

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO DE UN SECADOR DE CAFÉ DE 500 KG DE CAPACIDAD,
MEDIANTE EL USO DE ENERGIA SOLAR Y BIOMASA**

PRESENTADO POR:

Br. NEPTALI LUQUE CHAIÑA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Dr. EDGAR ALFREDO CATAORA ACEVEDO

CUSCO - PERÚ

2026



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el **Asesor** Dr. Edgar Alfredo Catacora Aquevedo
 quien aplica el software de detección de similitud al
 trabajo de investigación/tesis titulada: Diseño de un secador de café
de 500 kg de capacidad, mediante el uso de
Energía solar y biomasa

Presentado por: Luque Chaiña Neptali DNI N° 41597215 ;
 presentado por: DNI N°:
 Para optar el título Profesional/Grado Académico de Ingeniero Mecánico

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el
 Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de**
Similitud en la UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 5 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto** las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 22 de Enero de 2026.....



 Firma

Post firma Edgar Alfredo Catacora Aquevedo

Nro. de DNI 23983057

ORCID del Asesor 0000-0001-6182-9814

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 27259:548262472

NEPTALI LUQUE

tesis final con planos 22 01 2026.pdf

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid::27259:548262472

205 páginas

Fecha de entrega

22 ene 2026, 8:36 a.m. GMT-5

43.592 palabras

Fecha de descarga

22 ene 2026, 9:01 a.m. GMT-5

222.626 caracteres

Nombre del archivo

tesis final con planos 22 01 2026.pdf

Tamaño del archivo

20.6 MB

5% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- ▶ Bibliografía
- ▶ Texto citado
- ▶ Texto mencionado
- ▶ Coincidencias menores (menos de 14 palabras)

Exclusiones

- ▶ N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 5%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 4%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alertas de integridad para revisión

No se han detectado manipulaciones de texto sospechosas.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

DEDICATORIA

A Beatriz, mi madre, quien me dio la vida y gracias a su amor incondicional, su fortaleza que han sido mi refugio y guía en los momentos más difíciles, gracias por enseñarme el valor del esfuerzo y la humildad.

A Lucio, mi padre, por su ejemplo de responsabilidad, perseverancia y trabajo honesto. Su visión firme y humildad me motivaron a continuar, incluso cuando parecía difícil, gracias por mostrarme que los verdaderos logros se alcanzan con perseverancia.

A mis hermanos, con quienes crecí y compartí mi infancia, cicatrices y carencia, aunque el tiempo y los caminos no siempre nos llevaron en la misma dirección.

A mi esposa Raquel, compañera de vida y motor de mis días, gracias por caminar a mi lado con amor, fe y entrega. Tu esfuerzo, tu paciencia y tu aliento constante me permitieron avanzar aun en los momentos más difíciles, este logro también lleva tu nombre.

A mis hijos, Luis Emir y Milan Adriano, por ser mis más grandes motivaciones, deseo que vean en este esfuerzo, el ejemplo de que nunca es tarde para conseguir lo que uno quiere. Todo lo que hago, Lo hago pensando en su futuro de ellos.

AGRADECIMIENTO

Al Dr. Ing. Alfredo Catacora Acevedo, asesor de la presente tesis, por su orientación académica, sus valiosas sugerencias y el constante asesoramiento que hicieron posible el desarrollo y culminación de este trabajo de investigación.

Al Ing. Erlyn Figueroa Noguera, por sus enseñanzas, su apoyo moral, por ser ejemplo de honestidad puntualidad y responsabilidad profesional en cada jornada laboral que compartimos.

Al Ing. Yuri Huamani Gallegos, entrañable compañero en las aulas universitarias, por su apoyo incondicional y facilidades concedidas en el ámbito laboral.

RESUMEN

El propósito central de la investigación es diseñar un equipo para secar granos de café que logre alcanzar una humedad final del 12 % y opere a una temperatura de secado de 65°C.

