beta + 2 \sin^3 \beta \cdot \cos \beta]$$

$$I_y = \frac{0,225^4}{12} [3(1,2564) - 3 \sin(1,2564) \cdot \cos(1,2564) + 2 \sin^3(1,256) \cdot \cos(1,2564)]$$

$$I_y = 0,00075 [m^4]$$

$$I_p = 0,00079 [m^4] + 0,00075 [m^4]$$

$$I_p = 0,00154 [m^4]$$

Obteniendo el momento polar de inercia, se calcula la inercia que ocupa la panela

$$I_{panela} = \rho_{panela} \cdot L_{cilindro} \cdot I_p$$

$$I_{panela} = 680 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 3,8[m] \cdot 0,00154 [m^4]$$

$$I_{panela} = 3,98 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Paso a seguir, se suman todas las inercias calculadas para obtener el total del sistema.

$$I_{aletas} = 0,514 [kg \cdot m^2]$$

$$I_{cilindro} = 6,404 [kg \cdot m^2]$$

$$I_{anillo} = 0,43 [kg \cdot m^2]$$

$$I_{panela} = 3,98 [kg \cdot m^2]$$

$$\sum I_{total} = I_{aletas} + I_{cilindro} + I_{anillos} + I_{panela}$$

$$\sum I_{total} = 0,514 [kg \cdot m^2] + 6,404 [kg \cdot m^2] + 0,43 [kg \cdot m^2] + 3,98 [kg \cdot m^2]$$

$$I_{total} = 11,33 [kg \cdot m^2]$$

Con la inercia total se determina el momento que realiza el motor sobre el eje:

$$M_T - M_0 = \sum I_{total} \cdot \alpha$$

Donde:

M_T = momento de torsión que realiza el motor al eje [N·m]

M_0 = momento opuesto a causa del deslizamiento de la panela [N·m]

α = aceleración angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$

$$M_0 = m_{panela} \cdot g \cdot r$$

$$M_0 = 90 [kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2}\right] \cdot 0,225 [m]$$

$$M_0 = 198,45 [N \cdot m]$$

Para determinar la aceleración angular, se tiene en cuenta la velocidad de giro del cilindro 4 [RPM].

$$\alpha = 4RPM \cdot \pi \cdot \left[\frac{2}{60s} \right]$$

$$\alpha = 0,4189 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Se procede entonces a calcular el momento de torsión que realiza el motor al eje:

$$M_T - 198,45 [N \cdot m] = 11,33 [kg \cdot m^2] \cdot 0,4189 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$M_T = 203,19 [N \cdot m]$$

De donde se obtiene que la potencia teórica del motor es de:

$$P_{motor} = M_T \cdot \alpha$$

$$P_{motor} = 203,19 [N \cdot m] \cdot 0,4189 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$P_{motor} = 85,11 [W]$$

$$P_{motor} = 0,114 [hp]$$

Tomando un $N = 2$ como factor de seguridad; importante para la selección del motor.

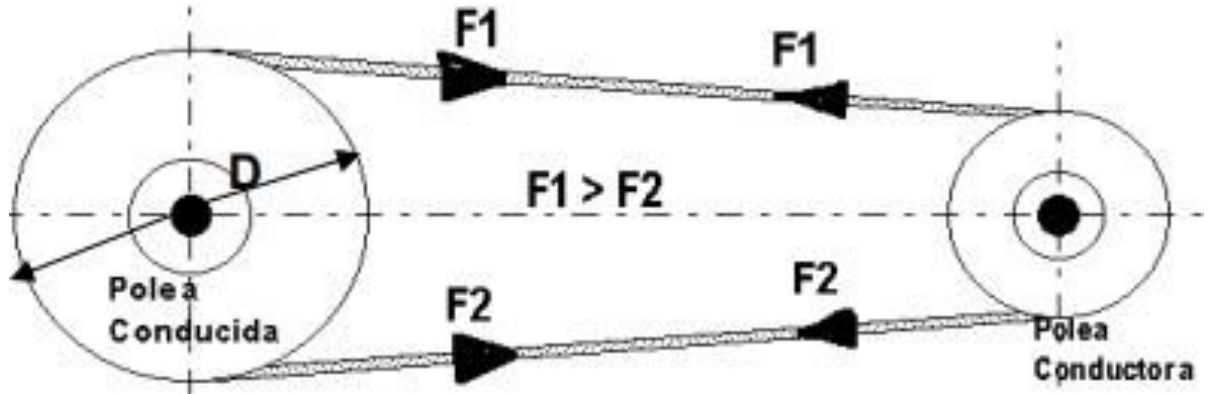
$$P_{motor} = 0,114 [hp] \cdot 2$$

$$P_{motor} = 0,228 [hp]$$

Se aproxima a 0,25 [hp], valor que se encuentra comercialmente, el uso máximo de velocidad que se recomienda es de 8 [RPM].

7.5 SELECCIÓN DE POLEA Y CORREA

Figura 19. Relación polea conducida y conductora



Fuente: Tomado de https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/sistemas_de_polea_y_correa.html

El diámetro de las poleas debe estar estandarizado, por lo que se busca un par de poleas que cumplan con que la polea conducida sea mayor al diámetro del cilindro rotatorio $D_{cilindro} = 0,45 [m]$, buscando facilidad de montaje y construcción. Se definen dos diámetros estándar según la norma Bs 3790, basando la elección en la página 14 del catálogo suministrado en línea por la compañía Dunlop, Correas de transmisión industrial. Ver . Selección de poleas según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop, ubicado en la página 95. Se elige un diámetro mayor al mínimo requerido.

$$D_{conducida} = 568 [mm]$$

$$D_{conductora} = 153 [mm]$$

$$Z_{conducida} = 128 [dientes]$$

$$Z_{conductora} = 35 [dientes]$$

$$n_{conducida} = 4 [rpm]$$

$i = \text{relación de transmisión}$

$$i = \frac{Z_{\text{conducida}}}{Z_{\text{conductor}}a} = \frac{n_{\text{conductor}}a}{n_{\text{conducida}}}$$

$$i = \frac{128}{35}$$

$$i = 3,65$$

Cuando la polea conducida (la de mayor diámetro) da una vuelta, la polea motriz o conductora (la de menor diámetro) da 3,65 vueltas. En cuanto a la selección de la correa, se tendrán en cuenta unos coeficientes de corrección que tienen en cuenta la realidad del diseño y las condiciones de trabajo.

Par torsor. Se calcula el par torsor que ejerce el motor con su velocidad en $[rpm]$ y su potencia en $[W]$.

$$p_s = \frac{T_t \cdot rpm}{974}$$

$$T_t = \frac{180 \cdot 974}{1750}$$

$$T_t = 100,18 [N \cdot m]$$

Distancia entre ejes. Si i es mayor o igual a 3, se toma un valor igual o mayor al diámetro de la polea mayor, en este caso se tomó el diámetro igual al de la polea mayor.

$$E \geq D_{\text{conducida}} \text{ si } i \geq 3$$

$$E = 0,568 [m]$$

Longitud de la correa.

$$Lc = 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} \cdot (D_{conducida} + D_{conductora}) + \frac{(D_{conducida} - D_{conductora})^2}{4 \cdot E}$$

$$Lc = 2 \cdot 0,568 [m] + \frac{\pi}{2} \cdot (0,568 [m] + 0,153 [m]) + \frac{(0,568 [m] - 0,153 [m])^2}{4 \cdot 0,568 [m]}$$

$$Lc = 2,34434 [m]$$

La expresión anterior es la longitud exacta de la correa, sin embargo, en el mercado solo se encuentran medidas normalizadas de longitudes primitivas nominales, por lo tanto, se selecciona la correa con largo más próximo al valor calculado, la cual es la de 2393 [mm]. La selección se basó en el catálogo suministrado en línea por la compañía Dunlop, Correas de transmisión industrial. Ver Anexo G. Selección de correa según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop, ubicado en la página 96. Posteriormente se calcula el factor de corrección de largo de la correa $Fcl = 0,94$.

Figura 20. Selección de la correa

Longitud correa	Sección de la correa					
	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92

Fuente: Tomado de <http://www.dunlop.com.ar/catalogosonline/>

Arco de contacto.

Este cálculo de contacto sobre la polea es importante ya que la correa a elegir será la de diámetro menor.

$$A = 180 - 57 \left[\frac{D_{conducida} - D_{conductora}}{E} \right]$$

$$A = 180 - 57 \cdot \left[\frac{0,526 [m] - 0,150[m]}{0,568 [m]} \right]$$

$$A = 138,35^\circ$$

El diseño óptimo se realiza para un ángulo de contacto sobre la poles de 180° , por lo tanto, se calcula un factor de corrección del arco de contacto, $F_{cA} = 0,85$.

Figura 21. Selección de la correa

Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85

Fuente: Tomado de <http://www.dunlop.com.ar/catalogosonline/>

Se selecciona una correa plana A110. Para los diferentes cálculos en la selección de correas, se empleó el catálogo "Correas de transmisión industrial" suministrado en línea por la compañía Dunlop (<http://www.dunlop.com.ar/catalogosonline/>).

7.6 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Eligiendo un motor de $\frac{1}{4}$ [hp] con una velocidad de 1750 [RPM] se calculará la relación del reductor para llegar a 4 [RPM] en el cilindro.

$$\frac{D1}{D2} = \frac{N2}{N1}$$

$$\frac{0,560}{0,150} = \frac{N2}{4[RPM]}$$

$$N2 = 14,93 [RPM]$$

La relación del reductor i de la velocidad del motor $N3$ y de la velocidad de la polea conductora $N2$ está dada por:

$$i = \frac{N3}{N2}$$

$$i = \frac{1750 [RPM]}{14,93 [RPM]}$$

$$i = 117,2$$

Se selecciona un moto-reductor aproximado a la reducción del reductor y se modifica la polea de transmisión a una distancia radial para que se mantenga la relación.

Al aumentar el diámetro de la polea, aumenta la vida útil de la correa.

Ver Anexo H. Selección del motorreductor según el catálogo de Nord, ubicado en la página 97.

El moto-reductor que se selecciona tiene relación de 124,62 [RPM], por lo tanto, se procede a modificar el diámetro de la patea conducida a 0,526 [m], de tal forma que se mantenga la relación de velocidades.

7.7 SELECCIÓN DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

Para la selección del ventilador centrifugo se tiene en cuenta el flujo másico de aire necesario para la operación del secador.

$$\dot{m}_a = 3637 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

La selección del ventilador se hace a partir del caudal, con la densidad del aire a temperatura ambiente del lugar donde se encuentra la empresa y el flujo másico; se calcula el flujo volumétrico donde:

$$\rho_{aire} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{V}_a}$$

$$\rho_{aire} = 1,203 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\dot{V}_a = \frac{3637 \left[\frac{kg}{h} \right]}{1,203 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$\dot{V}_a = 3023,27 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$\dot{V}_a = 3023,27 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1[h]}{3600[s]}$$

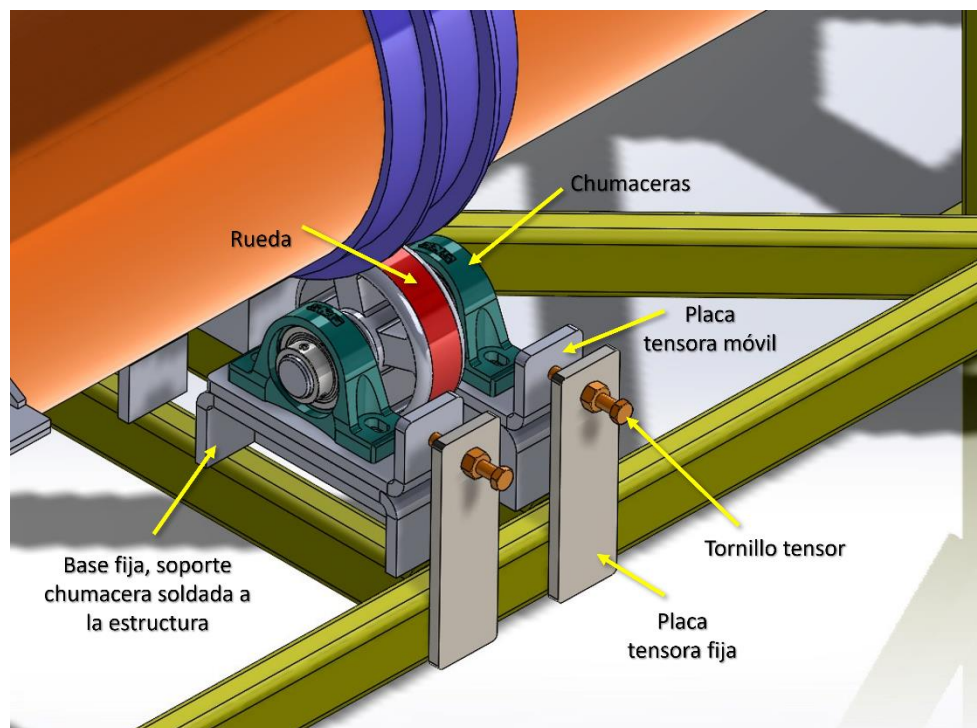
$$\dot{V}_a = 0,8397 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Con el valor del flujo volumétrico del aire, se es posible entrar al catálogo de ventiladores centrífugos para hornos y seleccionar el SDECB/Z-160-4T-0.25, el cual maneja el caudal necesario para la operación del secador. Ver Anexo I. Selección del ventilador centrífugo según el catálogo de SDECB/Z, ubicado en la página 98.

7.8 MECANISMO RODILLO - TENSOR

El subsistema de rotación de la máquina cuenta con un mecanismo de soporte y alineación del cilindro, el cual consta de unos rodillos que tensionan o des tensionan las chumaceras, al mismo tiempo que permiten un desplazamiento perpendicular al eje de simetría del cilindro. Esto brinda mayor eficiencia en el montaje y alineamiento de la máquina y se logra una correcta concentricidad y paralelismo de los pivotes de rotación.

Figura 22. Mecanismo rodillo – tensor



Este mecanismo figura de una placa tensora móvil en la cual están soportadas las chumaceras al mismo tiempo que se soportan en una base fija soldada a la estructura. Esta base cuenta con unas ranuras que permite los grados de libertad en la dirección mencionada.

Cuando se tensiona el mecanismo, se le disminuye la altura al cilindro, y sucede al contrario, cuando se des tensiona, aumenta su altura. Esto se logra soltando las tuercas fijas que sujetan las chumaceras a la placa tensora móvil y girando el tornillo tensor sea para tensionar o darle giro contrario, según sea la necesidad de montaje y alineamiento del equipo.

7.9 MODELADO EN 3D DEL SECADOR ROTATORIO

En las siguientes figuras se presentan algunos de los subsistemas obtenidos luego de diseñar el secador rotatorio en el programa de diseño SolidWorks.

Figura 23. Subsistema estructural



Figura 24. Vista en corte de la cámara de secado

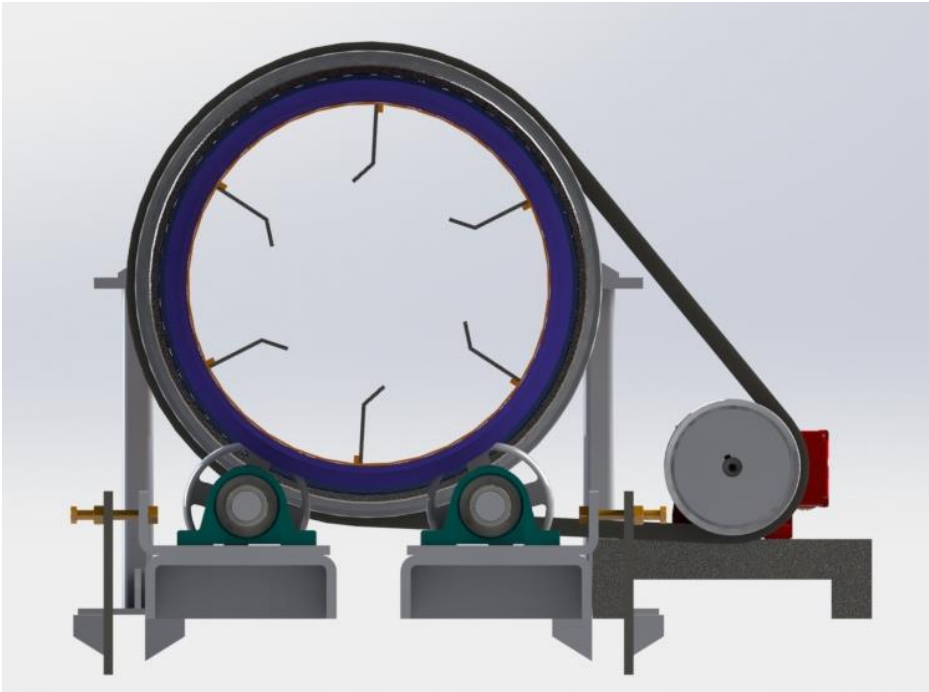


Figura 25. Subsistema de alimentación

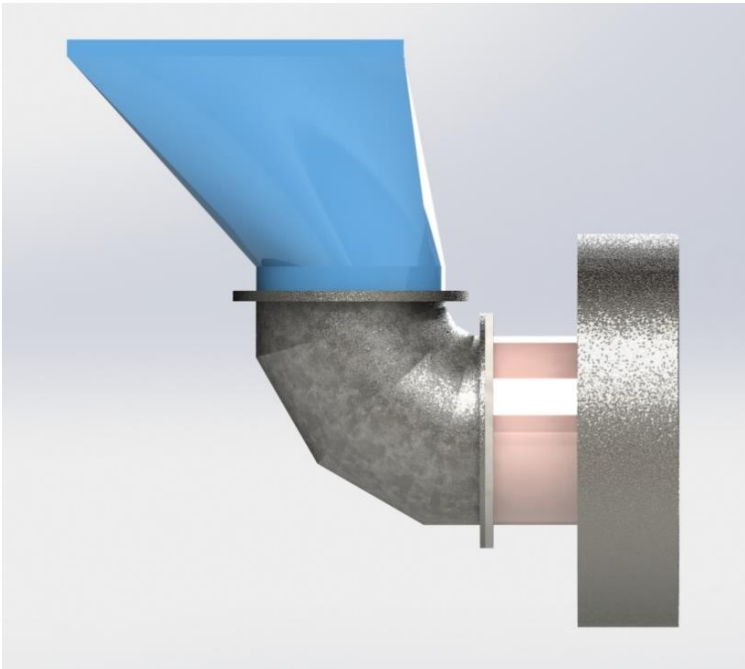


Figura 26. Subsistema de transmisión de potencia por polea sincrónica y correa

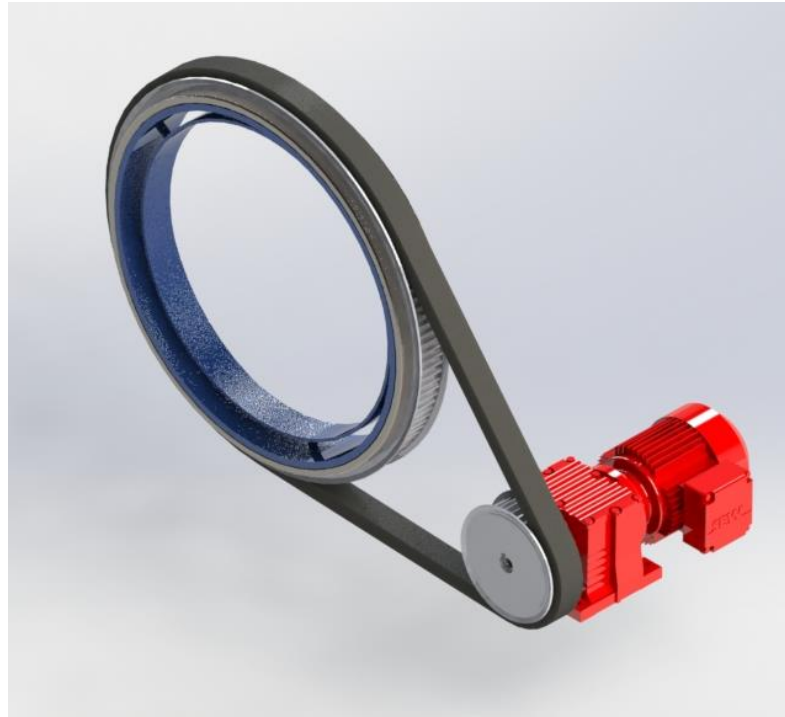
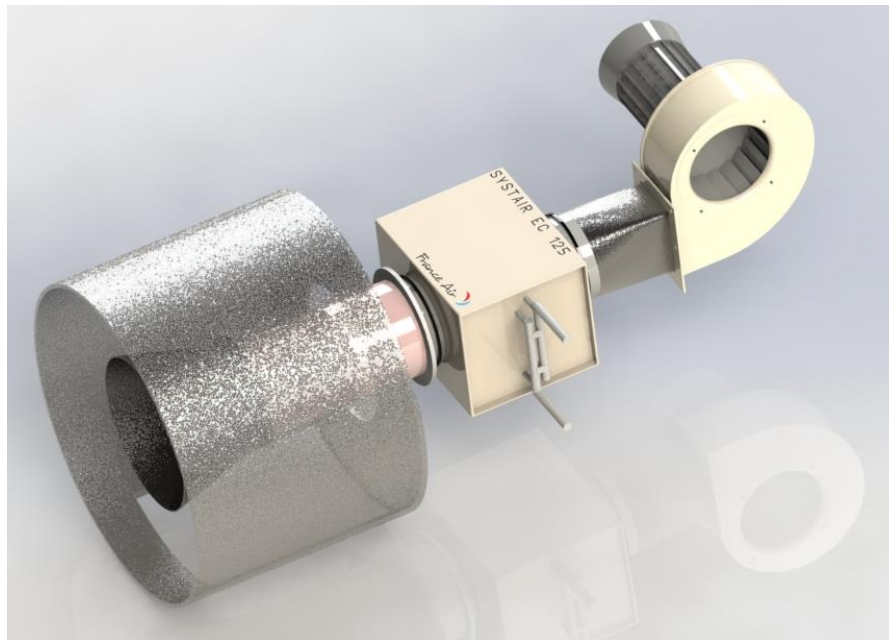


Figura 27. Generación de aire caliente



8. COSTOS DEL SECADOR ROTATORIO

8.1 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN

Para la construcción del secador rotatorio, los factores a tener en cuenta son: el moto-reductor, ventilador centrifugo, calefactor de gas, mano de obra, poleas, láminas de acero, ruedas de soporte y soporte metálico.

Tabla 9. Costo de materiales y equipos

#	Descripción de materiales y equipos	Cantidad	Costo
1	Cilindro rotatorio	1	\$ 800.000
2	Aletas	6	\$ 600.000
3	Anillos rotación	2	\$ 200.000
4	Polea conducida	1	\$ 200.000
5	Bastidor	1	\$ 400.000
6	Tolva de llenado	1	\$ 200.000
7	Tolva de descarga	1	\$ 200.000
8	Soporte tolvas	4	\$ 200.000
9	Mesa soporte	1	\$ 300.000
10	Polea conductora	1	\$ 100.000
11	Correa plana	1	\$ 300.000
12	Moto-reductor	1	\$ 2.000.000
13	Ventilador centrifugo	1	\$ 800.000
14	Quemador GLP	1	\$ 450.000
15	Codo galvanizado 4"	1	\$ 80.000
16	Unión 4"	1	\$ 50.000
Subtotal			\$ 6.780.000
I.V.A. (19%)			\$ 1.288.200
Total			\$ 8.068.200

Tabla 10. Costo de ingeniería

#	Descripción	Cantidad	Costo
1	Diseño de equipo	210	\$ 2.050.000
2	Planos en detalle	20	\$ 80.000
Total			\$ 2.130.000

La fabricación de las partes del secador se puede realizar en una empresa que queda a 1 hora de la ubicación de la planta, el costo de transporte es de \$300.000*; se busca la cercanía de construcción para posibles fallos o remplazos de piezas por desgaste.

Tabla 11. Costo total del equipo

Tipo de costo	Costo
Costo directo	\$ 8.068.200
Costo indirecto	\$ 2.130.000
Transporte	\$ 300.000
Total	\$ 10.498.200

La utilidad del equipo se estima alrededor del 20% el precio de venta total sería

$$\text{Costo} = \text{Total} \cdot (1 + 20\%)$$

$$\text{Costo} = \$10.498.200 \cdot (1 + 20\%)$$

$$\text{Costo} = \$12.597.840$$

El precio promedio para estos equipos en el exterior se encuentra entre los \$5.000 y \$20.000 dólares, dependiendo del tamaño, marca y costo de envío.

* Costo en pesos colombianos.

Los precios también oscilan por el cambio de divisa.

Se recomienda la fabricación nacional del equipo por cuestiones de costo, facilidad de mantenimiento y porque se puede realizar con las especificaciones exactas requeridas por la empresa Doña Panela.

Se considera que para la implementación del proyecto se debe hacer una inversión para la construcción del lugar donde operaría el secador rotatorio, se estima que el área que ocuparía sería de 20 [m²], el valor actual del metro cuadrado en Colombia es de \$ 1.534.000, por lo tanto, se deben invertir \$ 30.680.000.

Inversión proyecto.

$$Inversión = costo_{máquina} + costo_{construcción}$$

$$Inversión = \$ 12.597.840 + \$ 30.680.000$$

$$Inversión = \$ 43.277.840$$

8.2 COSTOS DE PRODUCCIÓN

Estos costos se obtienen con base en la producción que genera actualmente un horno de la empresa el cual es de 150 [kg] por cada 6 horas, este horno tiene un consumo de 2 $\left[\frac{kg}{h}\right]$ de gas natural, no utiliza fuente eléctrica por lo que es de acción manual por bandejas.

Tabla 12. Costo de producción del secador de bandejas 150 [kg] cada 6 horas

#	Descripción	Cantidad	Tiempo	Costo/Hora	Costo/total
1	GLP [kg/h]	2 [kg]	6 [h]	\$ 2,456/kg	\$ 29.500
Total					\$ 29.500

El secador en estudio se está diseñando para una capacidad de $90 \left[\frac{kg}{h} \right]$, para esta operación el secador utiliza un consumo de $2 \left[\frac{kg}{h} \right]$ de GLP y un consumo energético de aproximadamente de $660 \left[\frac{kW}{h} \right]$.

Tabla 13. Costo de producción del secador rotatorio 540 [kg] cada 6 horas

#	Descripción	Cantidad	Tiempo	Costo/Hora	Costo/total
1	GLP [kg/h]	2[kg]	6 [h]	\$ 2,456/kg	\$ 29.500
2	Energía kw/h	12,3[Kw]	6 [h]	\$ 660/kWh	\$ 48.708
Total					\$ 78.208

En cuestión de personal de operación, para el horno se necesita un operario y para el secador rotatorio dos, esto debido a que en el de bandejas es de operación intermitente y en el rotatorio es continuo; por otra parte, en cuestión de mantenimiento, se estima que el costo de mano de obra en el secador de bandejas es mayor que en el rotatorio, pero en cuestiones de repuestos y mantenimiento preventivo, el rotatorio tiene un mayor costo por sus partes móviles.

Para el cálculo de personal por hora, se tiene en cuenta lo que esto le cuesta a la empresa, lo que incluye el salario y las prestaciones; se redondeó a \$ 8.000 por hora.

Tabla 14. Costo de personal para el secador de bandejas

#	Personal	Cantidad	Costo	Jornada	Total
1	Operarios	1	\$ 8.000/h	6 horas	\$ 48.000
2	Mantenimiento	1	\$ 8.000/h	2 horas	\$ 16.000
Total					\$ 64.000

Tabla 15. Costo de personal para el secador de rotatorio

#	Personal	Cantidad	Costo	Jornada	Total
1	Operarios	2	\$ 8.000/h	6 horas	\$ 96.000
2	Mantenimiento	2	\$ 8.000/h	2 horas	\$ 32.000
Total					\$ 128.000

8.3 COSTOS DE INSUMOS

El valor del insumo principal varía dependiendo de la temporada; sin embargo, un precio promedio de compra es de \$ 2.800, además el gasto del empaque de la panela pulverizada adicional al envío por kilogramo se estima en \$ 300.

Tabla 16. Insumo del secador de bandejas

#	Descripción	Cantidad	Costo	Costo/total
1	Panela	150 [kg]	\$ 2.800	\$ 420.000
2	Empaque	150 [unidad]	\$ 300	\$ 45.000
Total				\$ 465.000

Tabla 17. Insumo del secador rotatorio

#	Descripción	Cantidad	Costo	Costo/total
1	Panela	540 [kg]	\$ 2.800	\$ 1.512.000
2	Empaque	540 [unidad]	\$ 300	\$ 162.000
Total				\$ 1.674.000

El valor de venta de la panela pulverizada de Doña Panela es de \$ 5.500. Teniendo en cuenta lo anterior, se procede a calcular los ingresos brutos de la panela, dados por cada secador en las 6 horas de producción.

Ingreso del secador de bandejas.

$$Ingreso_{bandeja} = 150 [kg] \cdot \$ 5.500$$

$$Ingreso_{bandeja} = \$ 825.000$$

Ingreso del secador rotatorio.

$$Ingreso_{rotatorio} = 540[kg] \cdot \$ 5.500$$

$$Ingreso_{rotatorio} = \$ 2.970.000$$

Con los resultados de ingresos, se procede a hacer una diferencia entre el costo de producción de la máquina y el ingreso bruto. Es importante tener en cuenta que no se cuenta con insumos y otros gastos de producción como embalaje y distribución.

Utilidad del secador de bandejas.

$$Utilidad_{bandeja} = Ingreso - Costo de producción - Costo de personal - insumo$$

$$Utilidad_{bandeja} = \$825.000 - \$ 29.500 - \$ 64.000 - \$ 465.000$$

$$Utilidad_{bandeja} = \$ 266.500$$

Utilidad del secador rotatorio.

$$Utilidad_{rotatorio} = Ingreso - Costo de producción - Costo de personal - insumos$$

$$Utilidad_{rotatorio} = \$ 2.970.000 - \$ 78.208 - \$ 128.000 - \$ 1.674.000$$

$$Utilidad_{rotatorio} = \$ 1.089.792$$

El porcentaje de utilidad entre una máquina y la otra se calcula a partir de la siguiente formula:

$$\Delta utilidad = \frac{Utilidad_{rotatorio}}{Utilidad_{bandeja}} \cdot 100\%$$

$$\Delta utilidad = \left(\frac{\$ 1.089.792}{\$ 266.500} \right) \cdot 100\%$$

$$\Delta utilidad = 408,93\%$$

Se obtiene una producción de más de 4 veces la producción actual de un solo secador en bandejas en la empresa.

La utilidad mensual del secador rotatorio es de \$ 32.693.760, cifra que se hace con una producción de solo una jornada diaria.

Evaluación económica.

Utilizando un secador rotatorio se obtienen ingresos mayores que cuando se utiliza uno de bandejas. Actualmente, en la empresa Doña Panela se utilizan cuatro secadores de bandejas.

Para hacer un análisis de la proyección a futuro de este proyecto, se realiza un proceso de VPN (Valor Presente Neto) y uno de TIR (Tasa Interna de Retorno), analizando un lapso de 2 meses. Para que el proyecto sea viable, el VPN debe ser mayor a cero, y para un correcto análisis de la TIR se hizo una comparación con un proceso de TMAR (Tasa Mínima Aceptable de Retorno).

En la TMAR se tiene en consideración la actual tasa de efectivo anual que tienen los bancos para créditos de consumo e inversión, la cual es de 17,66% mas una tasa de depreciación del 5%, obteniendo una tasa de 22,66%. El interés fijo que se considera para el análisis es del 10%.

$$VPN = -Inversión + \frac{utilidades}{(1 + interés)} + \frac{utilidades}{(1 + interés)^2}$$

Se estima que el interés se mantiene durante todo este tiempo y que las utilidades se mantienen constantes.

$$VPN = -\$ 43.277.840 + \frac{\$ 32.693.760}{(1 + 10\%)} + \frac{\$ 33.713.760}{(1 + 10\%)^2}$$

$$VPN = \$ 13.463.396,36$$

El cálculo de la TIR se hace a partir de la fórmula del VPN igual a cero.

$$0 = -Inversión + \frac{utilidad}{(1 + TIR)} + \frac{utilidad}{(1 + TIR)^2}$$

$$0 = -\$ 43.277.840 + \frac{\$32.693.760}{(1 + TIR)} + \frac{\$32.693.760}{(1 + TIR)^2} * 100$$

$$TIR = 32,54\%$$

El proyecto se considera que es muy viable pues la TIR da 32,54% y es mayor a la TMAR y el VAN es de \$ 13.463.396, es posible recuperar la inversión en menos de 2 meses.

9. CONCLUSIONES

Se determinó el rango de temperaturas de trabajo para el proceso de secado en el que la panela no se funde ni se presentan propiedades que afecten a la eficiencia del procedimiento, como viscosidad o adhesión del producto al metal del cilindro.

Se logró determinar un valor aproximado del calor específico de la panela por medio de un procedimiento experimental rudimentario; se realizó el cálculo del calor necesario para calentar la panela por medio del aire a unas temperaturas determinadas y se establecieron diferentes parámetros termodinámicos de transferencia de calor que incidieron en el proceso.

Se diseñó una máquina que, aunque ya existe en el mercado, no se presentaba para la panela ni en esas dimensiones. Se diseñó en congruencia a diversos conceptos de ingeniería; se usaron muchas herramientas adquiridas en el proceso de aprendizaje en la universidad en materias como resistencia de materiales, diseño de máquinas, termodinámica, transferencia de calor, entre otras; conceptos y herramientas encaminadas a suplir los requerimientos de la empresa Doña Panela en un solo sistema mecánico.

Con el procedimiento de secado en el laboratorio se corroboró que el diseño realizado evidencia efectivamente el cumplimiento de los requerimientos funcionales, lo que es el efecto de secado de la panela al reducir la humedad a la franja requerida por la empresa Doña Panela, según los parámetros establecidos y con base al proceso termodinámico.

Las dimensiones del secador rotativo obtenidas del cálculo de diseño son congruentes y equivalentes a diseños de máquinas ya existentes en el mercado, lo que evidencia el acierto en el dimensionamiento y diseño obtenido.

En las pruebas realizadas en el laboratorio, se observó un porcentaje de pérdidas de producto, partículas finas saliendo por el extremo por el que ingresa el aire en contraflujo con la dirección de la panela; esto se debe al arrastre por la velocidad del aire, para lo cual, se pueden presentar ideas futuras para la solución de esto y para la mejora de la máquina.

Utilizando un secador rotatorio se obtienen ingresos mayores que cuando se utiliza uno de bandejas. Actualmente, en la empresa Doña Panela se utilizan cuatro secadores de bandeja. Al evaluar la capacidad del secador rotatorio respecto al otro, teniendo en cuenta capacidades de operación, el secador rotatorio haría el trabajo de cuatro secadores de bandejas. Además, la inversión tendría un retorno en menos de dos meses. El balance de costos que se realizó fue hecho con aproximaciones y en algunos casos con costos proyectados, sin embargo, desde allí se evidencia la rentabilidad que promete el proyecto.

La implementación del secador rotatorio, al reemplazar el proceso de secado que actualmente se maneja, generaría beneficios para la empresa, al disminuir las posibilidades de un posible efecto de cuello de botella en su proceso de producción, además de aumentar su capacidad productiva.

La implementación del secador rotatorio en la empresa Doña Panela no afectaría la estabilidad laboral del personal de la empresa, pues ellos siguen siendo requeridos para estar en el proceso de secado en la parte de carga y descarga del secador.

El diseño y la construcción de cualquier equipo es un proceso retador pero formativo para cualquier futuro ingeniero, allí es donde se logra apreciar la verdadera magnitud de la ingeniería y su relación con muchas otras ramas y procesos como la imaginación. La construcción de un prototipo a escala permitirá realizar mejoras al diseño y comparar valores reales con datos asumidos y calculados a partir de iteraciones.

10. RECOMENDACIONES

Se recomienda optar por la fabricación nacional del equipo por cuestiones de costo, facilidad de mantenimiento y porque así se puede realizar con las especificaciones exactas requeridas por la empresa Doña Panela.

Los cálculos deben dar acordes a que el flux (flujo masico por unidad de área) no sea tan alto debido a al tamaño de grano de la panela pulverizada, pues si es muy alto, es más probable que exista un arrastre de partículas de producto por el aire, lo que puede llevar a obstrucciones o a que la panela no haga su eficientemente recorrido dentro del cilindro. Para evitar esto, también se recomienda aumentar la inclinación del cilindro para que el producto pueda recorrer el ciclo en el tiempo necesario.

No se recomienda manejar temperaturas del aire por encima de 113 °C para no generar el efecto viscoso que se produce en la panela al fundirse. Por encima de esa temperatura se puede llegar a tener un comportamiento adhesivo de la panela con el metal.

Se recomienda no exceder el flujo másico establecido por el diseño para garantizar un eficiente proceso de secado de la panela. En caso aumentar la carga o de requerir un secado de producto de mayor volumen, se recomienda realizar un nuevo análisis termodinámico y mecánico, pues las condiciones no serán las mismas. Se deberá determinar el flujo de energía y la potencia necesaria para hacer girar el cilindro con la nueva carga.

El secador rotatorio de este trabajo de investigación se diseñó para panela pulverizada, según esto, se recomienda no ingresar algún otro tipo de material o producto húmedo, pues en los cálculos realizados se contemplaron solamente las características y propiedades físicas y químicas de la panela.

BIBLIOGRAFÍA

CENGEL, Yunus A. y Boles, Michael A. Termodinámica. México: Mc Graw Hill, 2006. 1028 p.

ESPINOZA LENIS, Brenda Cecilia y VEGA CÓRDOVA Jhonatan David. Re - ingeniería de un secador rotatorio didáctico para el laboratorio de operaciones unitarias. Trabajo de investigación Ingeniero Químico. Guayaquil, Ecuador: Universidad Estatal de Guayaquil. Facultad de Ingeniería Química. 2015. 123 p.

FITO Maupoey Pedro, Andrés Grau Ana, Barat Baviera José y Albors Sorolla Ana. Introducción al secado de alimentos por aire caliente. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, 2001.

INCROPERA, Frank P. y DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall, 1999. 912 p.

KROKIDA Magdalini, Marinos-Kouris Dimitris y Mjumdar Arun S. Handbook Drying Principles. Classification and Selection of Dryers. Taylor and Francis Group, 2006.

McCabe, Warren L., Smith, Julian C., & Harriott, P. (2007). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. 7ma. edición. México: McGraw-Hill. 1211 p.

MORA CARANQUI, Alex John. Diseño de un secador rotatorio para granos de cacao con capacidad de 3 toneladas diarias para la producción nacional. Trabajo de investigación Ingeniero Mecánico. Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción. 2015. 114 p.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 950 p.

PERRY, Robert H. y Chilton, Cecil H. Manual del Ingeniero Químico. México: Mc Graw Hill, 1992. 2579 p.

RODRÍGUEZ SÁNCHEZ, José Miguel. Diseño de un secador rotatorio para 30 TON/H de arena, para la empresa ECOMINESA S.A. Trabajo de investigación Ingeniero Mecánico. Bogotá D.C., Colombia: Fundación Universidad de América. Facultad de Ingenierías. 2019. 259 p.

TREYBAL, Robert E. Operaciones de Transferencia de Masa. México: Mc Graw Hill. 862 p.

ANEXOS

Anexo A. Determinación del punto de fusión de la panela



Anexo B. Determinación del calor específico de la panela



Anexo C. TABLA A-3. Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

TABLA A-3							
Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes							
a) Líquidos							
Sustancia	Datos de ebullición a 1 atm		Datos de congelación		Propiedades de líquidos		
	Punto de ebullición normal, °C	Calor latente de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión h_{if} , kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , kJ/kg · K
Aceite comestible (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
n-Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
Petróleo	—	230-384			20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204-293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	-26.1	217.0	-96.6	—	-50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio a base másica)	103.9	—	-17.4	—	20	1150	3.11
					-26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como un sólido o un gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de -56.5°C.)

Anexo D. TABLA A-4. Agua saturada. Tabla de temperaturas

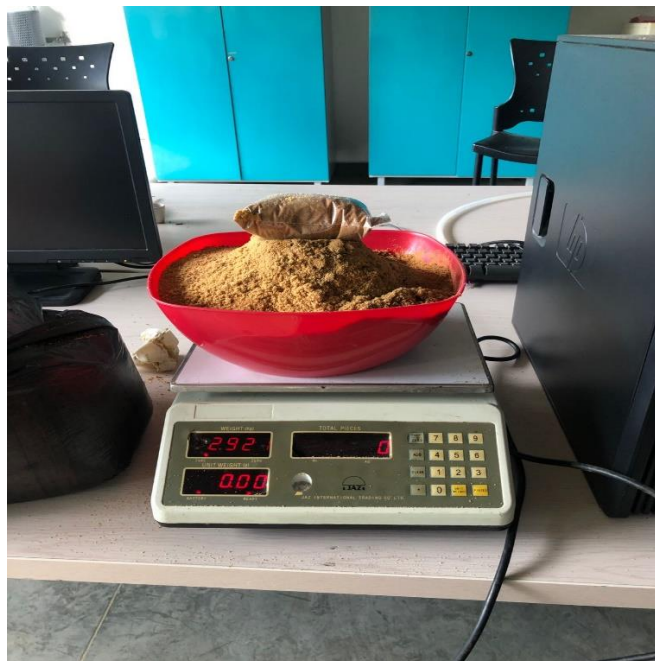
TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., <i>T</i> °C	Pres. sat., <i>P</i> _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., <i>v</i> _f	Vapor sat., <i>v</i> _g	Líqu. sat., <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Vapor sat., <i>u</i> _g	Líqu. sat., <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Vapor sat., <i>h</i> _g	Líqu. sat., <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Vapor sat., <i>s</i> _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Anexo E. Procedimiento de secado en el laboratorio

Cantidad de panela húmeda (antes del procedimiento)



Cantidad de panela seca (después del procedimiento)



Anexo F. Selección de poleas según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop



DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS POLEAS

Tabla N° 1							Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E	Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50							315	••	••	••			
53							355	•					
56							375		•				
60	•						400	••	••	••	••	••	
63	••						425						
67							450	•	•	•	•	••	
71	••	•					475						
75	••	•					500	••	••	••	••	••	••
80	••						530						
90	•	••					560	•	•	•	•	•	••
95							600						
100	••	••					630	••	••	••	••	••	••
106							670						
112	•	••	•				710	•	•	•	•	•	••
118							750						
125	••	••					800		••	••	••	••	••
132							900						
140	•	••	••				1000		••	••	••	••	••
150							1060						
160	••	••	••				1120						
170							1250						
180	•	••	••	•			1400						
200	••	••	••	••	••		1500						
212							1600		••	••	••	••	••
224	•	•	•	••	••		1800						
236							1900						
250	•	••	••	••	••		2000					••	••
265							2240						
280		•	•	••	••		2500						••
300		•	•	•			3000						••

Según normas BS 3790 • Diámetro especificado. •• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.

DIMENSIONES DE LAS POLEAS

Es muy importante que los flancos de las poleas sean perfectamente lisos y no presenten señas visibles de maquinado. La rugosidad recomendable es de 4 µm.

Debe tenerse en cuenta que todas las aristas exteriores de la garganta sean redondeadas y que el diámetro exterior de las caras sea constante en todo su desarrollo.



Anexo G. Selección de correa según el catálogo: Correas de transmisión industrial, Dunlop

Longitud primitiva nominal						
Correa (m)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1384	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-

Anexo H. Selección del motorreductor según el catálogo de Nord



0,12 kW
0,18 kW

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]	Type	kg	mm
0,12	12	96	1,4	72,63	3,5	4,0	5,0	11,8	SK 12 - 63 L/6	14	C70
	14	81	1,9	61,35	3,6	4,0	5,0	11,3			
	18	62	2,2	72,63	3,6	4,0	5,1	10,6	SK 12 - 63 S/4	14	C70
	22	53	2,9	61,35	3,7	4,0	5,1	10,1			
	25	46	3,8	53,84	3,7	4,0	5,1	9,8			
	31	37	4,4	43,09	3,7	4,0	5,1	9,2			
	38	30	4,9	35,07	3,7	4,0	5,1	8,6			
	46	25	5,0	29,15	3,7	4,0	5,1	8,2			
	63	18	9,1	21,28	3,5	4,0	5,1	7,5			
	71	16	10,0	18,79	3,3	4,0	5,1	7,3			
	80	14	10,7	16,73	3,2	4,0	5,1	7,0			
	100	11	13,0	13,39	3,0	4,0	5,1	6,6			
	4,3	*111	0,8	313,11	2,0	3,3	3,0	6,2	SK 03 - 63 S/4	16	C69
	4,9	*111	0,8	274,28	2,0	3,3	3,0	6,2			
	6,3	*132	0,8	212,47	1,7	3,3	2,9	6,2			
	7,8	*135	0,8	170,75	1,7	3,3	2,9	6,2			
	8,8	*138	0,8	151,33	1,7	3,3	2,9	6,2			
	11	107	1,0	124,62	2,0	3,3	3,1	6,2			
	13	90	1,1	104,77	2,1	3,3	3,2	6,2			
16	70	1,5	81,50	2,2	3,3	3,2	6,2				

Anexo I. Selección del ventilador centrifugo según el catálogo de SDECB/Z

VENTILADORES PARA HORNOS

SDECB/Z

Ventiladores centrifugos especialmente diseñados para la extracción de aire caliente max 300 °C en campanas de extracción, con salida de aire vertical
Especialmente diseñados para hornos de panadería y pastelería y hornos de tratamiento de superficies



Ventilador:

- Envoltorio en chapa de acero inoxidable.
- Turbina a acción en chapa de acero galvanizado.
- Motor directamente acoplado con brida B-5.
- Con uno o dos rodetes de refrigeración montados sobre el eje del motor para disipar la temperatura.

Motor:

- Motores con eficiencia IE3 para potencias iguales o superiores a 0,75 kW, excepto monofásicos, 2 velocidades y 8 polos.
- Protección IP55.

- Trifásicos 230/400 V 50 Hz (hasta 4 kW) y 400/690 V 50 Hz (potencias superiores a 4 kW).
- Temperatura máxima del aire a transportar: -25 °C +300 °C.

Acabado:

- Anticorrosivo con pintura anticolorada resistente a la temperatura, color aluminio.

Bajo demanda:

- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Ventilador en acero inoxidable.