Primeramente, se plantea la problemática sobre el secado del café, proponiéndose alternativas de solución mediante la aplicación del diseño mecánico y energético.

También se plantea, la manera de generar calor, utilizando energía solar y biomasa para el calentamiento del aire de secado.

Se proponen cinco alternativas de solución empleando la matriz morfológica del método VDI, eligiéndose la más óptima en base a una evaluación técnica y económica.

Después se diseñará un sistema mecánico de agitación de los granos, empleando un mecanismo de uniformizado que revuelva los granos durante el proceso de secado para obtener granos secos homogéneos y de buena calidad.

Finalmente se desarrolla la evaluación económica para analizar la rentabilidad del diseño estimándose que sea rentable dentro de los primeros años.

En conclusión, empleando un secador mecanizado se espera reducir significativamente el tiempo de secado en menos de 24 horas, reducir la humedad de los granos y obtener una mayor uniformidad en el secado, mejorando la calidad del producto final, propiciando fuentes de energía renovables.

Palabras clave: Secador de Café, Radiación Solar, Biomasa, Cámara de Secado.

ABSTRACT

The central purpose of this research is to design a coffee bean drying system that achieves a final moisture content of 12% and operates at a drying temperature of 65°C.

First, the problem of coffee drying is presented, proposing solutions through the application of mechanical and energy design principles.

The method for generating heat is also explored, using solar energy and biomass to heat the drying air.

Five alternative solutions are proposed using the morphological matrix of the VDI method, and the most optimal one is selected based on a technical and economic evaluation.

Next, a mechanical bean agitation system will be designed, employing a uniformizing mechanism that stirs the beans during the drying process to obtain homogeneous, high-quality dried beans.

Finally, an economic evaluation is conducted to analyze the profitability of the design, estimating that it will be profitable within the first few years. In conclusion, using a mechanized dryer is expected to significantly reduce drying time to less than 24 hours, reduce the moisture content of the beans, and achieve greater drying uniformity, thus improving the quality of the final product and promoting the use of renewable energy sources.

Keywords: Coffee Dryer, Solar Radiation, Biomass, Drying Chamber

CONTENIDO

1	DEDICATORIA	I
2	AGRADECIMIENTO	II
3	CONTENIDO	IV
4	INDICE DE FIGURAS	VIII
5	INDICE DE TABLA	X
6	NOMENCLATURA	XI
1	CAPITULO I: GENERALIDADES	1
1.1	Introducción	1
1.2	Ubicación del proyecto:	1
1.3	Planteamiento Del Problema	2
1.4	Formulación del problema	3
1.4.1	Problema general	3
1.4.2	Problemas específicos	3
1.5	Objetivos	4
1.5.1	Objetivo general.....	4
1.5.2	Objetivos específicos.....	4
1.6	Antecedentes	4
1.7	Justificación Del Estudio	6
1.8	Hipótesis	7
1.8.1	Hipótesis general.....	7
1.9	Variables	7
1.9.1	Variables independientes.....	7
1.9.2	Variables dependientes.....	7
1.9.3	Diseño de la investigación	7
1.10	Alcances Y Limitaciones	8
1.10.1	Alcance:	8
1.10.2	Limitación:	8
2	CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	9
2.1	El Café	9
2.2	Aspectos botánicos del café	9
2.3	Métodos de Secado Del Café	10
2.3.1	Secado natural.....	10
2.3.2	Secado Mecánico	10
2.4	Definiciones de humedad	12
2.4.1	Contenido de humedad del café	12
2.4.2	Contenido de humedad del aire.....	13
2.4.3	Contenido de humedad en equilibrio	13
2.4.4	Humedad libre.....	14
2.4.5	Calor latente de vaporización del agua contenida en los granos de café.	14
2.5	Termodinámica del vapor de agua y el aire húmedo	14
2.5.1	Calores latentes y cambios de fase	15
2.5.2	Calor específico	15
2.6	Periodos de secado	16
2.6.1	Periodo de velocidad constante.....	18
2.6.2	Periodo de velocidad decreciente.....	21
2.7	Psicrometría aplicada al secado	23
2.7.1	La humedad absoluta	23
2.7.2	La humedad relativa.....	23
2.7.3	Saturación adiabática.....	23
2.7.4	Temperatura húmeda	24
2.7.5	Entalpia (H).....	24
2.7.6	Influencia de la altura en las ecuaciones y tablas psicrometrías	24
2.8	Leyes fundamentales de la transferencia de calor	24
2.8.1	Conducción.....	25
2.8.2	Convección	26
2.8.3	Radiación	27