Características

MOD.	kW	r.p.m	dB	CAPACIDAD (m³/s)															
				0,016	0,03	0,05	0,06	0,08	0,1	0,11	0,13	0,15	0,16	0,18	0,2	0,23	0,26	0,3	0,33
				PRESIÓN TOTAL (mmH ₂ O)															
SDECB/Z-160-2T-0.75	0,55	2810	75	64	62	60	60	61	62	64	66	67	67	68	68	68	67	67	63
SDECB/Z-160-4T-0.25	0,18	1340	60	21	19	19	19	20	20	21	21	21	21	20					

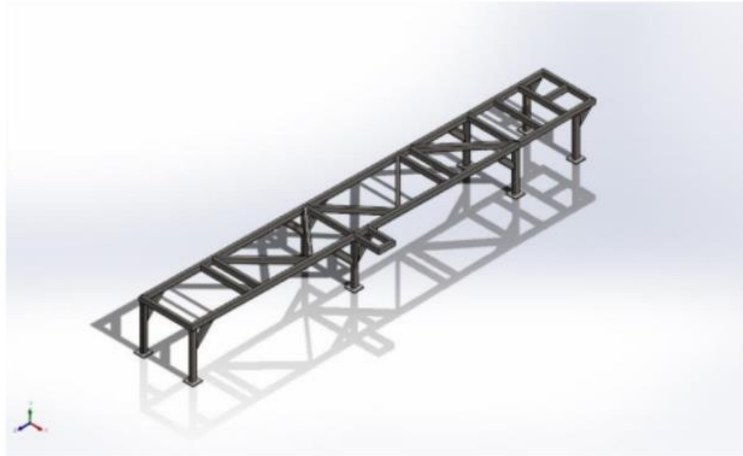
MOD.	kW	r.p.m	dB	CAPACIDAD (m³/s)																	
				0,23	0,27	0,3	0,33	0,37	0,42	0,47	0,52	0,58	0,67	0,75	0,83	0,93	1,05	1,17	1,33	1,5	1,67
				PRESIÓN TOTAL (mmH ₂ O)																	
SDECB/Z-260-4T-0.75	0,55	1360	63	42	44	45	45	46	45	42	40										
SDECB/Z-280-4T-0.75	0,55	1360	64	45	46	47	48	46	45	42	40										
SDECB/Z-300-4T-0.75	0,55	1360	65	47	49	50	50	51	50	48	47										
SDECB/Z-330-4T-1.5	1,1	1380	72					65	68	70	71	71	70	69	67	65					
SDECB/Z-380-4T-3	2,2	1410	73									85	86	87	89	90	90	86	80		
SDECB/Z-400-4T-4	3	1410	74											90	90	92	95	96	100	95	

Margen sobre el caudal +5%

Margen del nivel sonoro +3...5 db

Características T=15°C e 760 mmHg.

Anexo J. Análisis estático de la estructura en SolidWorks: Simulación de sólido
Estructura base secador



Descripción

Simulación de deflexión para estructura base en ASTM A36 Acero.

Simulación de SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR

Fecha: jueves, 21 de julio de 2022
Diseñadores: Valeria Jaraba Bonilla y Uriel Alexander Olarte Quitian
Nombre de estudio: Análisis estático 1
Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Descripción.....	1
Información de modelo	2
Propiedades de estudio	9
Unidades.....	10
Propiedades de material.....	10
Cargas y sujeciones.....	12
Información de interacción.....	13
Información de malla.....	13
Fuerzas resultantes.....	14
Resultados del estudio	15
Conclusión.....	18



INFORMACIÓN DE MODELO

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
Convertido1[46] 	Sólido	Masa:6,61016 kg Volumen:0,000842059 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:64,7796 N
Convertido1[5] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[19] 	Sólido	Masa:1,64841 kg Volumen:0,000209991 m ³ Densidad:7.849,92 kg/m ³ Peso:16,1544 N
Convertido1[24] 	Sólido	Masa:3,37984 kg Volumen:0,000430553 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:33,1225 N
Convertido1[30] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[15] 	Sólido	Masa:1,67381 kg Volumen:0,000213225 m ³ Densidad:7.849,97 kg/m ³ Peso:16,4033 N
Convertido1[39]	Sólido	Masa:3,38417 kg



		Volumen:0,000431104 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:33,1648 N
Convertido1[28] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[33] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[13] 	Sólido	Masa:3,6348 kg Volumen:0,000463032 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:35,6211 N
Convertido1[43] 	Sólido	Masa:29,0895 kg Volumen:0,00370567 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:285,077 N
Convertido1[6] 	Sólido	Masa:5,72026 kg Volumen:0,000728696 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:56,0586 N
Convertido1[36] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[49]	Sólido	Masa:2,20338 kg Volumen:0,000280686 m ³



		Densidad:7.849,99 kg/m ³ Peso:21,5932 N
Convertido1[1] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[47] 	Sólido	Masa:2,20338 kg Volumen:0,000280686 m ³ Densidad:7.849,99 kg/m ³ Peso:21,5932 N
Convertido1[20] 	Sólido	Masa:1,64841 kg Volumen:0,00020999 m ³ Densidad:7.849,92 kg/m ³ Peso:16,1544 N
Convertido1[9] 	Sólido	Masa:5,67876 kg Volumen:0,000723415 m ³ Densidad:7.849,94 kg/m ³ Peso:55,6518 N
Convertido1[18] 	Sólido	Masa:1,93091 kg Volumen:0,000245977 m ³ Densidad:7.849,97 kg/m ³ Peso:18,923 N
Convertido1[16] 	Sólido	Masa:1,67428 kg Volumen:0,000213285 m ³ Densidad:7.849,97 kg/m ³ Peso:16,408 N
Convertido1[25]	Sólido	Masa:0,986751 kg Volumen:0,000125702 m ³



		Densidad:7.849,93 kg/m ³ Peso:9,67016 N
Convertido1[2] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[29] 	Sólido	Masa:1,9096 kg Volumen:0,000243261 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:18,7141 N
Convertido1[40] 	Sólido	Masa:4,40671 kg Volumen:0,000561365 m ³ Densidad:7.849,98 kg/m ³ Peso:43,1857 N
Convertido1[44] 	Sólido	Masa:6,61016 kg Volumen:0,000842059 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:64,7796 N
Convertido1[31] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[48] 	Sólido	Masa:1,17515 kg Volumen:0,000149701 m ³ Densidad:7.849,97 kg/m ³ Peso:11,5165 N
Convertido1[7]	Sólido	Masa:5,32994 kg Volumen:0,000678979 m ³



		Densidad:7.849,93 kg/m ³ Peso:52,2334 N
Convertido1[34] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[37] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[21] 	Sólido	Masa:1,97968 kg Volumen:0,000252189 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:19,4009 N
Convertido1[3] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[11] 	Sólido	Masa:3,88798 kg Volumen:0,000495285 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:38,1022 N
Convertido1[17] 	Sólido	Masa:2,03736 kg Volumen:0,000259537 m ³ Densidad:7.849,97 kg/m ³ Peso:19,9661 N
Convertido1[26]	Sólido	Masa:0,986751 kg Volumen:0,000125702 m ³



		Densidad:7.849,93 kg/m ³ Peso:9,67016 N
Convertido1[41] 	Sólido	Masa:29,0895 kg Volumen:0,00370567 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:285,077 N
Convertido1[45] 	Sólido	Masa:4,40681 kg Volumen:0,000561377 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:43,1867 N
Convertido1[10] 	Sólido	Masa:6,19564 kg Volumen:0,000789254 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:60,7173 N
Convertido1[22] 	Sólido	Masa:2,08991 kg Volumen:0,00026623 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:20,4811 N
Convertido1[4] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[32] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[8]	Sólido	Masa:5,37132 kg Volumen:0,000684253 m ³



		Densidad:7.849,91 kg/m ³ Peso:52,6389 N
Convertido1[14] 	Sólido	Masa:3,63305 kg Volumen:0,000462808 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:35,6039 N
Convertido1[35] 	Sólido	Masa:1,07671 kg Volumen:0,00013716 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:10,5517 N
Convertido1[23] 	Sólido	Masa:3,37984 kg Volumen:0,000430553 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:33,1225 N
Convertido1[38] 	Sólido	Masa:3,38417 kg Volumen:0,000431104 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:33,1648 N
Convertido1[12] 	Sólido	Masa:3,88798 kg Volumen:0,000495285 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:38,1022 N
Convertido1[27] 	Sólido	Masa:4,11298 kg Volumen:0,000523947 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:40,3072 N
Convertido1[42]	Sólido	Masa:4,40671 kg Volumen:0,000561365 m ³



		<p>Densidad: 7.849,98 kg/m³ Peso: 43,1857 N</p>
---	--	--

Propiedades de estudio

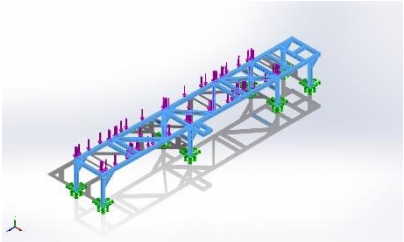
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar



Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 2,5e+08 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+08 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0,26</p> <p>Densidad: 7.850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7,93e+10 N/m²</p>	<p>Sólido 1(Convertido1[46])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 2(Convertido1[5])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 3(Convertido1[19])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 4(Convertido1[24])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 5(Convertido1[30])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 6(Convertido1[15])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 7(Convertido1[39])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 8(Convertido1[28])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 9(Convertido1[33])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 10(Convertido1[13])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 11(Convertido1[43])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 12(Convertido1[6])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 13(Convertido1[36])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 14(Convertido1[49])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 15(Convertido1[1])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 16(Convertido1[47])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 17(Convertido1[20])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 18(Convertido1[9])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 19(Convertido1[18])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 20(Convertido1[16])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR),</p>



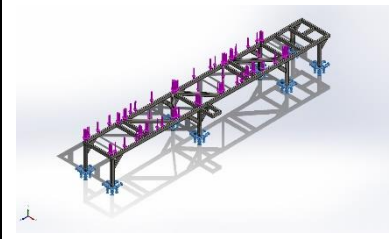
		<p>Sólido 21(Convertido1[25])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 22(Convertido1[2])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 23(Convertido1[29])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 24(Convertido1[40])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 25(Convertido1[44])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 26(Convertido1[31])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 27(Convertido1[48])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 28(Convertido1[7])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 29(Convertido1[34])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 30(Convertido1[37])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 31(Convertido1[21])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 32(Convertido1[3])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 33(Convertido1[11])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 34(Convertido1[17])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 35(Convertido1[26])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 36(Convertido1[41])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 37(Convertido1[45])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 38(Convertido1[10])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 39(Convertido1[22])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 40(Convertido1[4])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 41(Convertido1[32])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 42(Convertido1[8])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 43(Convertido1[14])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 44(Convertido1[35])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 45(Convertido1[23])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 46(Convertido1[38])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR), Sólido 47(Convertido1[12])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR),</p>
--	--	---

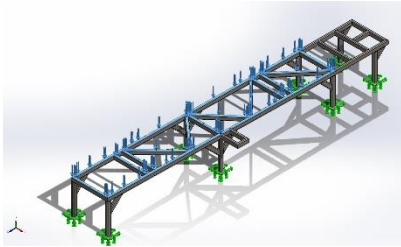


Sólido 48(Convertido1[27])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR),
Sólido 49(Convertido1[42])(SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR)

Datos de curva:N/A

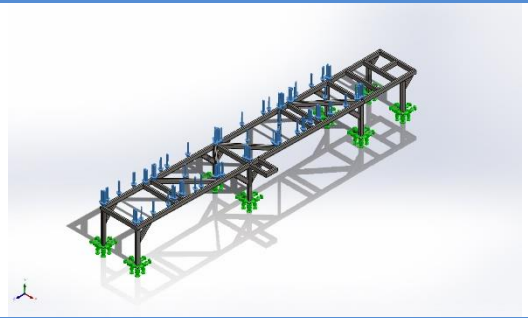
Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 8 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	71,9222	34.315,8	-193,655	34.316,4
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		Entidades: 14 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3.500 kgf		



Información de interacción

Interacción	Imagen de interacción	Propiedades de interacción
Interacción global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado independiente

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	128,207 mm
Tamaño mínimo del elemento	6,41035 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	898923
Número total de elementos	446641
Cociente máximo de aspecto	357,67
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96,4
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,0723
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:57
Nombre de computadora:	



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	71,9222	34.315,8	-193,655	34.316,4

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	4,8395	-2,53448	-0,307403	5,47164

Momentos de cuerpo libre

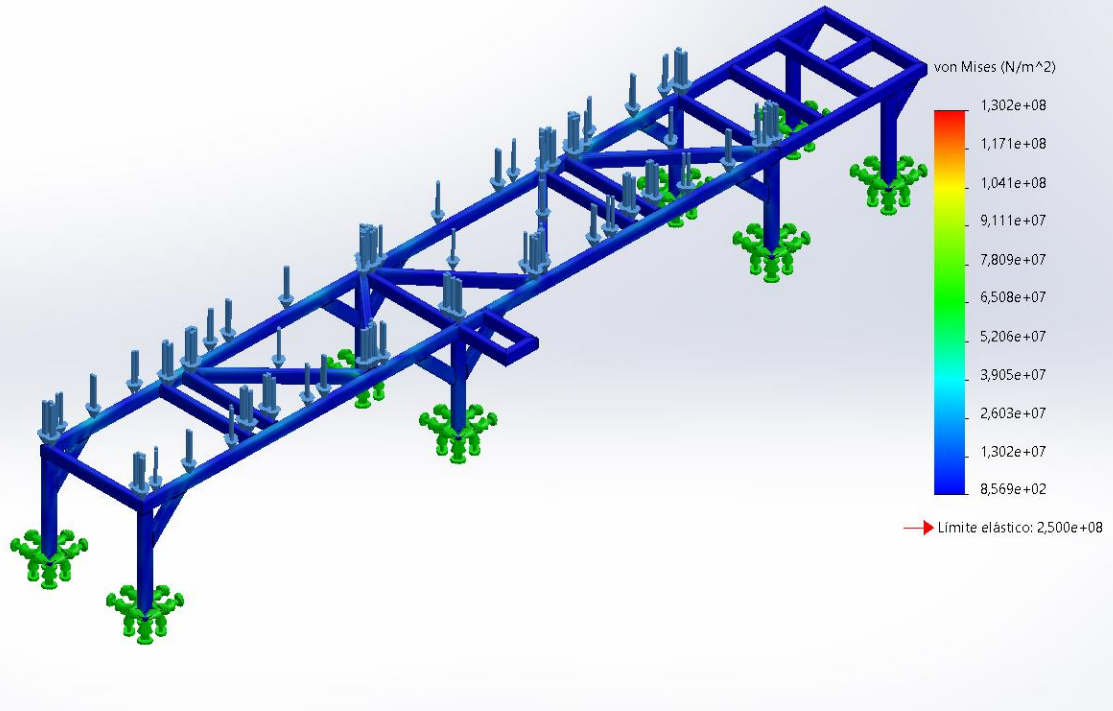
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33



Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	8,569e+02N/m ² Nodo: 688707	1,302e+08N/m ² Nodo: 182916

Nombre del modelo: SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-<Como mecanizada>-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1

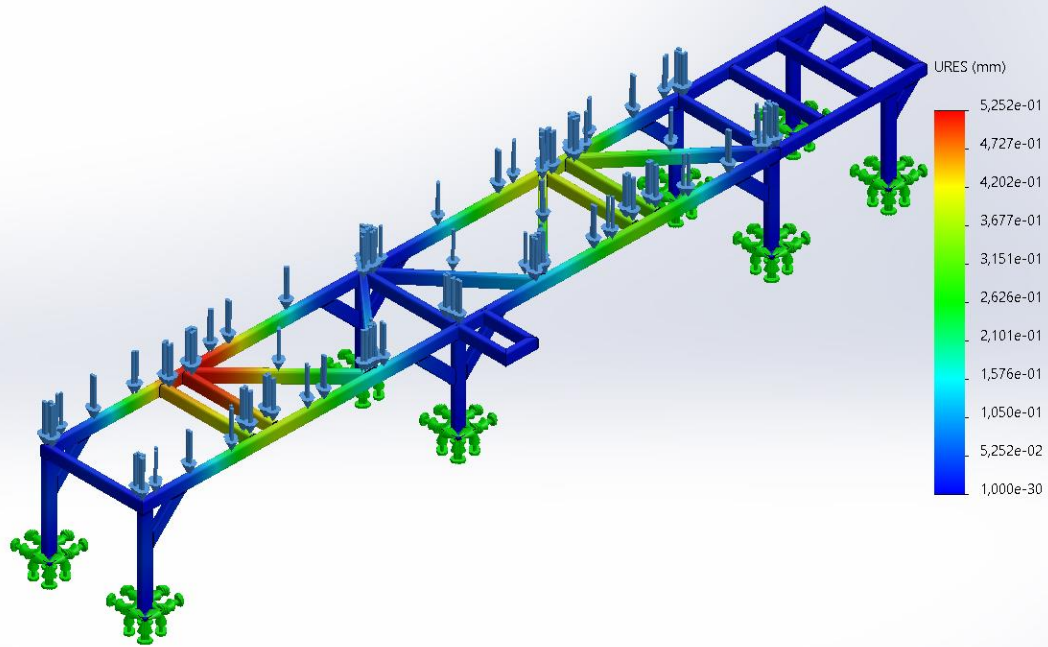


SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm Nodo: 73993	5,252e-01mm Nodo: 157666



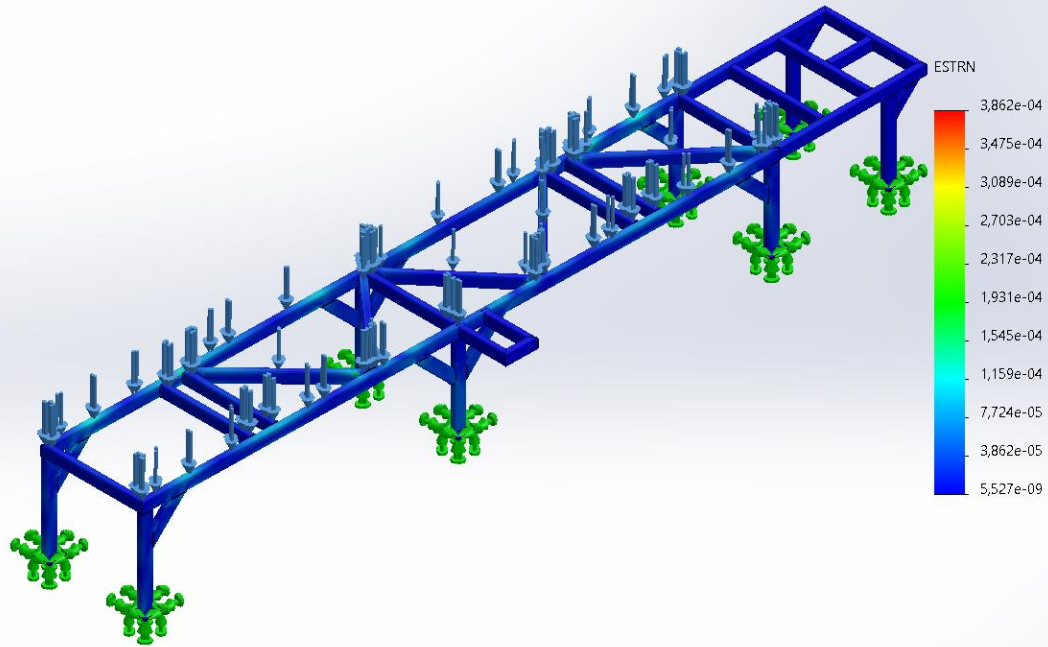
Nombre del modelo: SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado<Como mecanizada>-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5,527e-09 Elemento: 342607	3,862e-04 Elemento: 83187

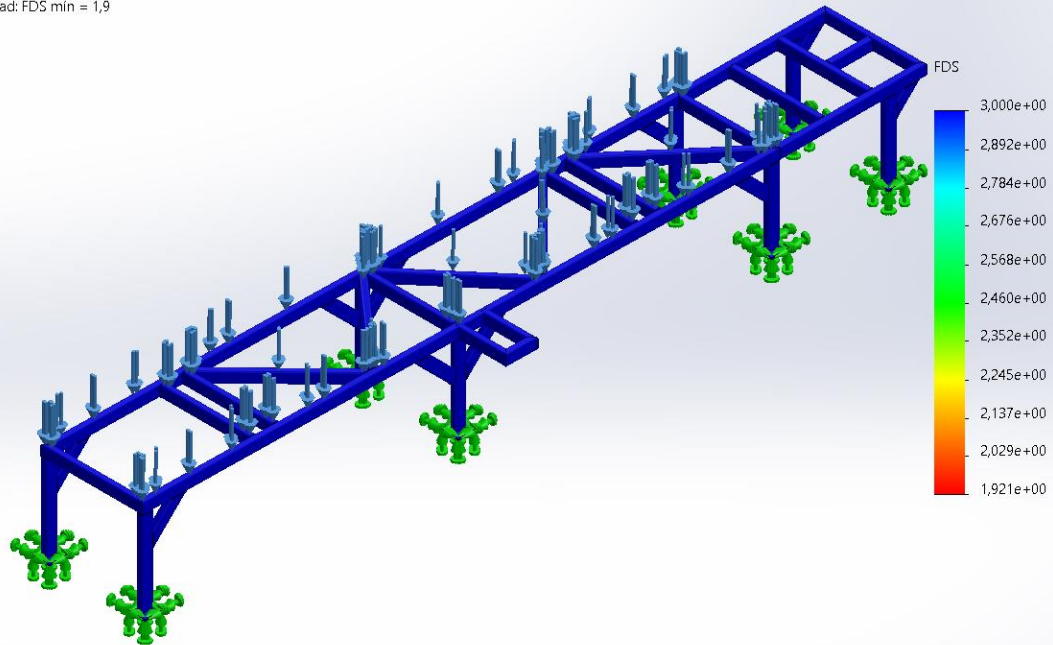
Nombre del modelo: SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-<Como mecanizada>-)
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 1



SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	1,921e+00 Nodo: 182916	3,000e+00 Nodo: 1

Nombre del modelo: SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-<Como mecanizada>-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS min = 1,9



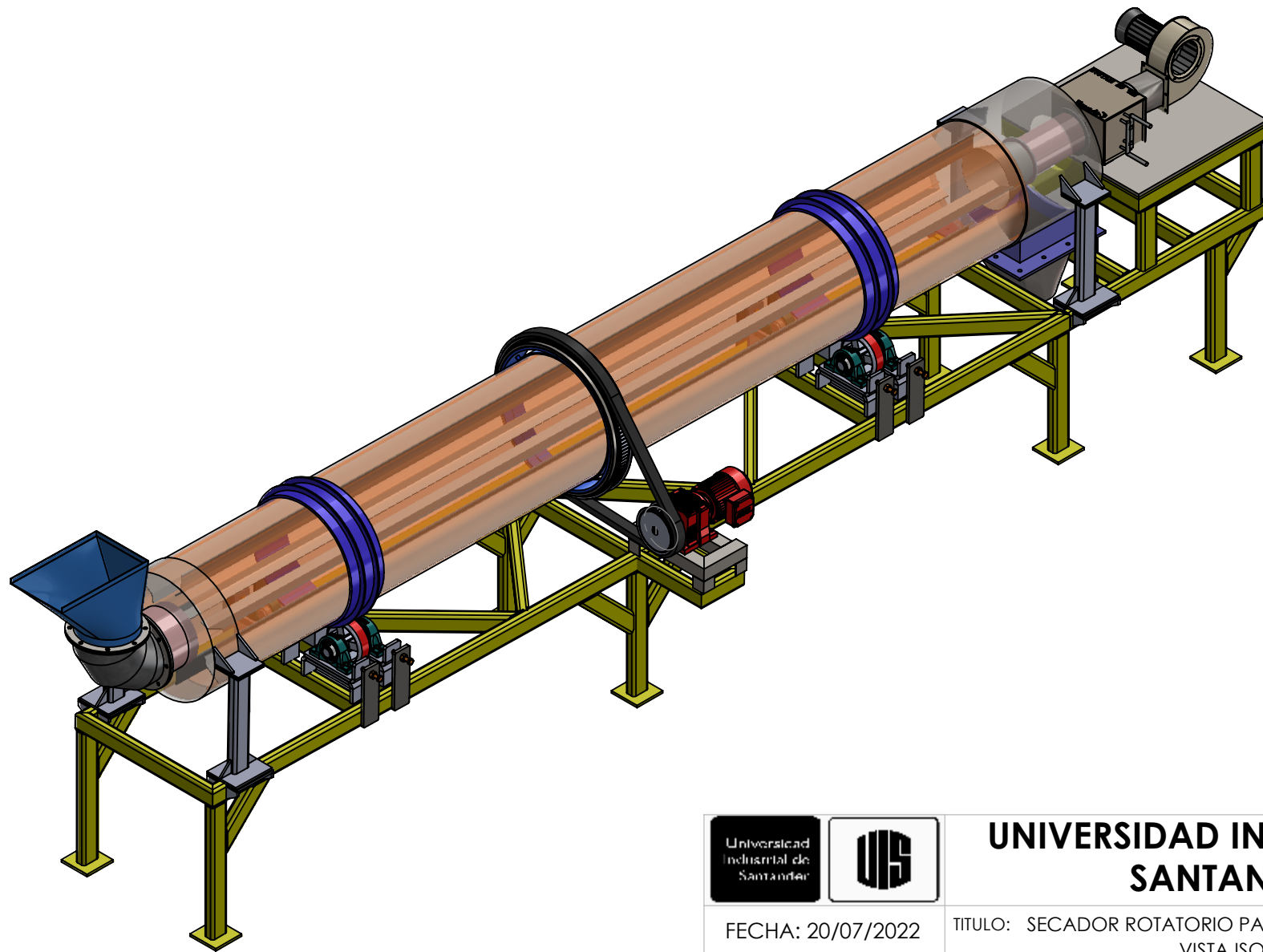
SÓLIDO ESTRUCTURA BASE SECADOR-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Conclusión

Criterio Tensiones von Mises máx
Distribución de factor de seguridad FDS min = 1,9



Anexo K. Planos del diseño



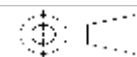
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:20

UNIDADES: mm

A4

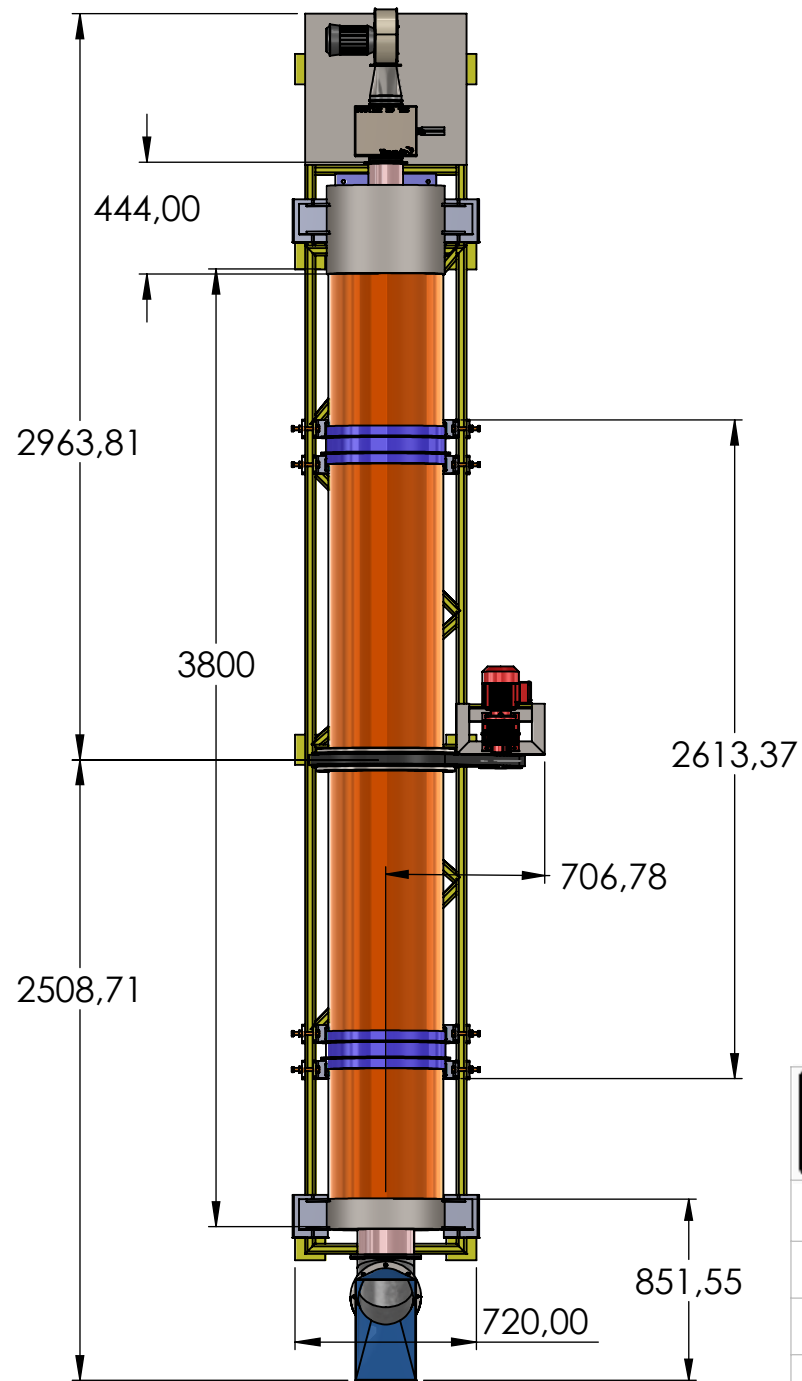


TITULO: SECADOR ROTATORIO PARA PANELA PULVERIZADA
VISTA ISOMÉTRICA

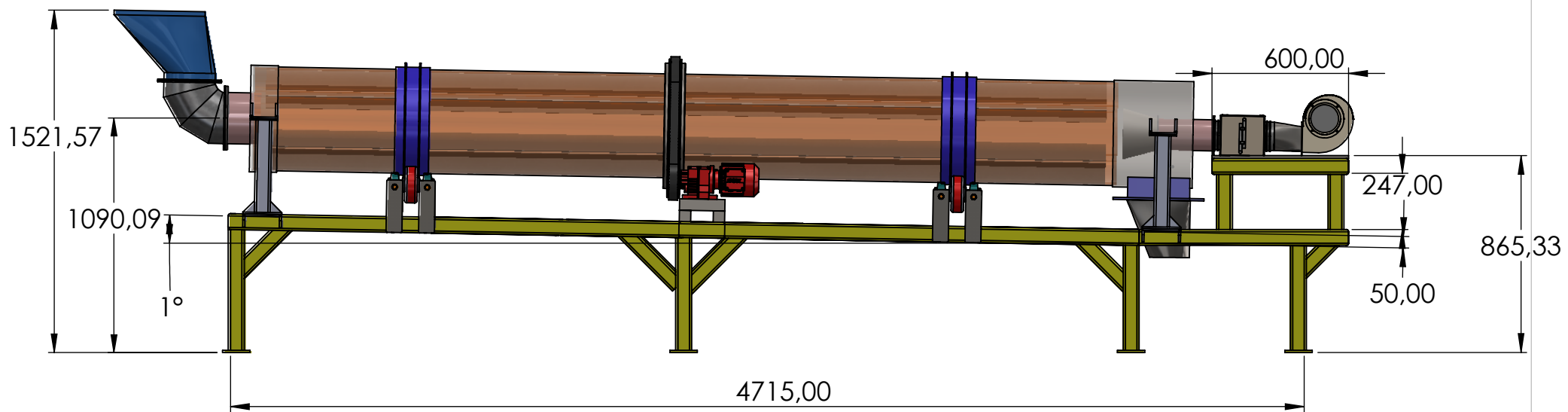
AUTORES:
VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 1/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SECADOR ROTATORIO PARA PANELA PULVERIZADA VISTA SUPERIOR	
ESCALA: 1:30		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 2/39



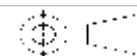
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:25

UNIDADES: mm

A4

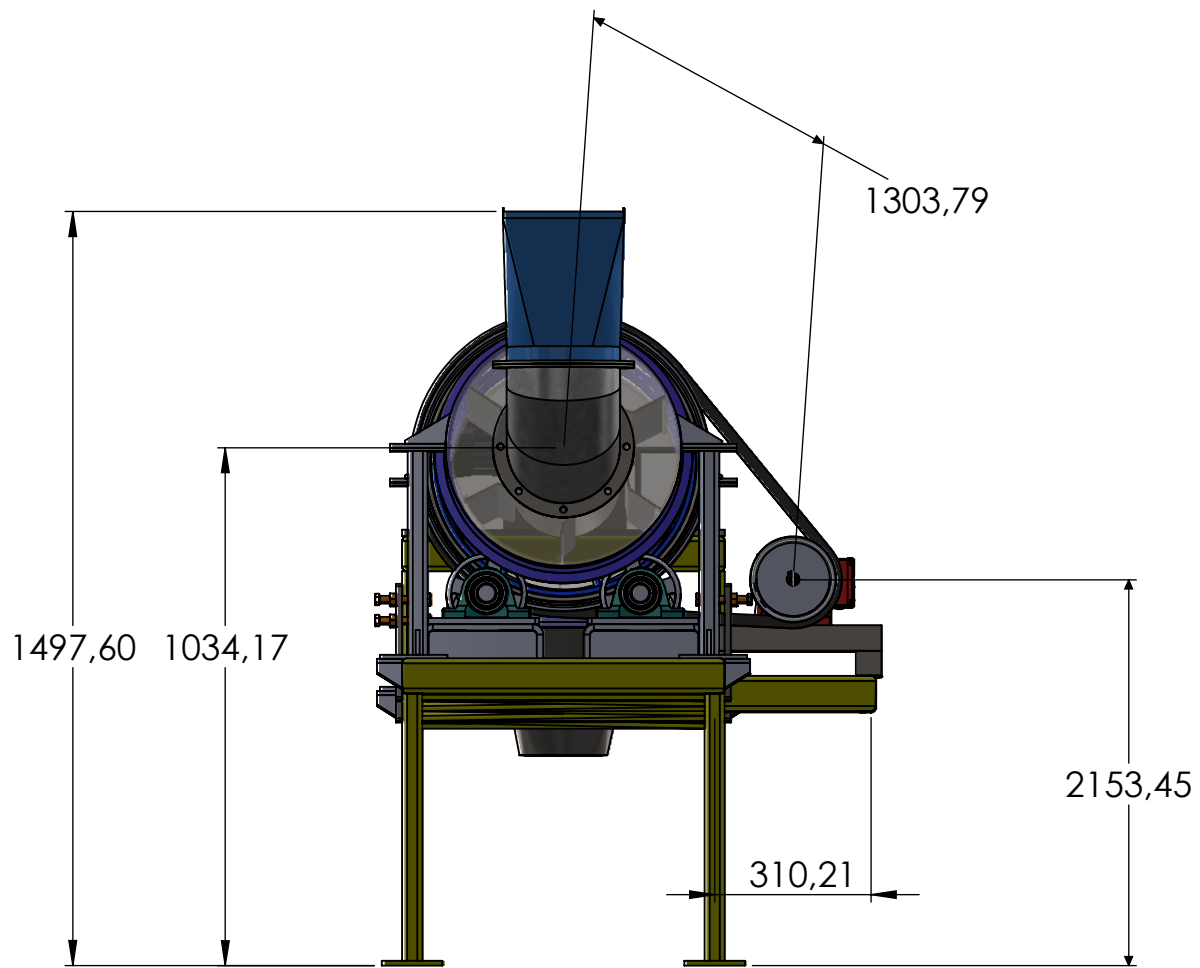


TITULO: SECADOR ROTATORIO PARA PANELA PULVERIZADA
VISTA LATERAL

AUTORES:
VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 3/39



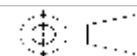
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:15

UNIDADES: mm

A4

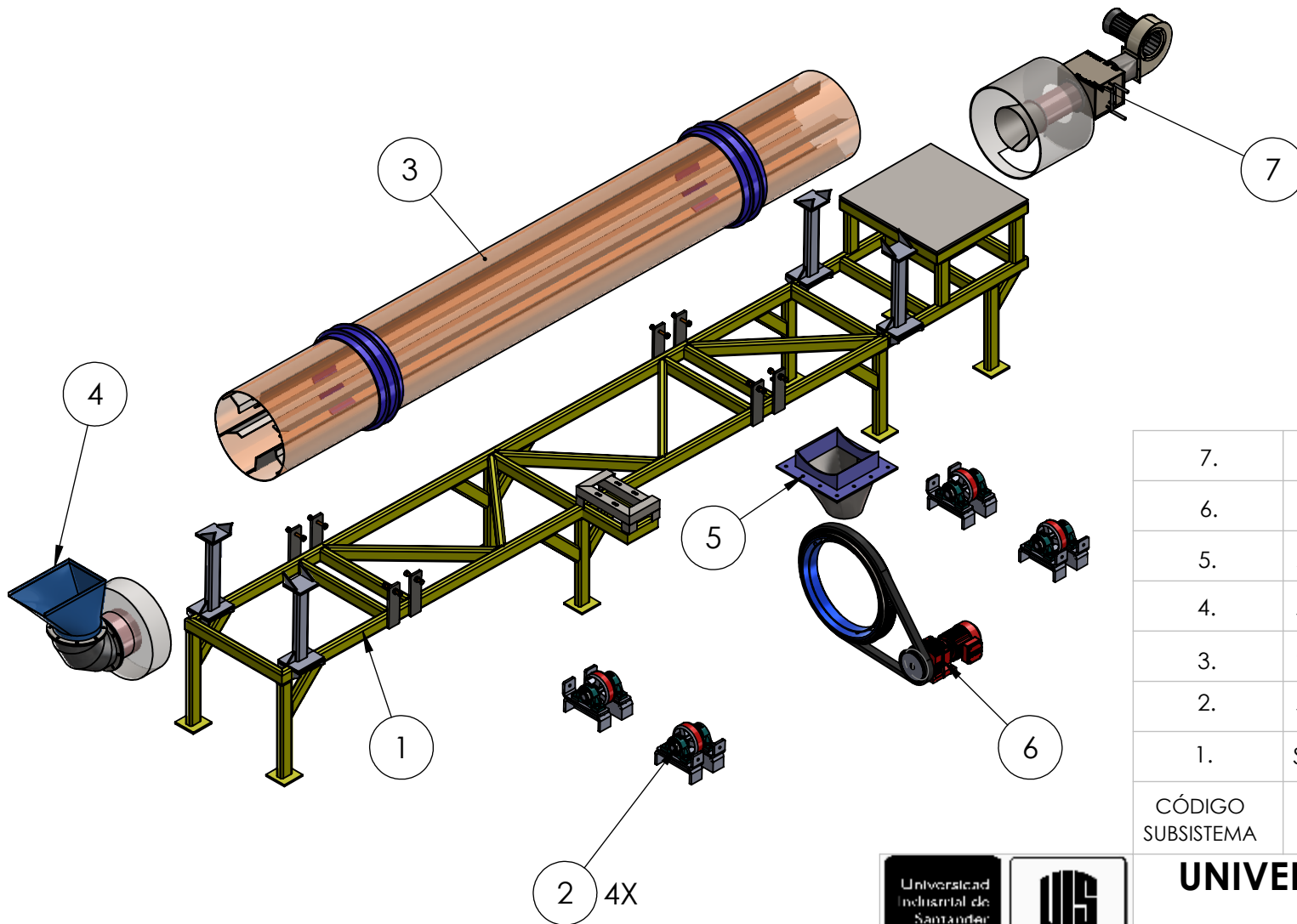


TITULO: SECADOR ROTATORIO PARA PANELA PULVERIZADA
VISTA FRONTAL

AUTORES:
VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 4/39



7.	GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE
6.	SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
5.	SUBSISTEMA DE DESCARGA
4.	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN
3.	CÁMARA DE SECADO
2.	SUBSISTEMA DE ROTACIÓN
1.	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL
CÓDIGO SUBSISTEMA	NOMBRE DEL SUBSISTEMA

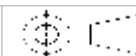


FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:30

UNIDADES: mm

A4



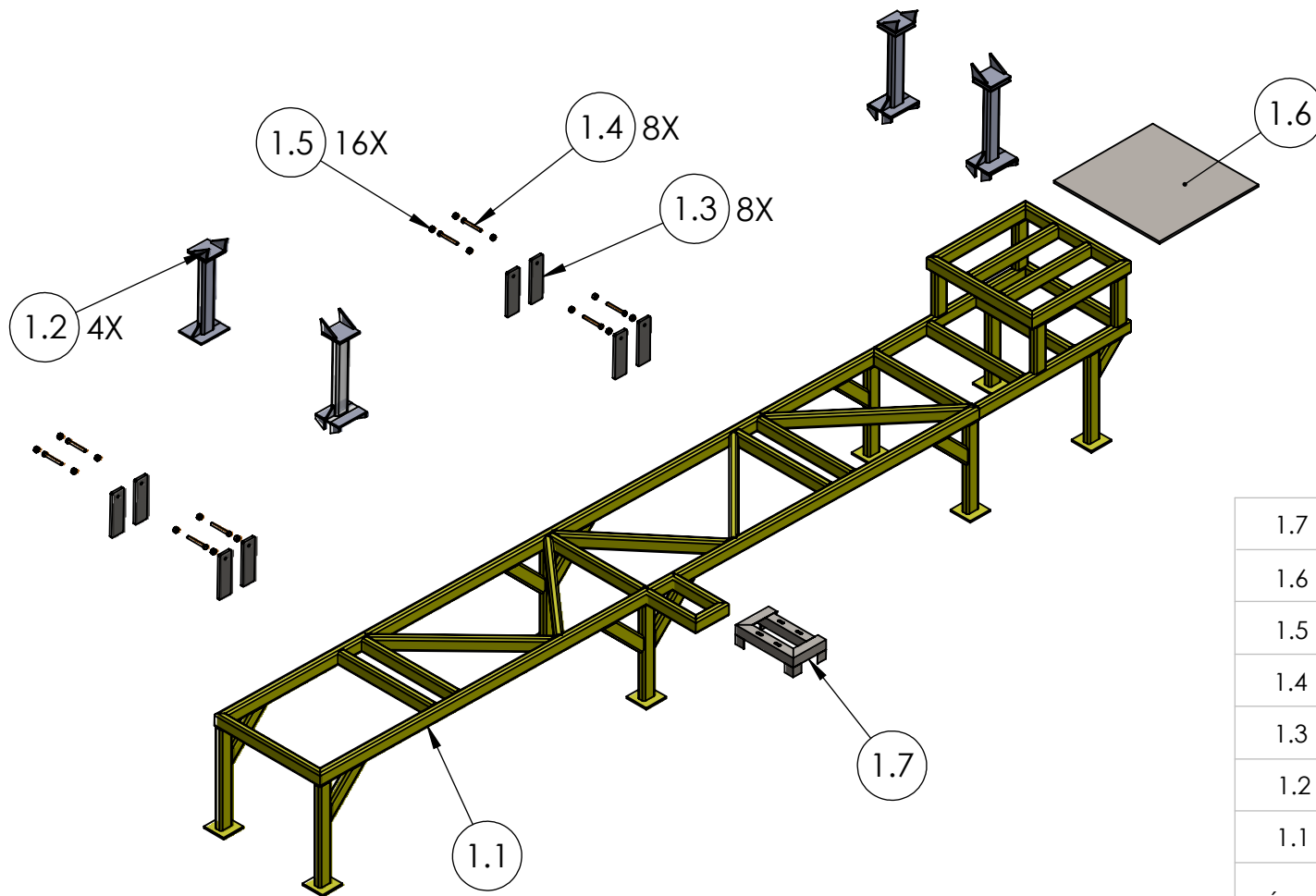
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

TÍTULO: SECADOR ROTATORIO PARA PANELA PULVERIZADA EXPLOSIONADO POR SUBSISTEMAS

AUTORES:
VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 5/39



1.7	SOPORTE MOTORREDUCTOR	1
1.6	LÁMINA SOPORTE VENTILADOR	1
1.5	TUERCA	16
1.4	TORNILLO TENSOR	4
1.3	PLACA TENSORA FIJA	8
1.2	SOPORTE TOLVAS	4
1.1	ESTRUCTURA BASE	1
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



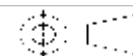
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:30

UNIDADES: mm

A4

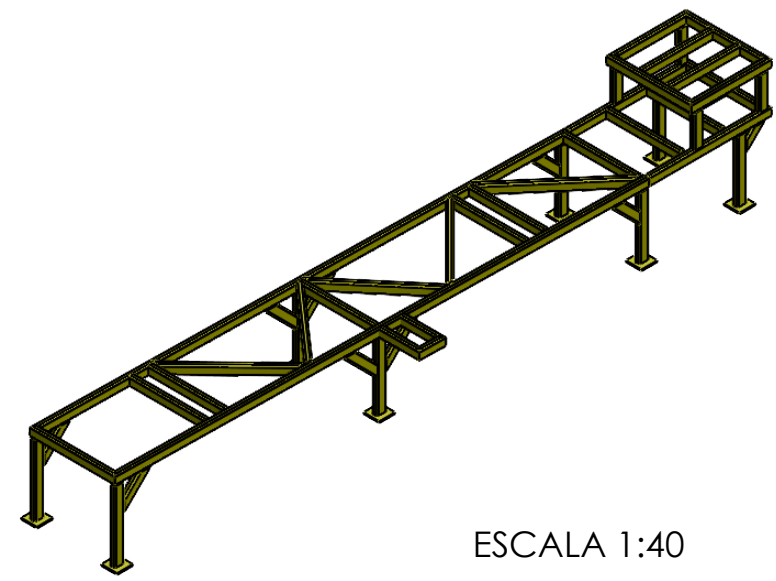
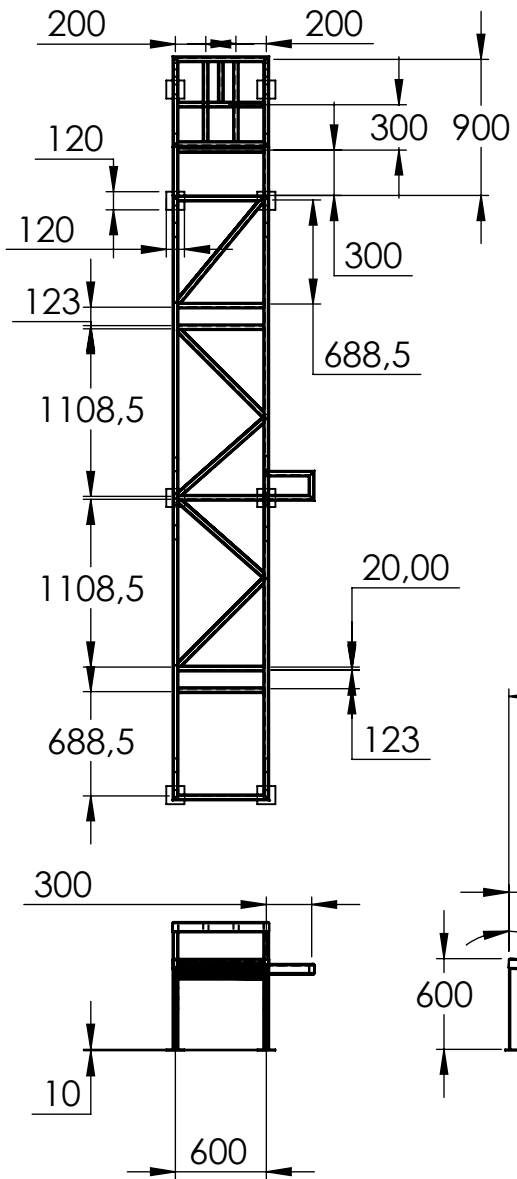