2.9	Energías renovables	27
2.9.1	Energía Solar.....	27
2.9.2	Biomasa como combustible	27
3	CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL	29
3.1	Estado de la Tecnología	29
3.2	Lista de exigencias.....	29
3.3	Estructura de funciones	31
3.4	Secuencia y principios tecnológicos	32
3.5	Fijación de procesos técnicos	32
3.6	Aplicación de sistemas técnicos y limitaciones	33
3.7	Representación de la estructura de funciones.	34
3.8	Agrupación de la estructura de funciones	34
3.9	Matriz morfológica.....	36
3.10	Selección de la alternativa óptima.....	40
4	CAPITULO IV: DISEÑO TÉRMICO E HIDRAULICO	42
4.1	INTRODUCCION.....	42
4.2	PARÁMETROS DE DISEÑO.	42
4.2.1.	Parámetros atmosféricos y geográficos del lugar	42
4.2.2.	Parámetros del producto.	42
4.2.3.	Parámetros de Secado	43
4.3	PROCESO DE SECADO.	43
4.3.1	Temperatura del aire de secado.	43
4.3.2	Temperatura del producto durante el secado.	43
4.3.3	Calor latente de vaporización del agua contenida en los granos.....	44
4.3.4	Tiempo de secado	44
4.4	ANÁLISIS ENERGÉTICO EN EL SECADOR.	45
4.5	ANALISIS TERMODINÁMICO DEL SECADOR.	47
4.5.1	Balace de energía y masa	48
4.5.2	Cantidad de agua eliminada.....	49
4.5.3	Energía De Calentamiento del Aire.	49
4.5.4	Calor consumido durante el proceso de secado.	50
4.5.5	Determinación del flujo de aire necesario para el proceso.	51
4.6	CALCULO HIDRAULICO	53
4.6.1	VELOCIDADES DE AIRE EN EL SISTEMA	53
4.6.2	PERDIDAS DE PRESION EN EL SISTEMA	55
4.6.3	SELECCIÓN DEL VENTILADOR	59
5	CAPITULO V: DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR Y BIOMASA.....	61
5.1	INTRODUCCION.....	61
5.2	CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CALENTADOR SOLAR	61
5.2.1	Cálculo de la radiación solar incidente en la superficie horizontal	61
5.2.2	Cálculo de la radiación solar incidente sobre una superficie inclinada.....	63
5.2.3	Determinación del día crítico.	65
5.2.4	Angulo de inclinación optimo y orientación del calentador solar.....	67
5.2.5	Determinación de la irradiación horaria horizontal y la inclinada a 17°.	67
5.2.6	Cálculo de la radiación efectiva sobre la superficie de los tubos de aluminio.	70
5.2.7	Cálculo de la temperatura en la superficie del calentador solar.....	71
5.2.8	Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de los tubos de aluminio.	73
5.2.9	Coeficiente convectivo del aire en el interior de los tubos en el horario de 08:00 a 09:00 horas.	74
5.2.10	Cálculo de la longitud de la tubería.....	78
5.2.11	Cálculo de la pérdida de calor por convección natural	80
5.2.12	Cálculo de la cantidad de tubos requeridos	84
5.2.13	Resumen del diseño del calentador solar	84
5.3	DISEÑO DEL CALENTADOR DE AIRE CON COMBUSTION DE BIOMASA.....	85
5.3.1	Diseño del banco de tubos.....	89
5.3.2	Cálculo de la pérdida de calor por las superficies expuestas del calentador con biomasa.....	95
6	CAPITULO VI: DISEÑO MECANICO	100
6.1	INTRODUCCION.....	100