TITULO: SUBSISTEMA ESTRUCTURAL
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

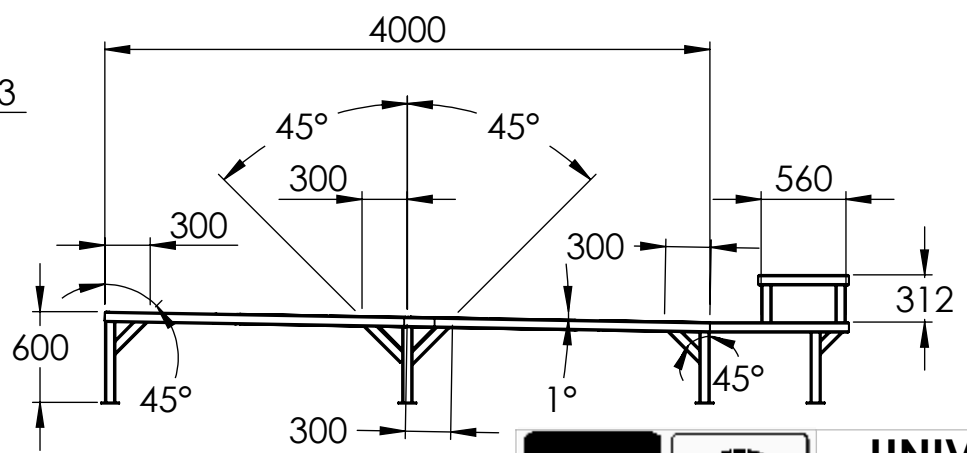
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

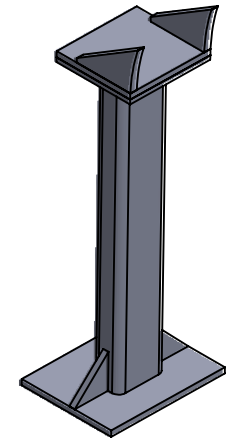
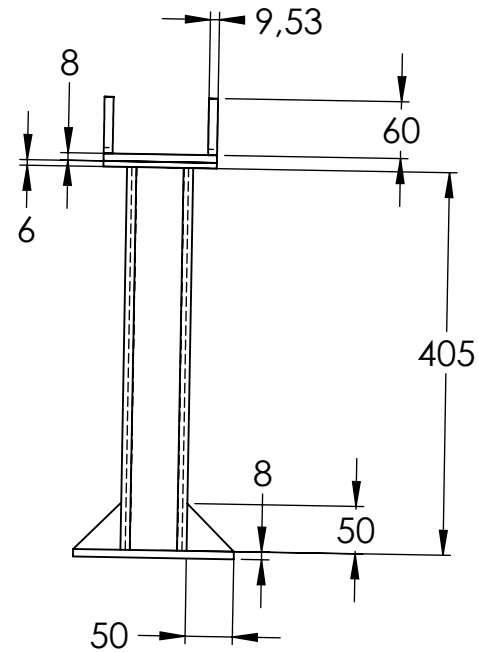
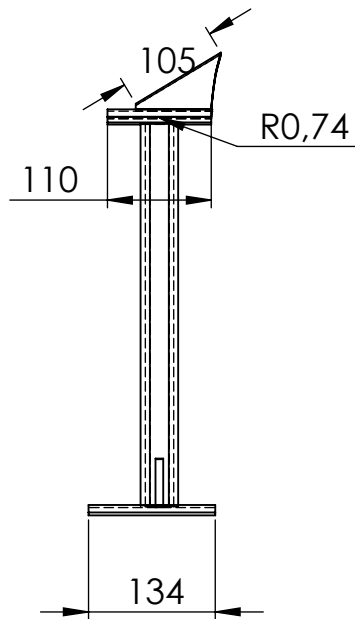
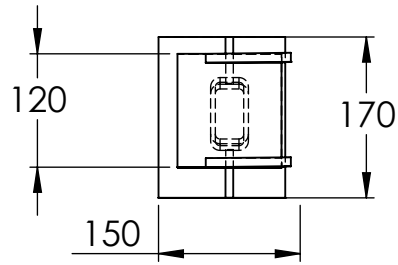
HOJA 6/39



ESCALA 1:40



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022	TITULO:	SUBSISTEMA ESTRUCTURAL 1.1 ESTRUCTURA BASE	
ESCALA: 1:50	AUTORES:	VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm	DIRECTOR DE PROYECTO:	YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 7/39



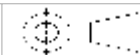
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:8

UNIDADES: mm

A4

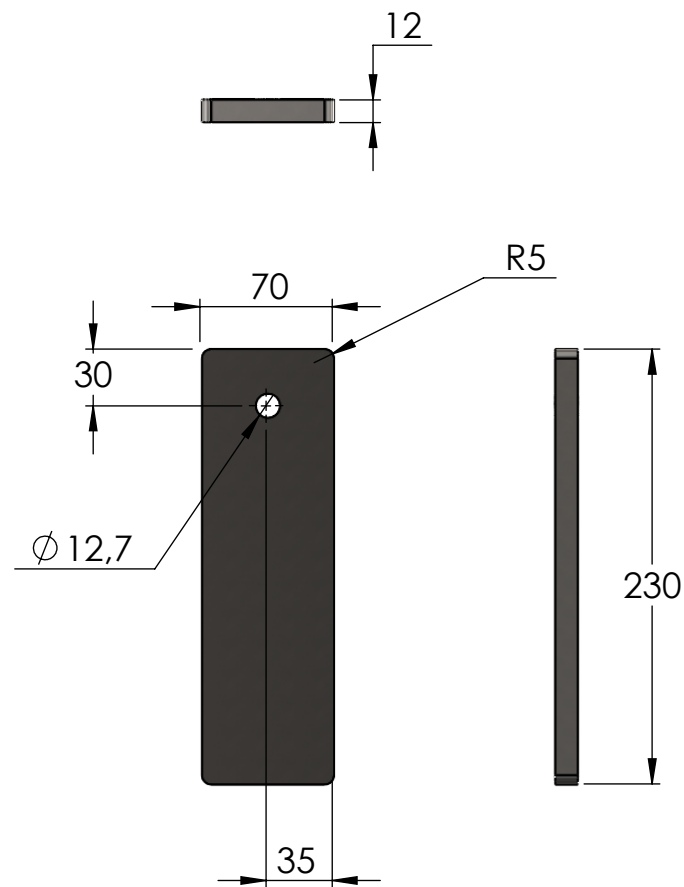


TITULO: SUBSISTEMA ESTRUCTURAL
1.2 SOPORTE TOLVAS

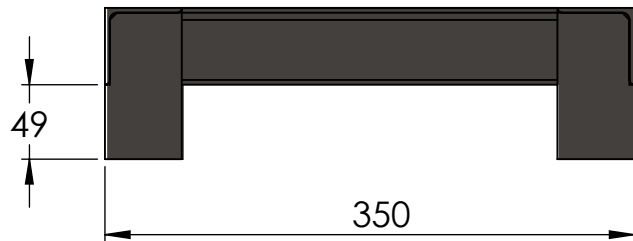
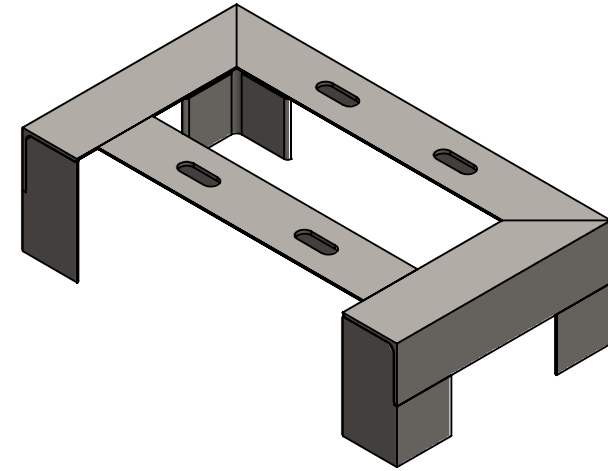
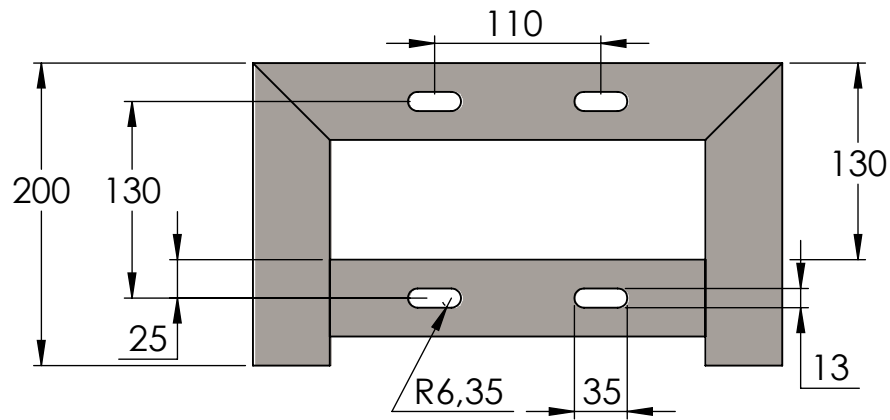
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 8/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA ESTRUCTURAL 1.3 PLACA TENSORA FIJA	
ESCALA: 1:4		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO:	
A4		YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	HOJA 9/39



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:50

UNIDADES: mm

A4

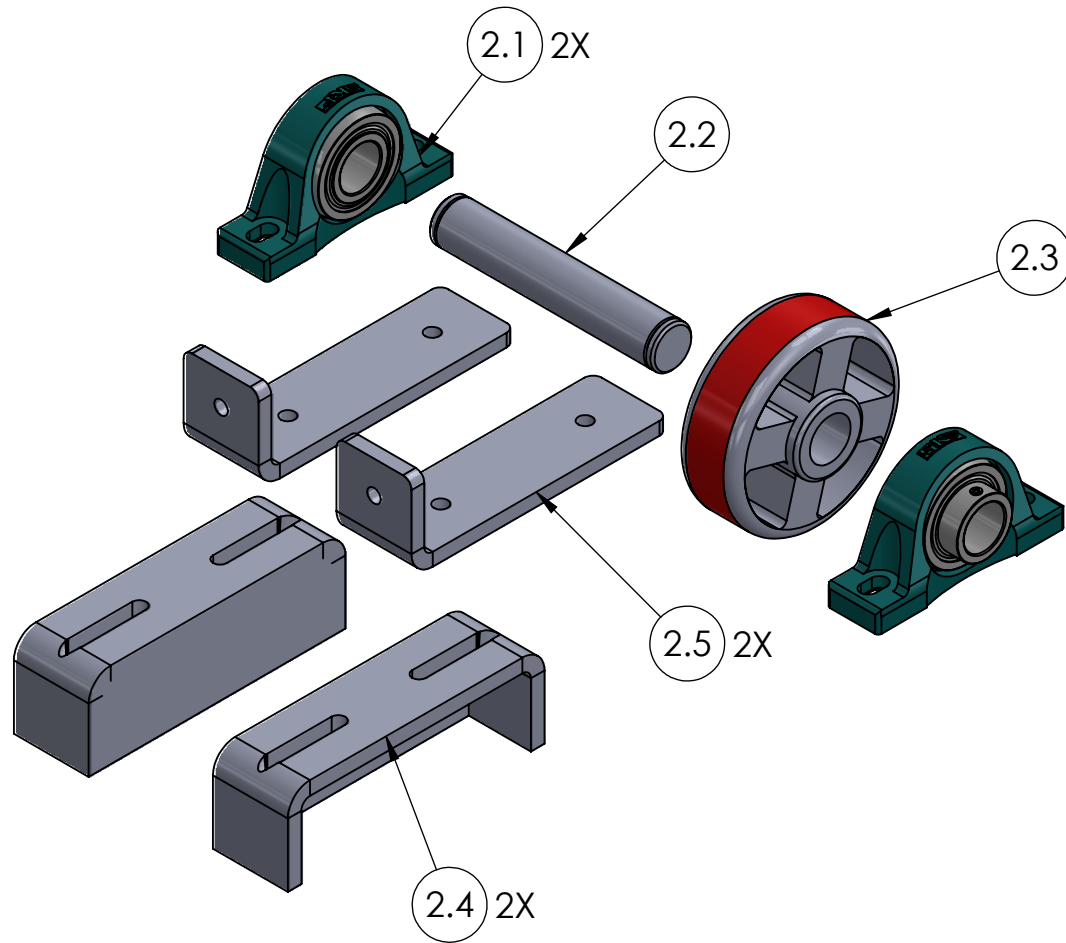


TITULO: SUBSISTEMA ESTRUCTURAL
1.7 SOPORTE MOTORREDUCTOR

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 10/39



2.5	PLACA TENSORA FIJA	2
2.4	BASE FIJA SOPORTE	2
2.3	RUEDA	1
2.2	EJE PORTA RUEDA	1
2.1	CHUMACERA	2
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



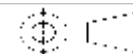
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A4

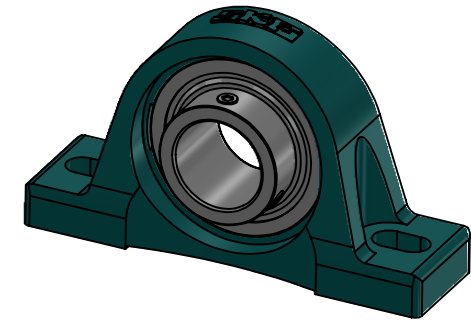
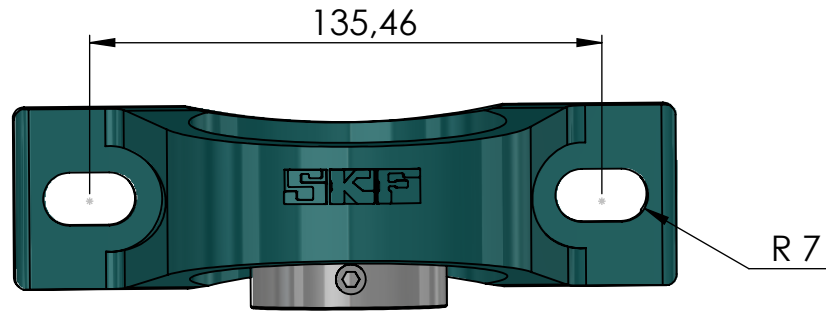


TÍTULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

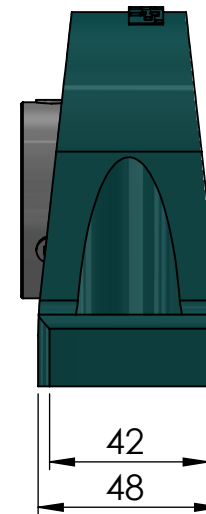
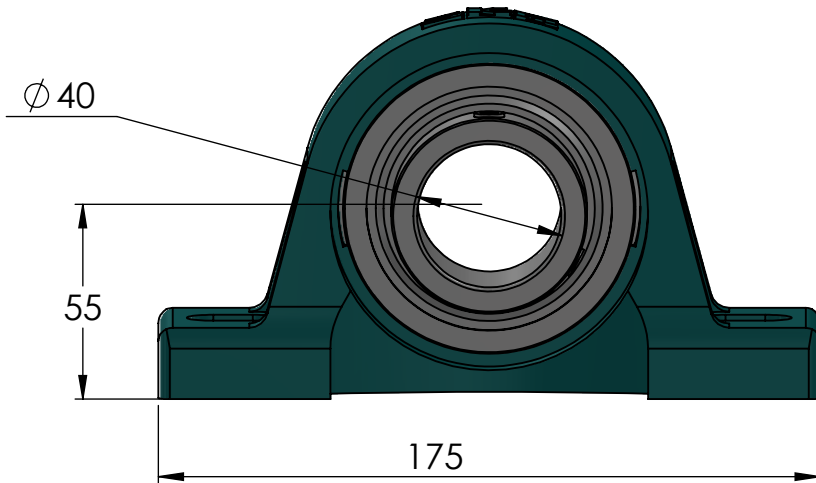
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

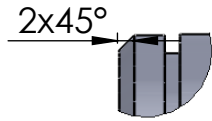
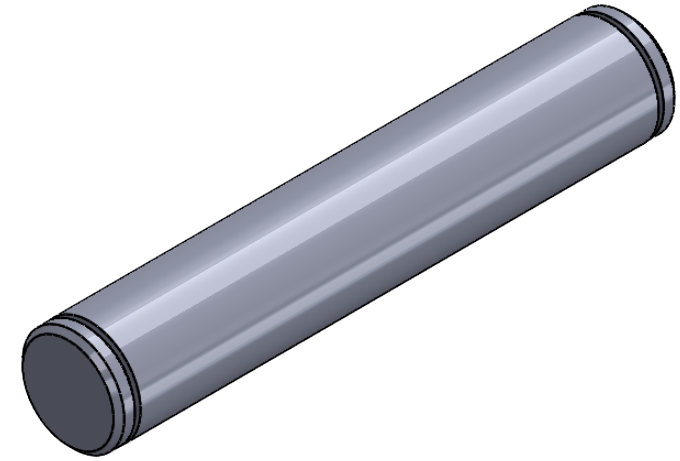
HOJA 11/39



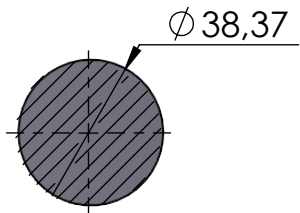
ESCALA 1:3



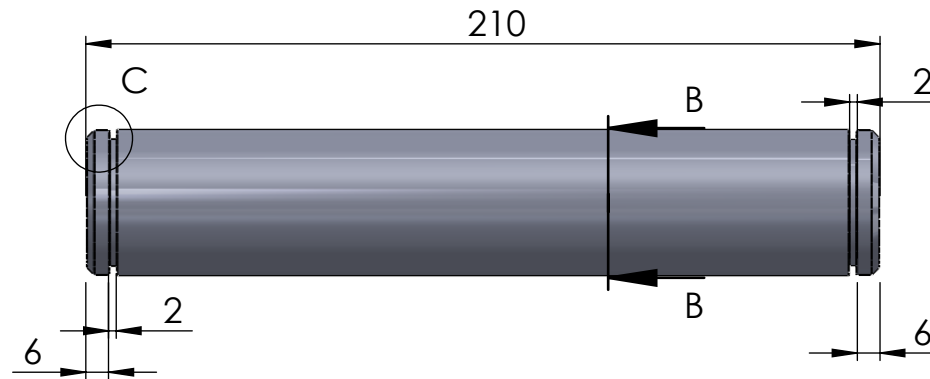
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN 2.1 CHUMACERA	
ESCALA: 1:2		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO:	
A4		YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	HOJA 12/39



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



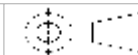
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

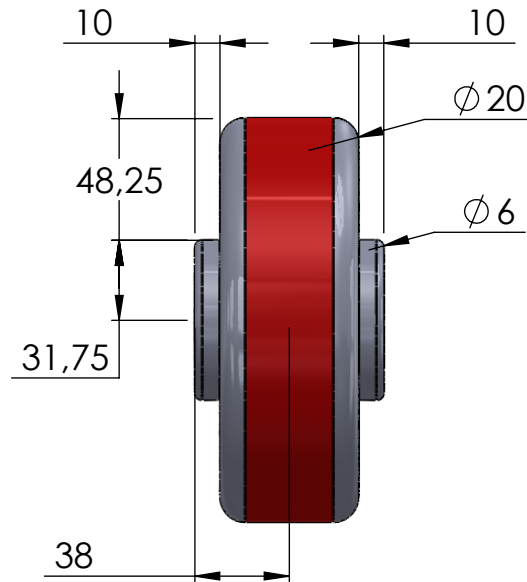
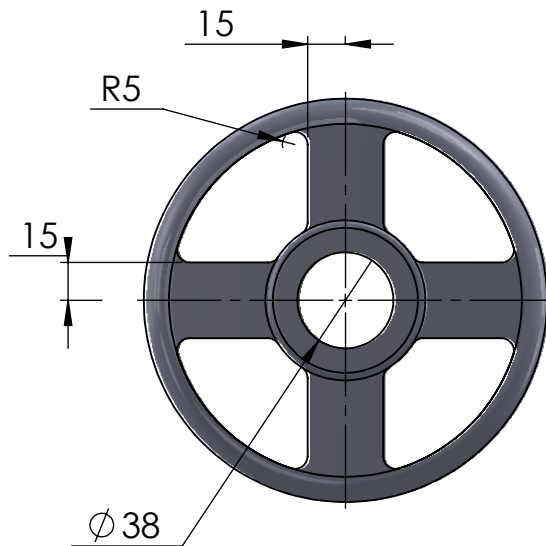
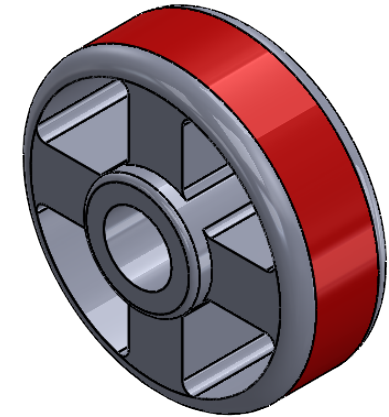
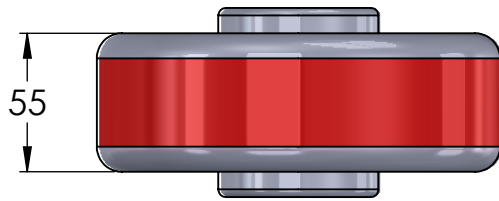


TITULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN
2.2 EJE PORTA RUEDA

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 13/39



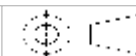
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:3

UNIDADES: mm

A4

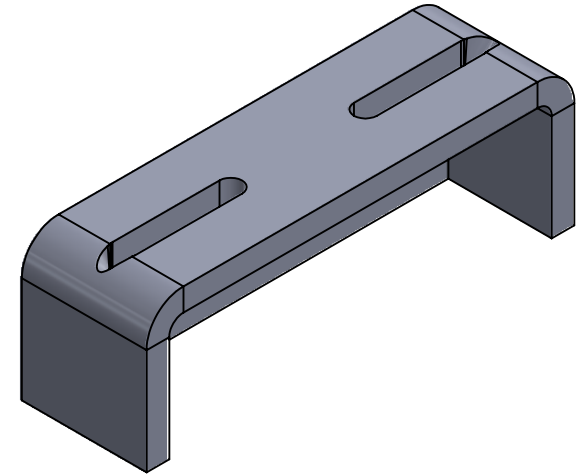
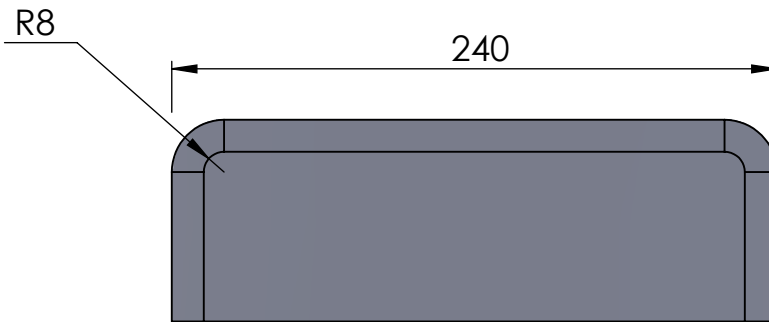
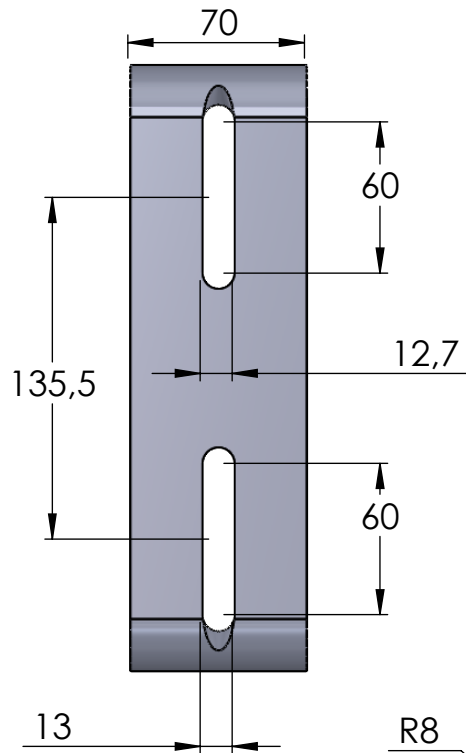


TITULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN
2.3 RUEDA

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 14/39



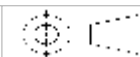
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:3

UNIDADES: mm

A4

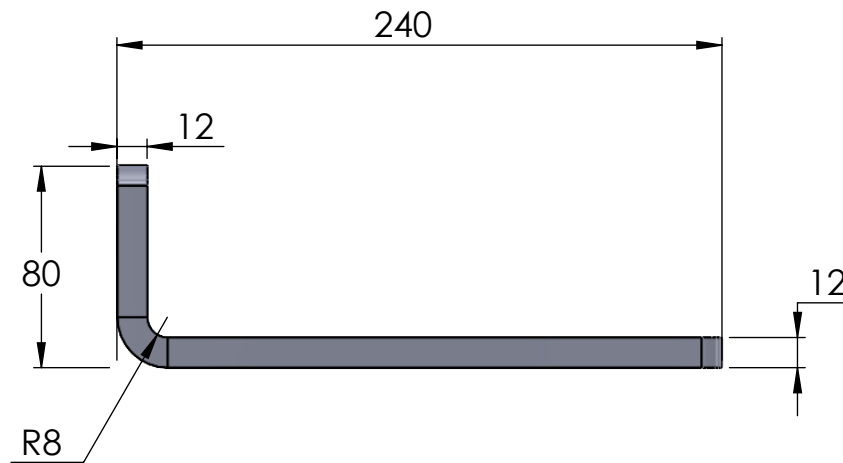
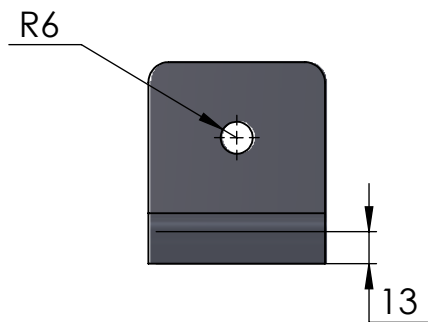
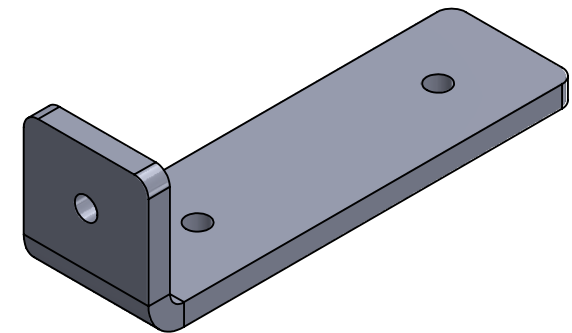
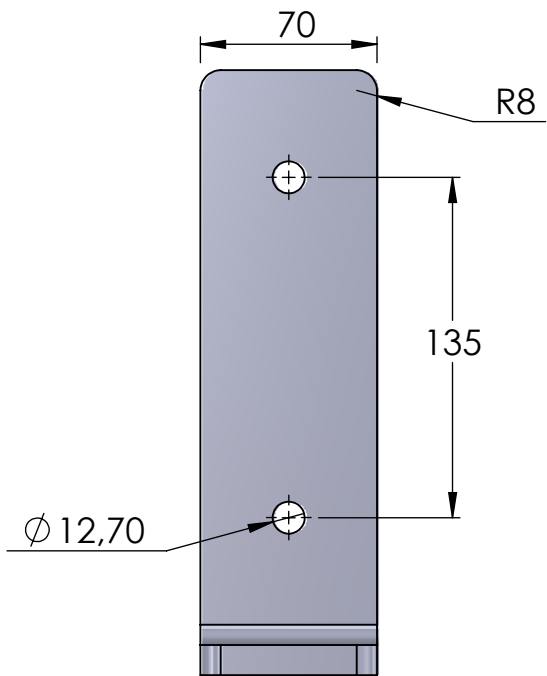


TITULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN
2.4 BASE FIJA SOPORTE

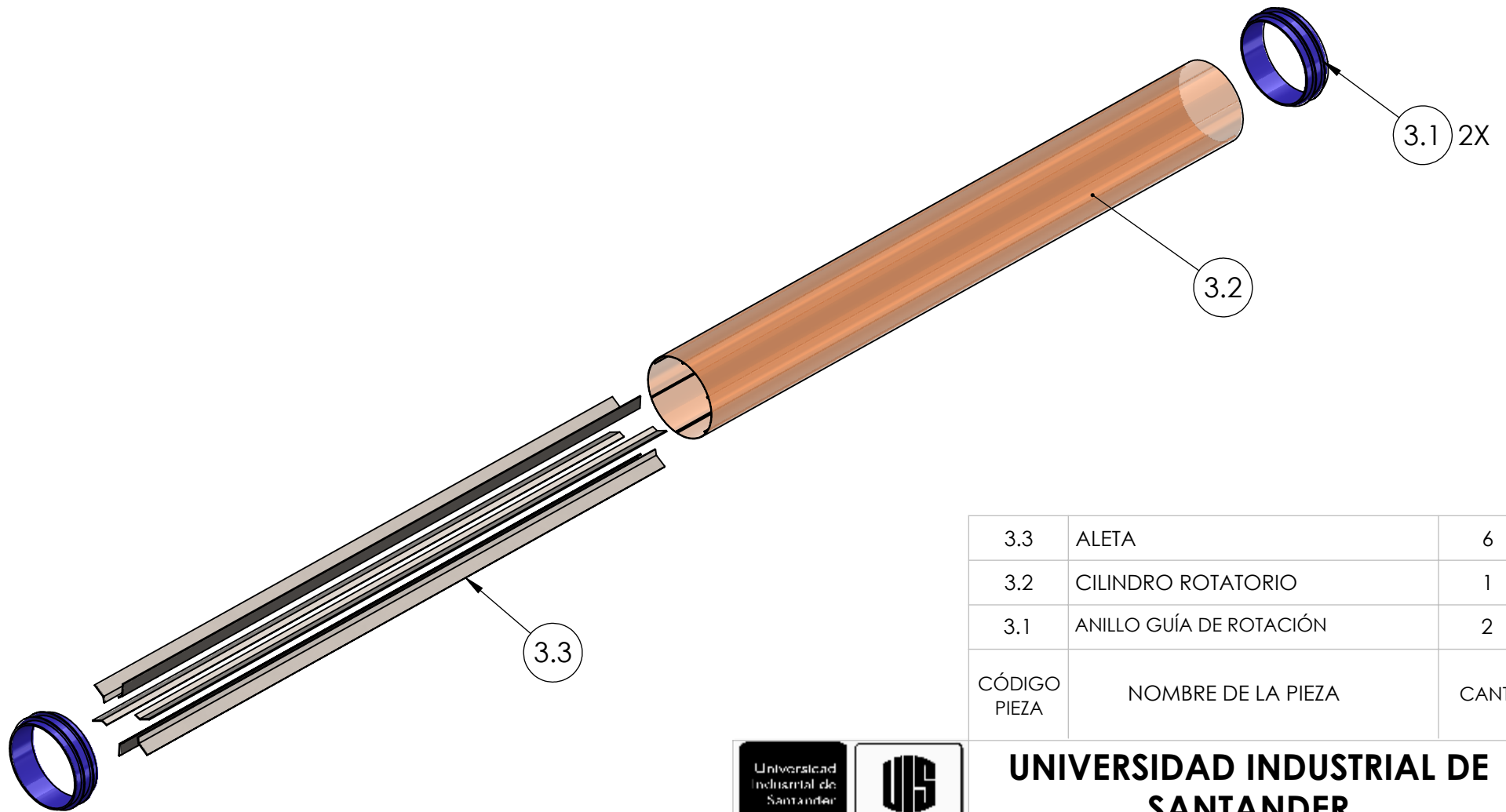
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 15/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ROTACIÓN 2.5 PLACA TENSORA FIJA	
ESCALA: 1:3		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO:	
A4		YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	HOJA 16/39



3.3	ALETA	6
3.2	CILINDRO ROTATORIO	1
3.1	ANILLO GUÍA DE ROTACIÓN	2
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



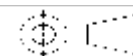
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:30

UNIDADES: mm

A4

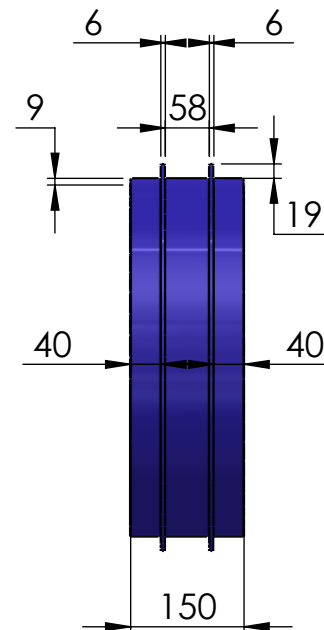
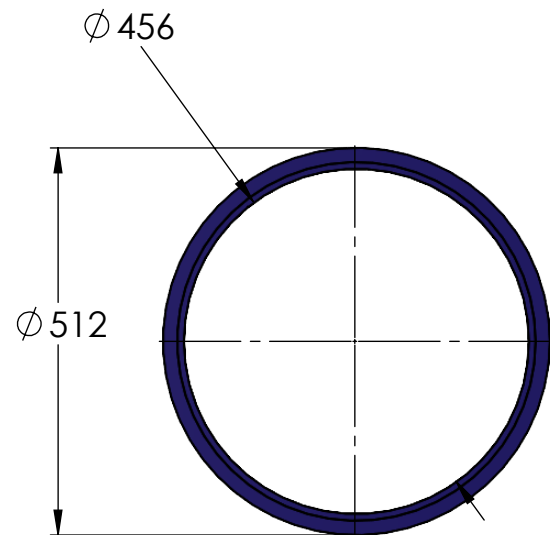


TITULO: CÁMARA DE SECADO
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 17/39



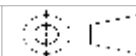
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

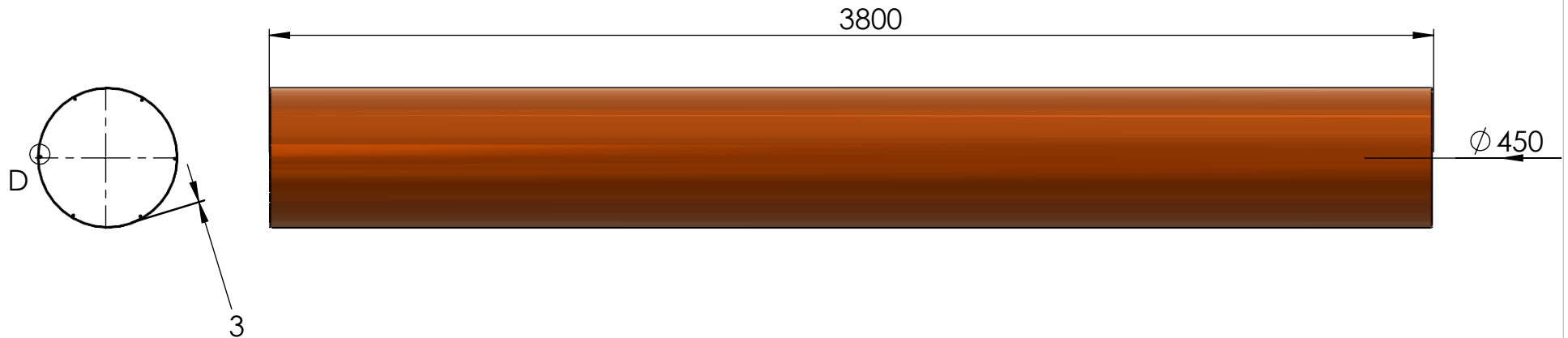
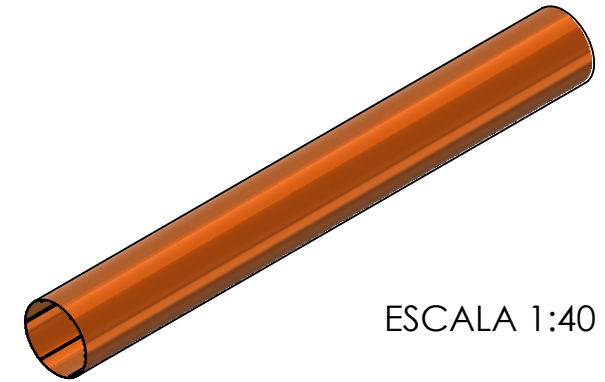
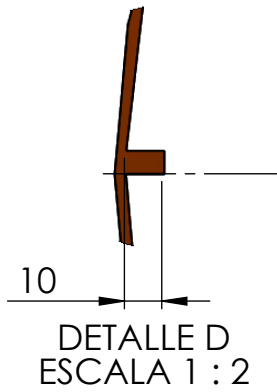


TITULO: CÁMARA DE SECADO
3.1 ANILLO GUÍA DE ROTACIÓN

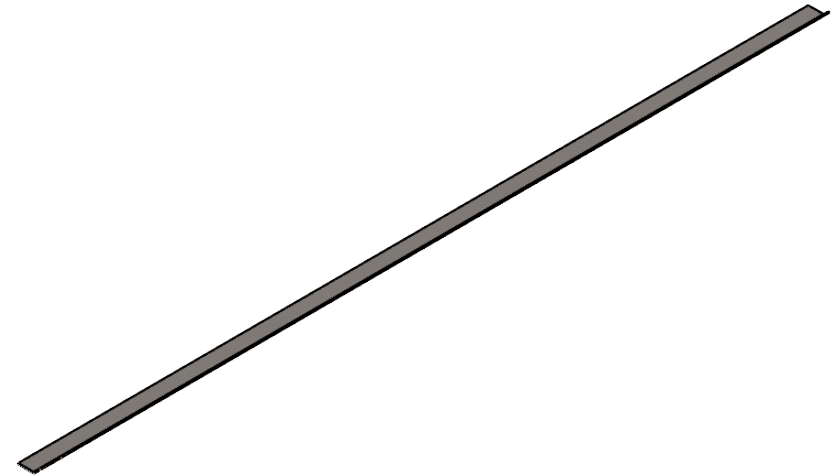
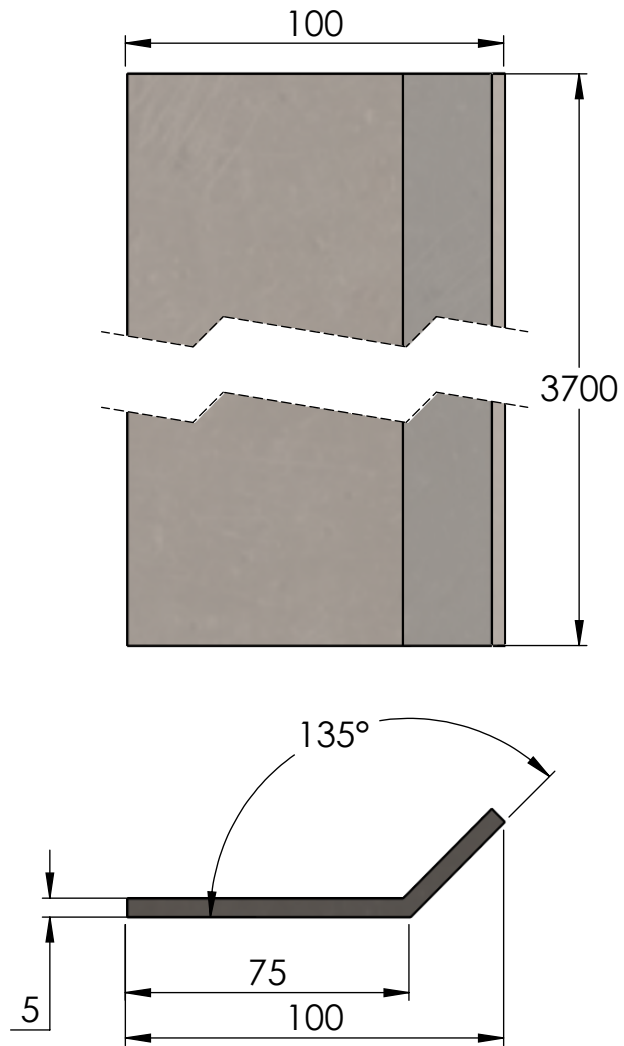
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

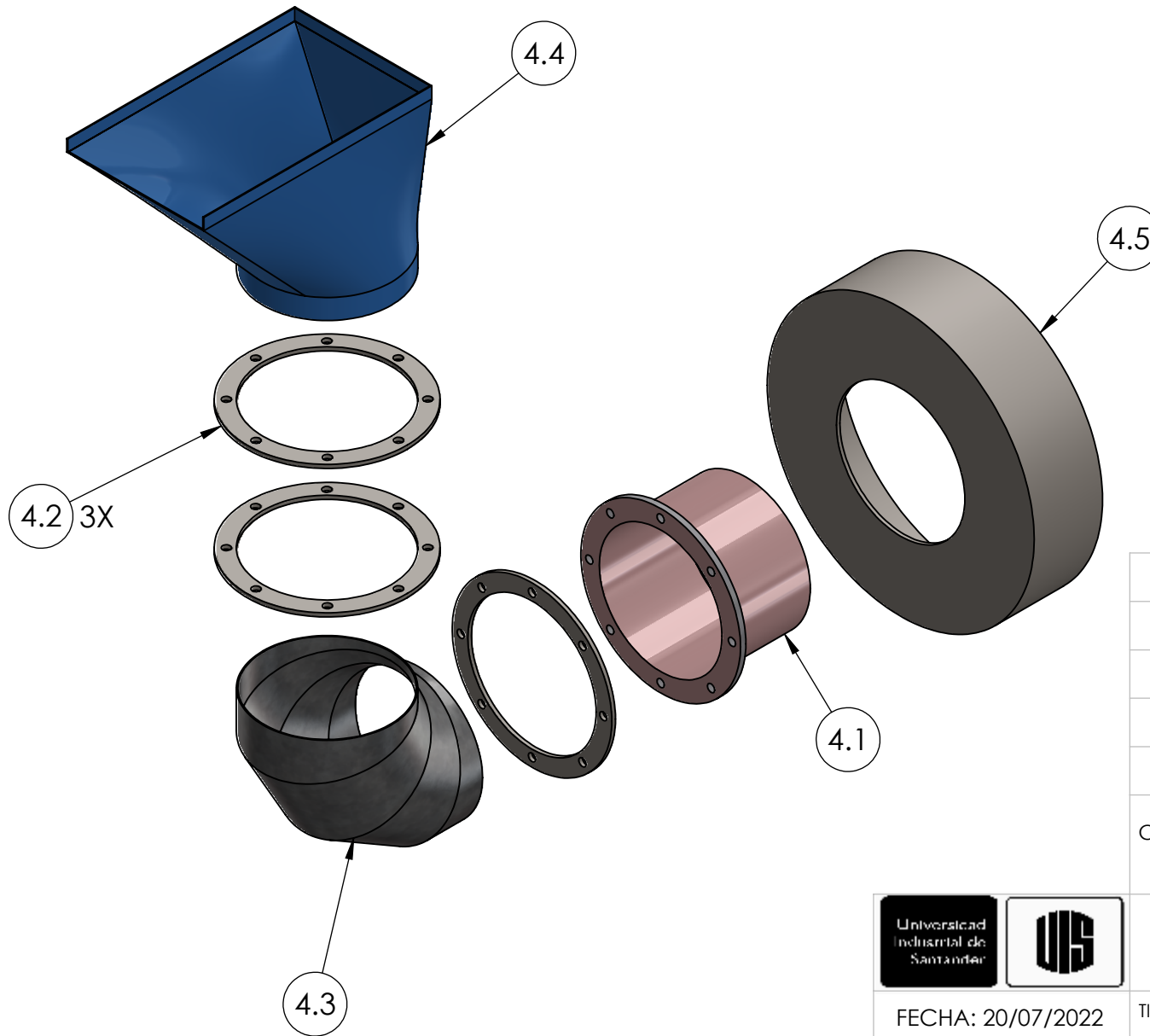
HOJA 18/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: CÁMARA DE SECADO 3.2 CILINDRO ROTATORIO	
ESCALA: 1:20		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 19/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: CÁMARA DE SECADO 3.3 ALETA	
ESCALA: 1:2		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 20/39



4.5	ANILLO SECCIÓN LLENADO	1
4.4	TOLVA DE ENTRADA	1
4.3	CODO MITRADO	1
4.2	BRIDA	3
4.1	DUCTO DE ENTRADA	1
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.

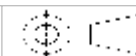


FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:8

UNIDADES: mm

A4



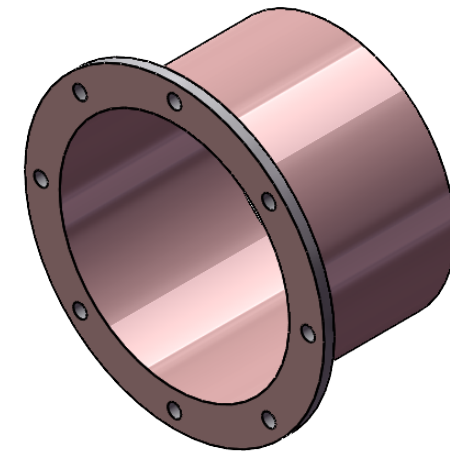
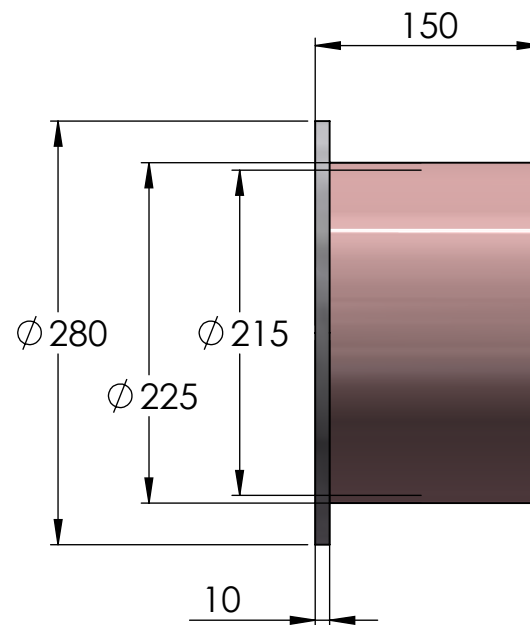
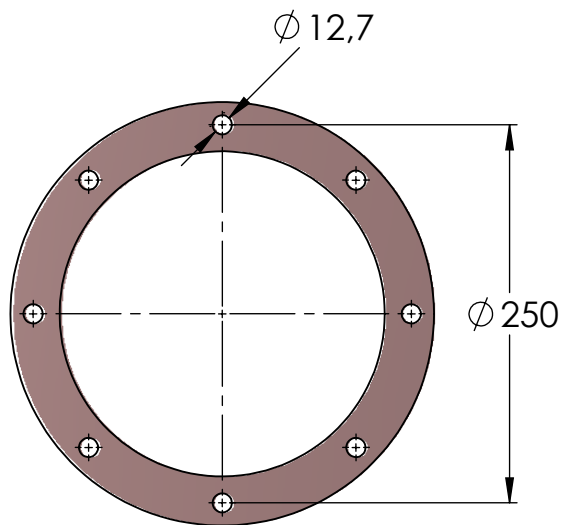
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

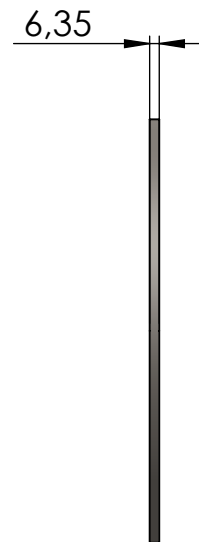
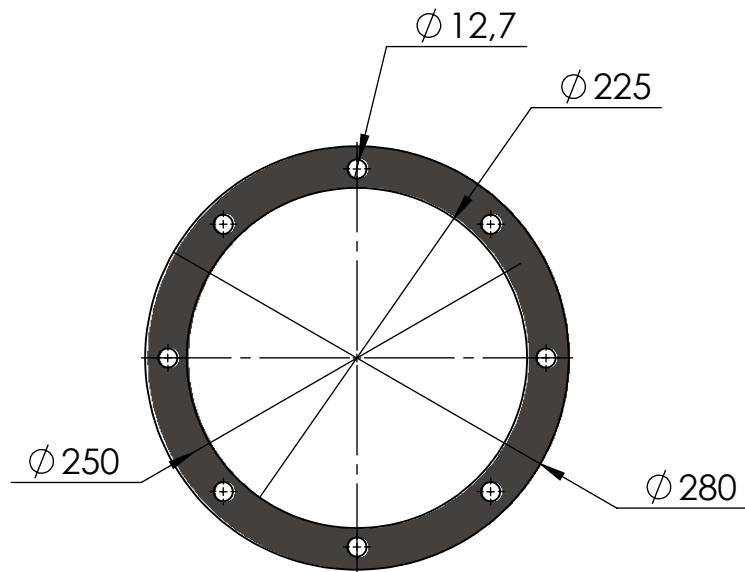
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

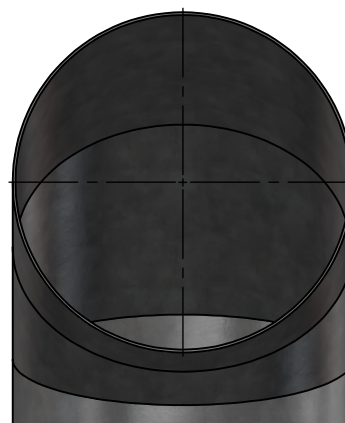
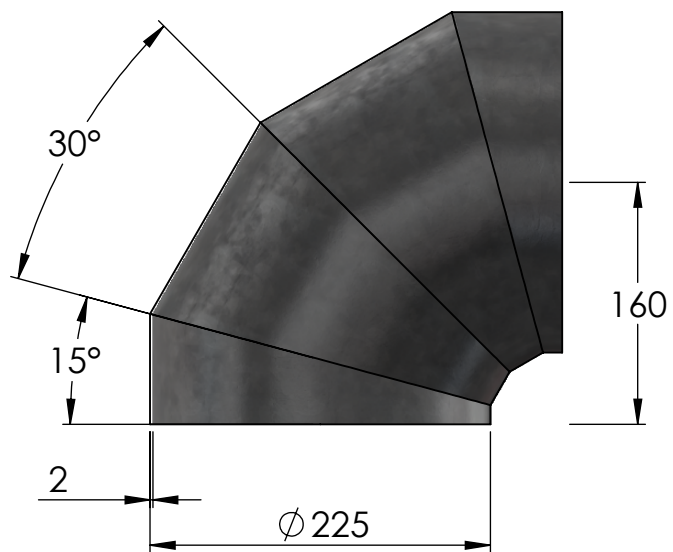
HOJA 21/39



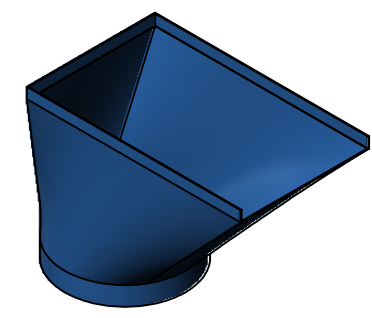
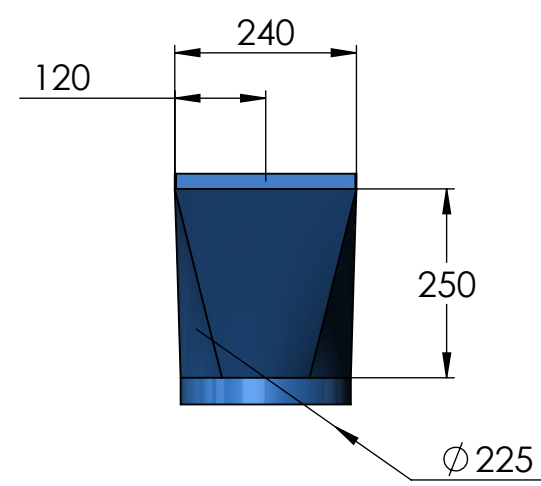
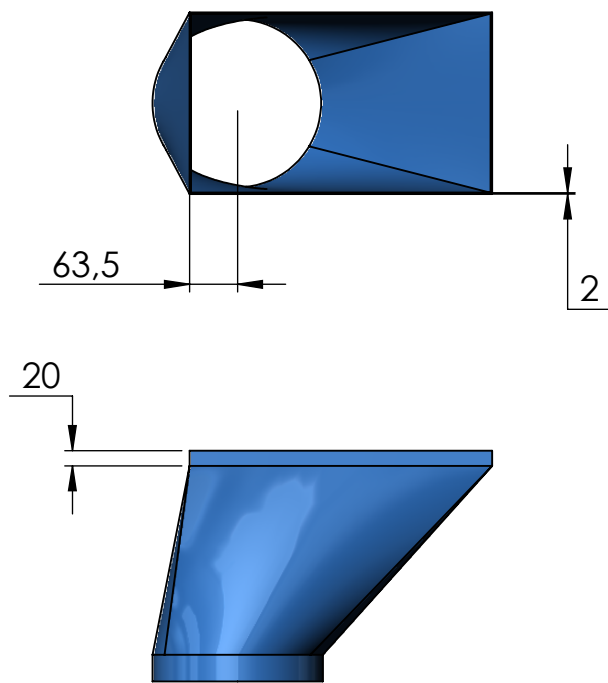
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN 4.1 DUCTO DE ENTRADA	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 22/39



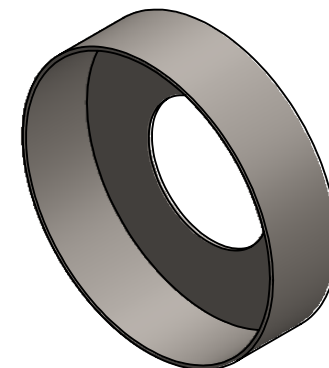
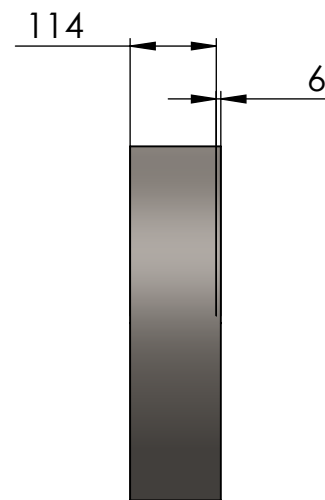
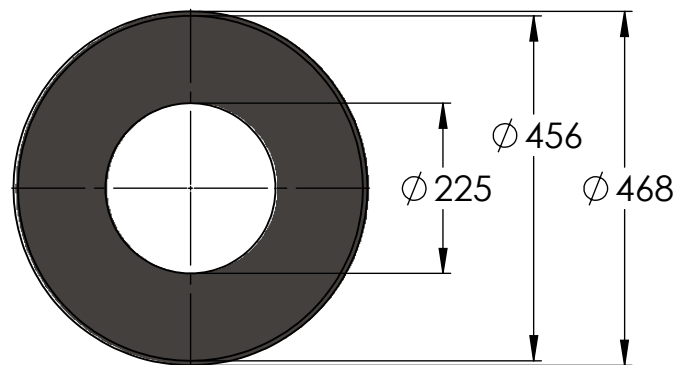
 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN 4.2 BRIDA	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 23/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN 4.3 CODO MITRADO	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 24/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN 4.4 TOLVA DE ENTRADA	
ESCALA: 1:10		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 25/39



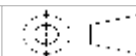
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

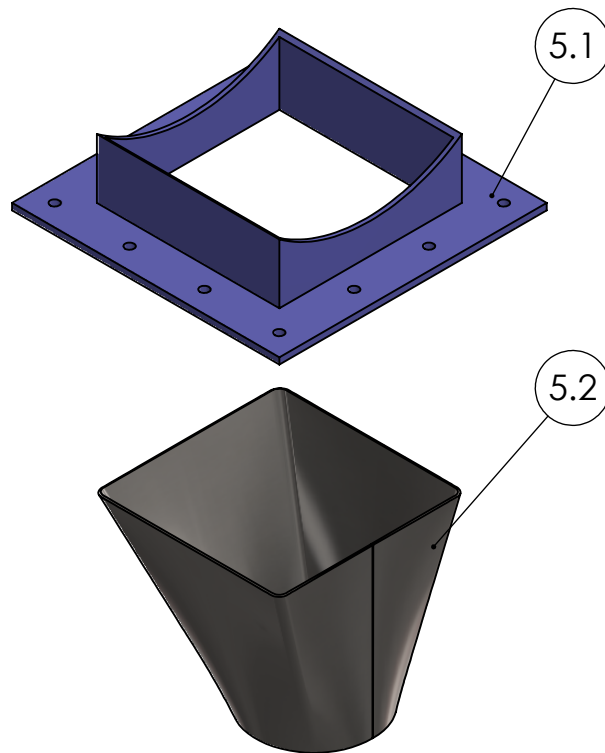


TITULO: SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN
4.5 ANILLO SECCIÓN LLENADO

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 26/39



5.2	BRIDA SALIDA SECADOR	1
5.1	TRANSICIÓN SALIDA SECADOR	1
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



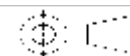
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:8

UNIDADES: mm

A4

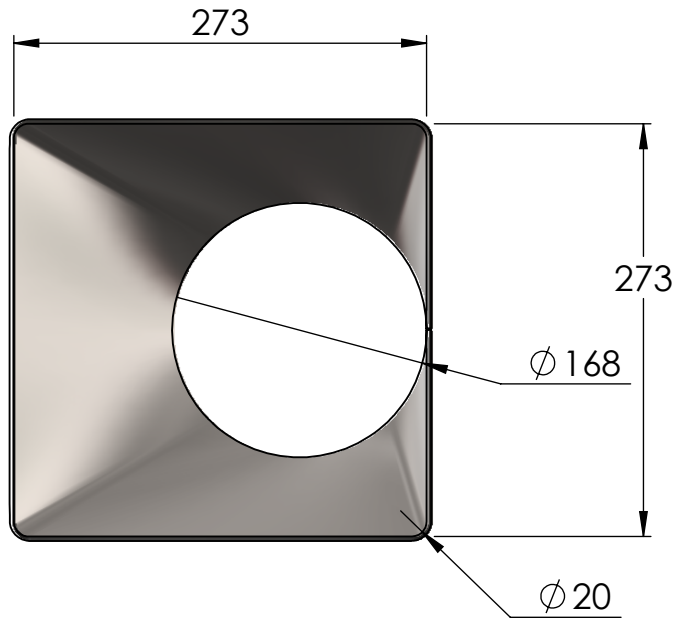
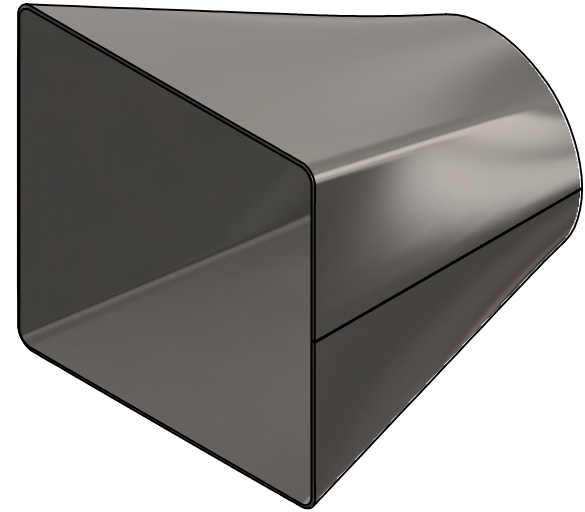
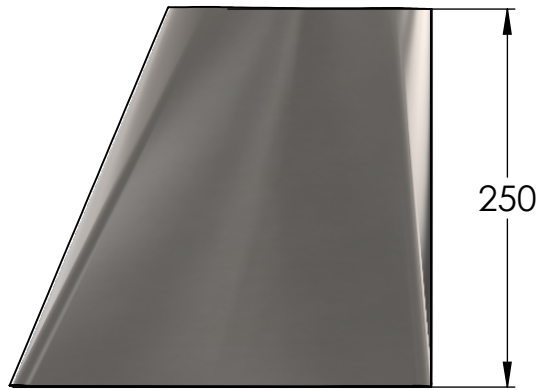


TITULO: SUBSISTEMA DE DESCARGA
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

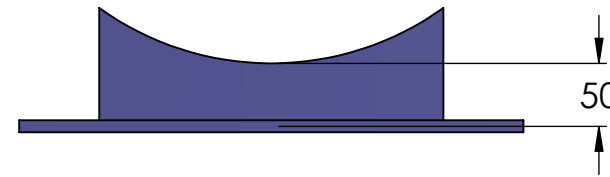
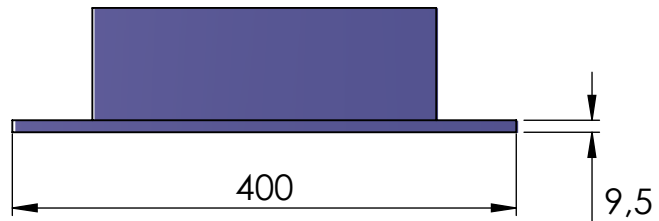
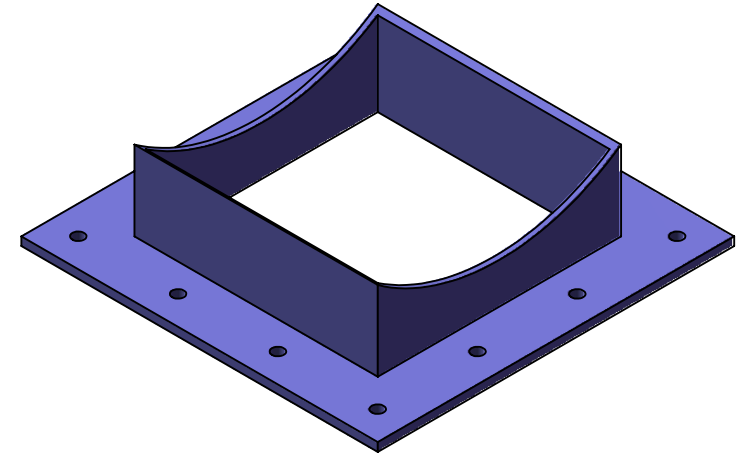
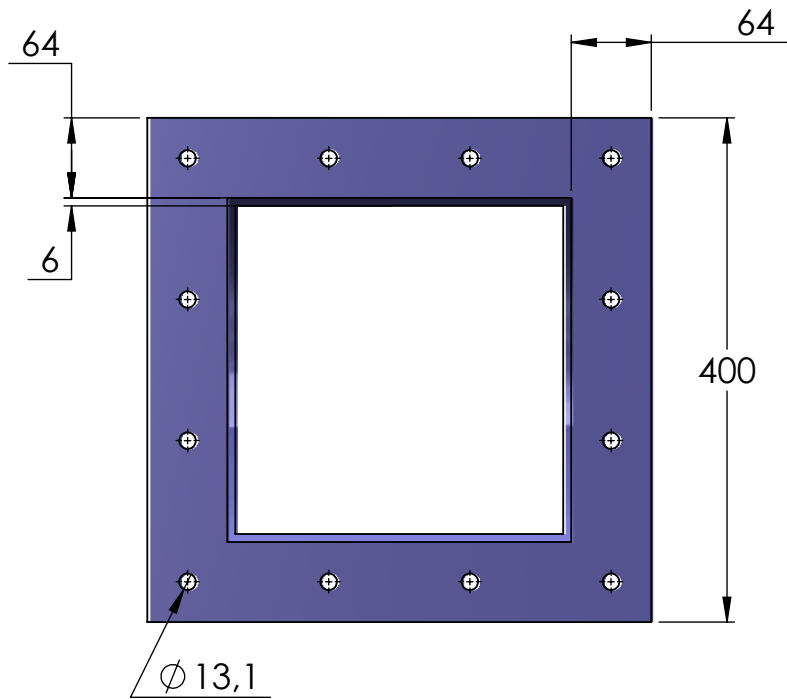
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 27/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE DESCARGA 5.1 TRANSICIÓN SALIDA SECADOR	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 28/39



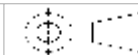
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:6

UNIDADES: mm

A4

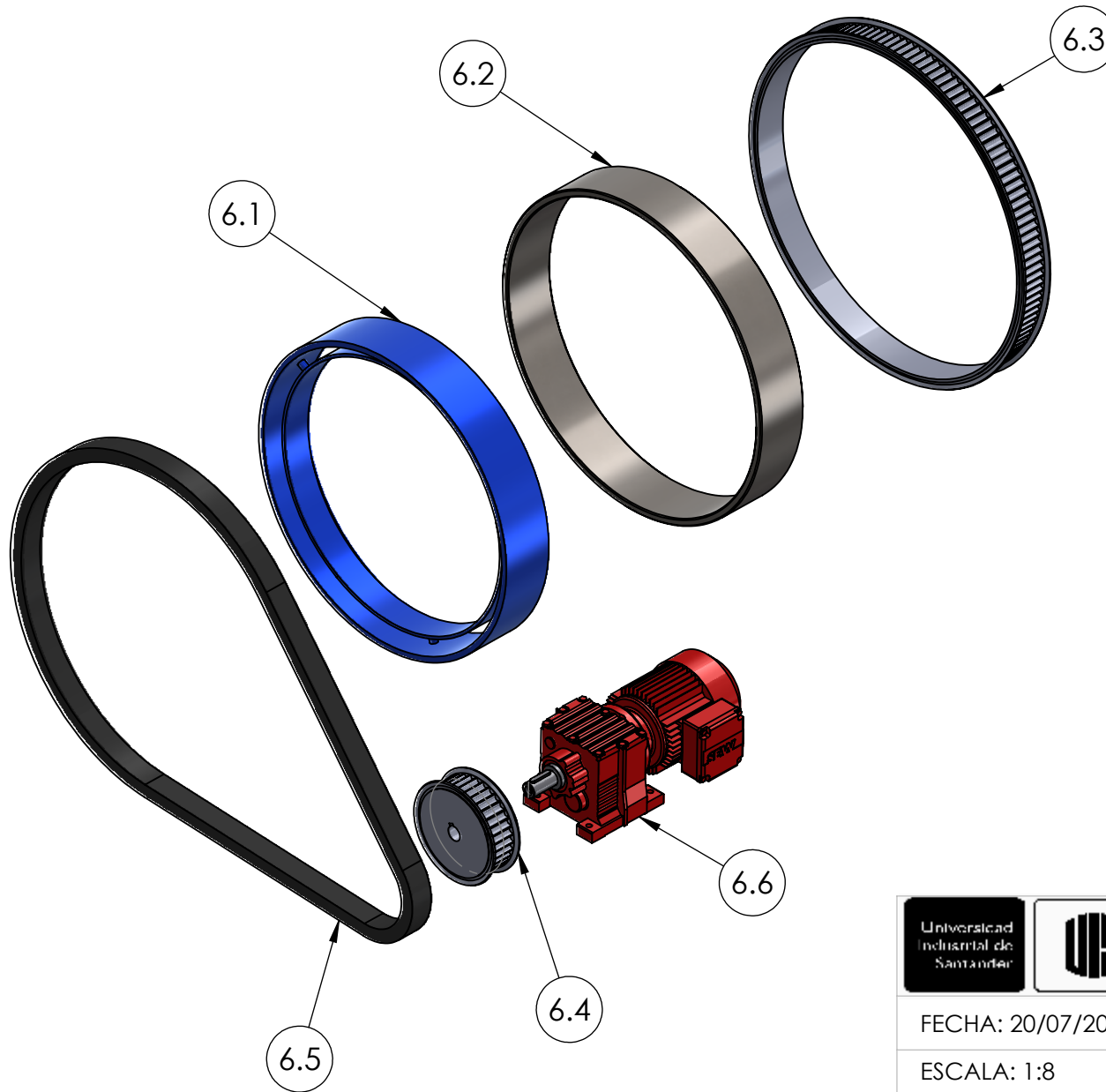


TITULO: SUBSISTEMA DE DESCARGA
5.2 BRIDA SALIDA SECADOR

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 29/39



6.6	MOTORREDUCTOR	1
6.5	CORREA	1
6.4	POLEA CONDUCTORA	1
6.3	POLEA CONDUCIDA	1
6.2	ANILLO DE FIJACIÓN POLEA CONDUCIDA	1
6.1	ANILLO DE TRANSMISIÓN	1
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



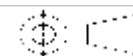
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:8

UNIDADES: mm

A4

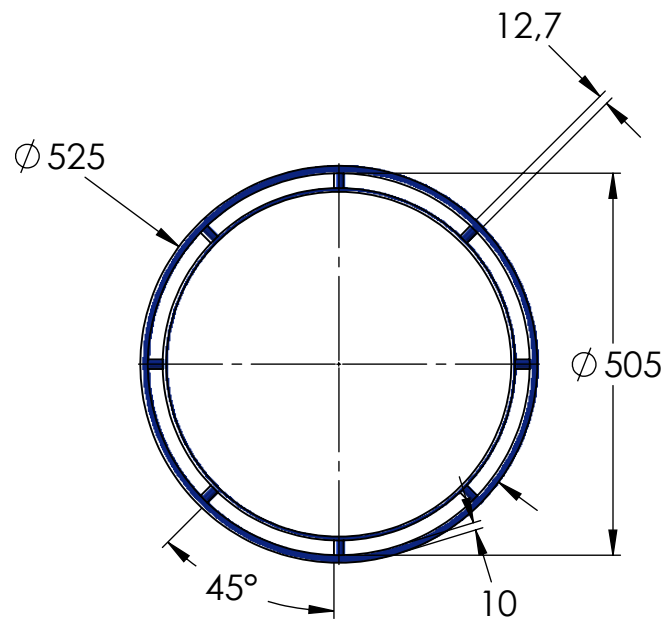


TITULO: SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

AUTORES:
VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 30/39



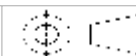
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

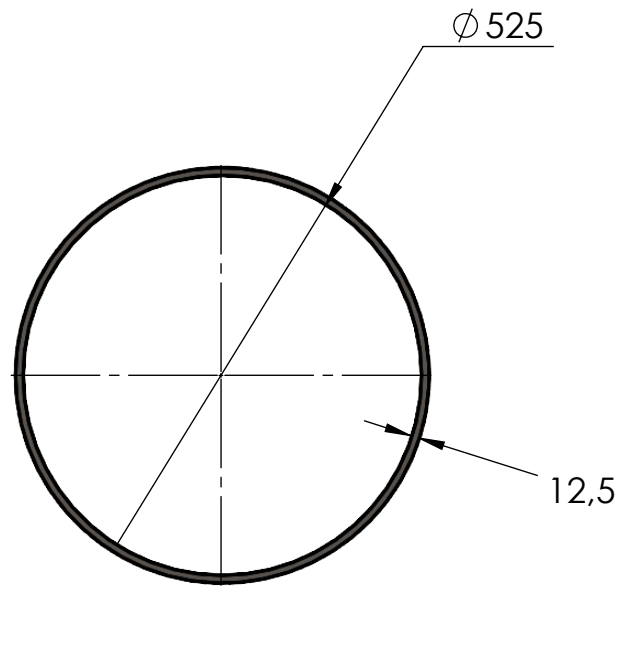


TITULO: SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
6.1 ANILLO DE TRANSMISIÓN

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 31/39



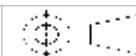
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

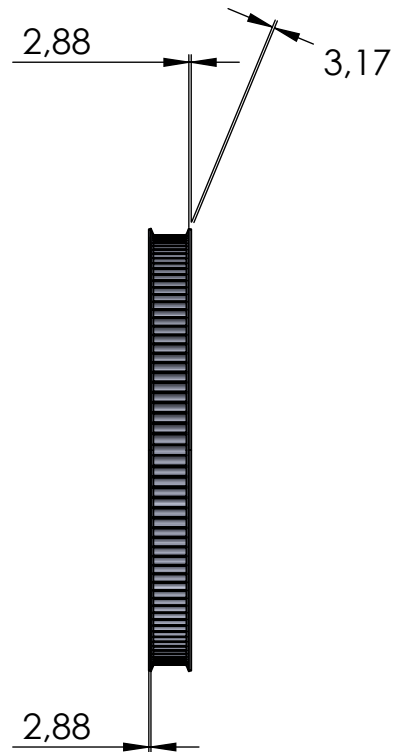
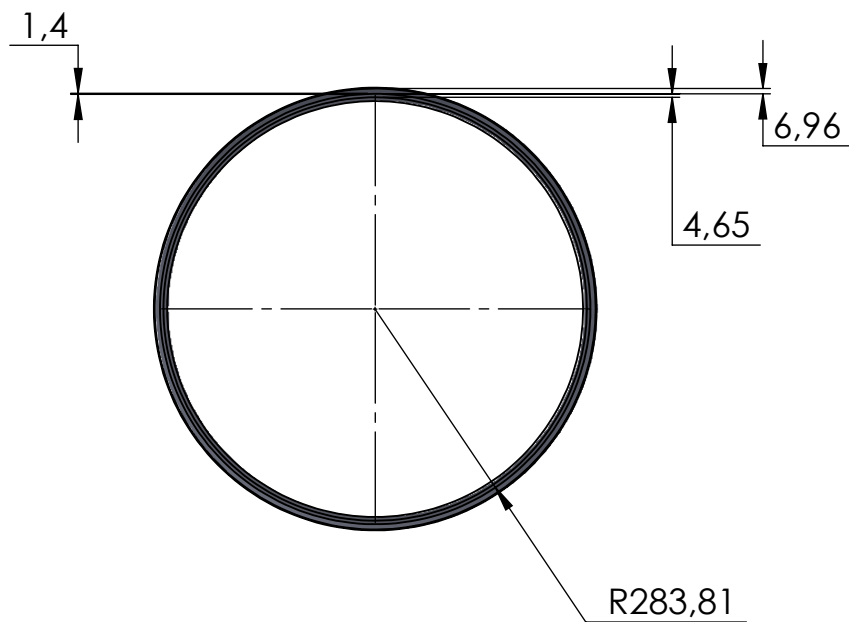


TITULO: SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
6.2 ANILLO DE FIJACIÓN POLEA CONDUCCIDA

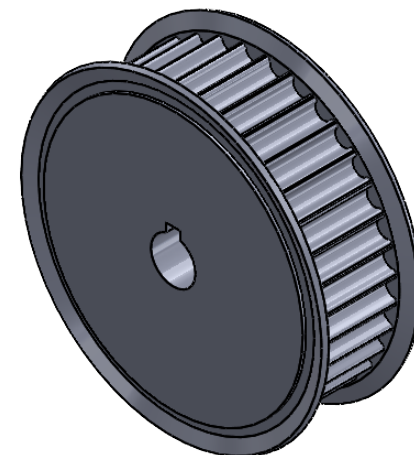
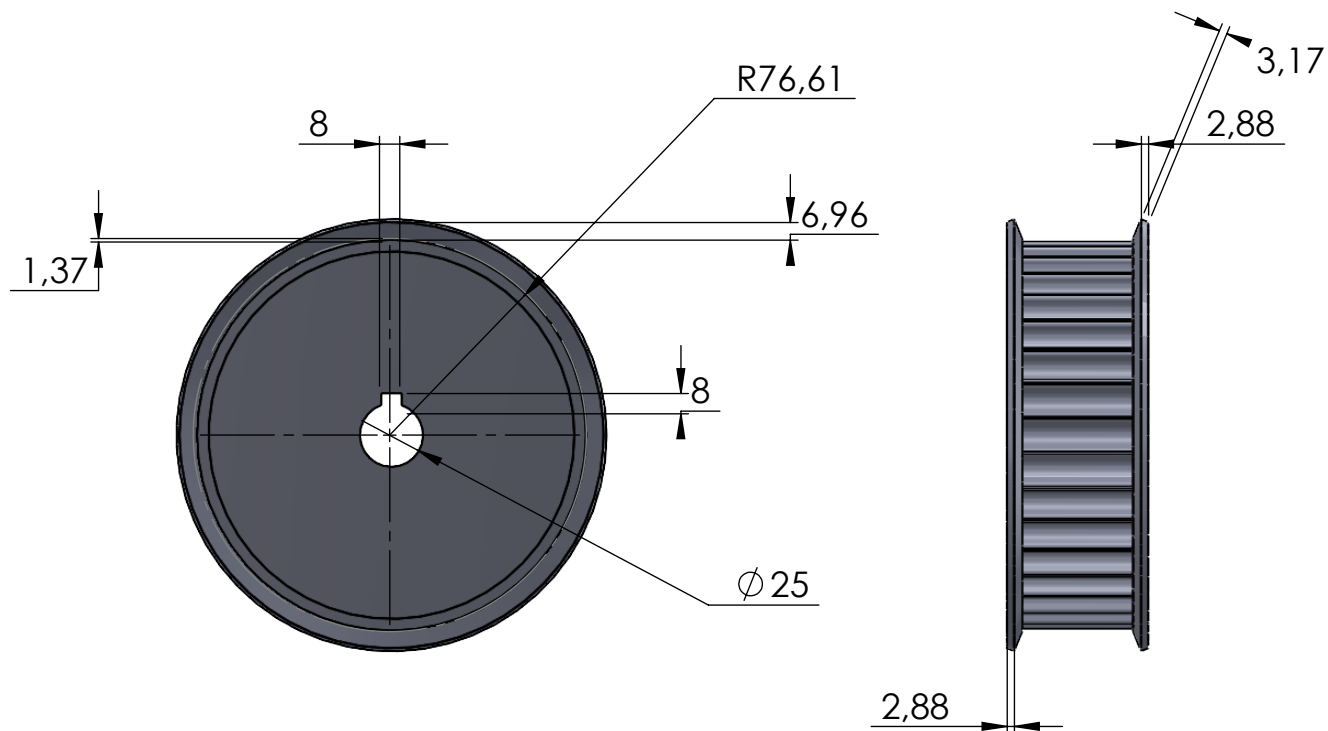
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

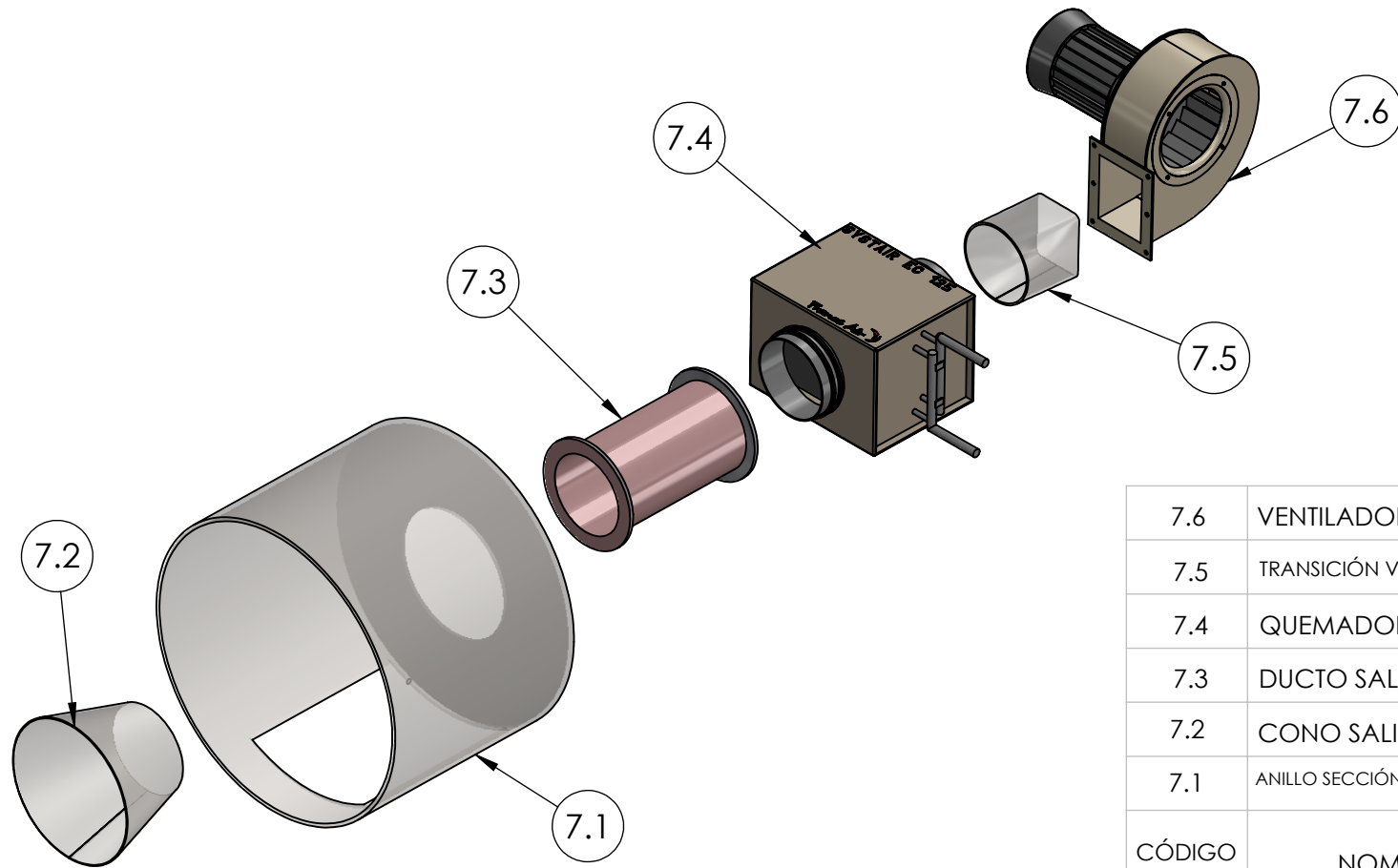
HOJA 32/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA 6.3 POLEA CONDUCTIDA	
ESCALA: 1:10		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 33/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA 6.4 POLEA CONDUCTORA	
ESCALA: 1:3		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 34/39



7.6	VENTILADOR	1
7.5	TRANSICIÓN VENTILADOR A QUEMADOR	1
7.4	QUEMADOR	1
7.3	DUCTO SALIDA QUEMADOR	1
7.2	CONO SALIDA QUEMADOR	1
7.1	ANILLO SECCIÓN GENERACIÓN AIRE CALIENTE	1
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.



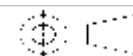
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

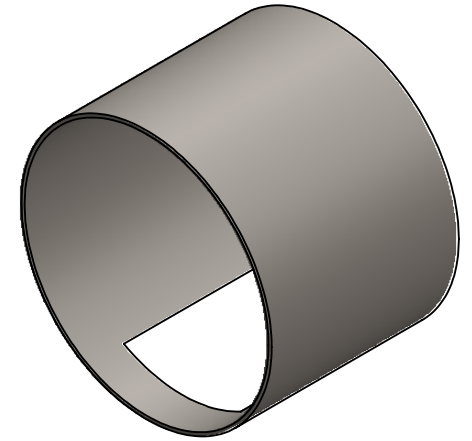
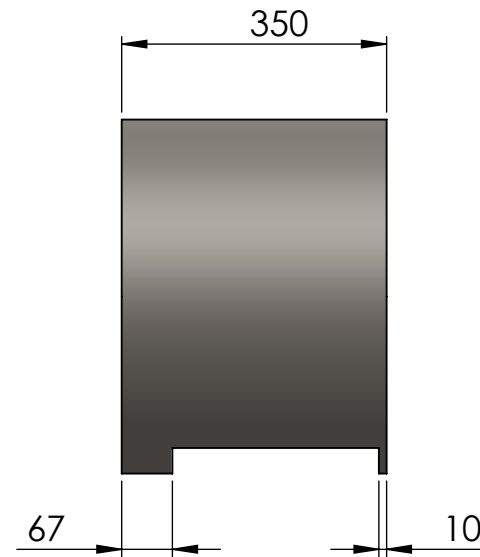
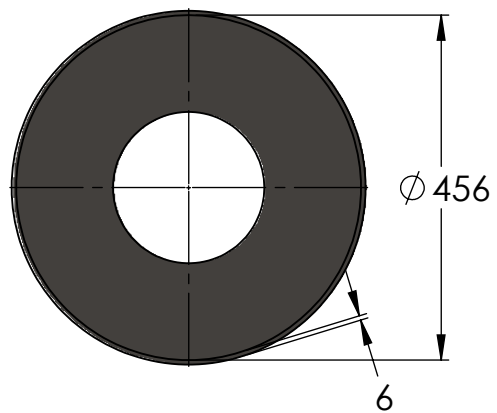
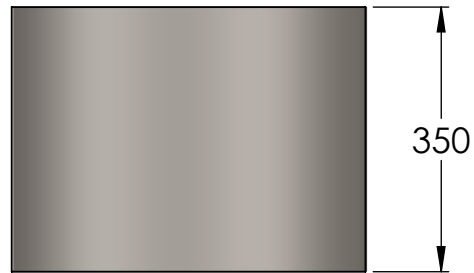


TITULO: GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE
VISTA EXPLOSIONADA POR PIEZAS

AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

HOJA 35/39



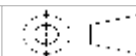
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/07/2022

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

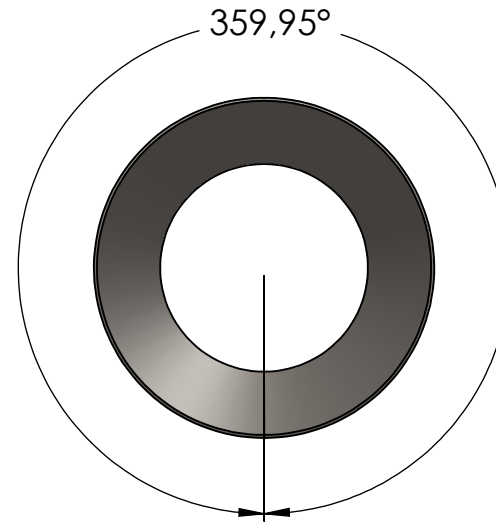
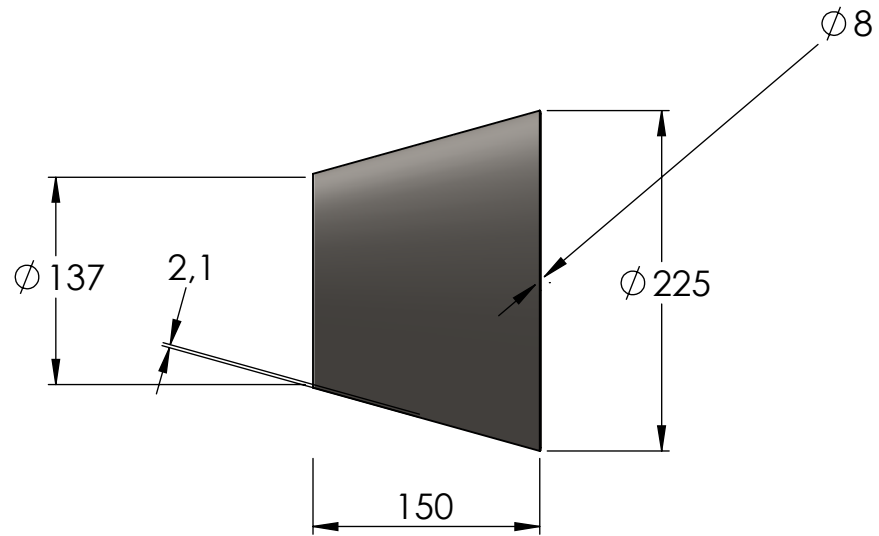
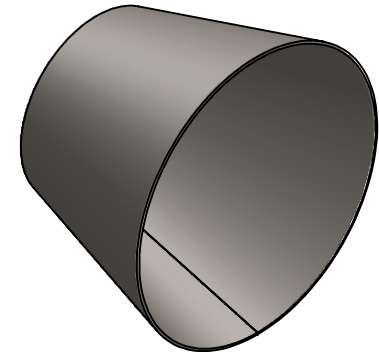


TITULO: GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE
7.1 ANILLO SECCIÓN GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE

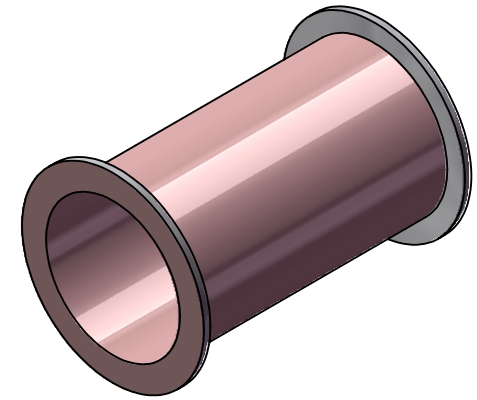
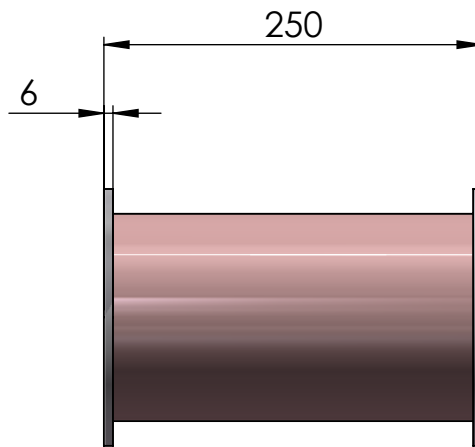
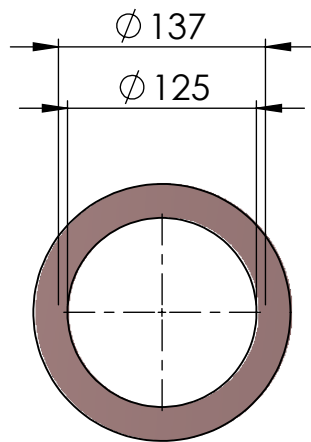
AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA
URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN

DIRECTOR DE PROYECTO:
YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ

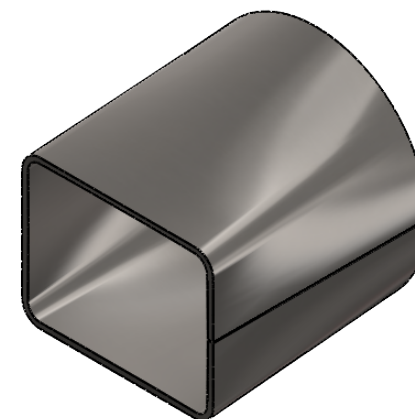
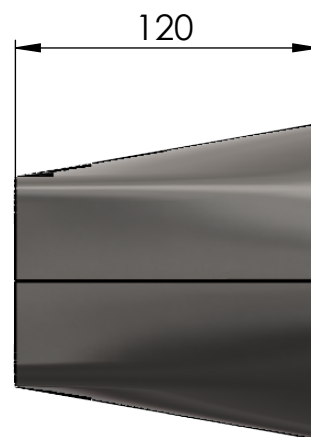
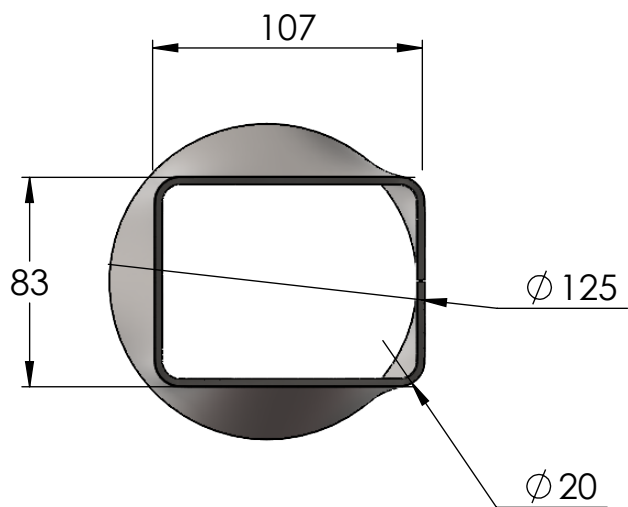
HOJA 36/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE 7.2 CONO SALIDA QUEMADOR	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 37/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE 7.3 DUCTO SALIDA QUEMADOR	
ESCALA: 1:5		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 38/39



 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 20/07/2022		TITULO: GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE 7.5 TRANSICIÓN VENTILADOR A QUEMADOR	
ESCALA: 1:3		AUTORES: VALERIA JARABA BONILLA URIEL ALEXANDER OLARTE QUITIAN	
UNIDADES: mm		DIRECTOR DE PROYECTO: YESID JAVIER RUEDA ORDÓÑEZ	
A4			HOJA 39/39