6.2	CAMARA DE SECADO	100
6.2.1	Dimensiones del bastidor.....	101
6.2.2	Plancha perforada	101
6.3	DISEÑO DEL MECANISMO DE UNIFORMIZADO Y DESCARGA.....	103
6.3.1	Diseño del Sistema de Transmisión.....	107
6.3.2	Cálculo de la transmisión por fajas en V.	108
6.3.3	CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN – RUEDA DENTADA TIPO CILÍNDRICO	114
6.3.4	Diseño de Ejes.	121
6.4	SELECCIÓN DE CHUMACERAS	128
7	CAPITULO VII: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	134
7.1	Introducción	134
7.2	Especificaciones técnicas de materiales.....	134
7.2.1	Cámara de secado	134
7.2.2	Mecanismo de uniformizado	136
7.2.3	Sistema de transmision	136
7.2.4	Puente soporte.....	139
7.2.5	Sistema de calentamiento con biomasa	140
7.2.6	Sistema de calentamiento solar	141
7.2.7	Ductos de unión	143
7.3	Especificaciones técnicas de EQUIPOS	144
7.3.1	Especificaciones técnicas de motor eléctrico.....	144
7.4	Especificaciones técnicas de fabricación y montaje	144
7.4.1	Especificaciones técnicas de unión por soldadura y otras	144
7.4.2	Especificaciones técnicas Montaje e instalaciones	145
8	CAPITULO VIII: EVALUACION ECONOMICA	146
8.1.	Costos y Presupuesto.....	146
8.1.1.	Consideraciones generales.....	146
8.1.2.	Presupuesto total para la construcción del modulo	146
8.1.3.	Análisis de costos unitarios	147
8.1.4.	Relación de insumos.....	152
8.2.	CALIDAD DEL CAFÉ Y COSTO DEL SERVICIO DE SECADO	154
8.3.	ANALISIS ECONOMICO	155
8.4.	Valor Actual Neto (VAN).....	157
8.5.	Tasa Interna de Retorno (TIR)	158
8.6.	Criterio de Decisión.....	159
9	CONCLUSIONES.....	161
10	RECOMENDACIONES	162
11	BIBLIOGRAFIA.....	164
12	ANEXO A	166
13	ANEXO B	167
14	ANEXO C	168
15	ANEXO D	169
16	ANEXO E.....	179

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	<i>Ubicación del proyecto</i>	2
Figura 2	<i>Estructura del grano de café</i>	9
Figura 3	<i>Secador de capa estática con cámara de presecado</i>	11
Figura 4	<i>Secador rotatorio tipo guardiola</i>	12
Figura 5	<i>Variación en el tiempo de la humedad del producto (curva de secado)</i>	17
Figura 6	<i>Variación en el tiempo de la velocidad de secado (dx/dt)</i>	17
Figura 7	<i>Conducción a través en un sólido</i>	25
Figura 8	<i>Convección de una superficie a un fluido en movimiento</i>	26
Figura 9	<i>Estructura de funciones</i>	31
Figura 10	<i>Resumen de la estructura de funciones</i>	34
Figura 11	<i>Representación gráfica de la estructura de funciones</i>	35
Figura 12	<i>Matriz morfológica de funciones</i>	36
Figura 13	<i>Concepto de solución N° 01</i>	37
Figura 14	<i>Concepto de solución N° 02</i>	37
Figura 15	<i>Concepto de solución N° 03</i>	38
Figura 16	<i>Concepto de solución N° 04</i>	38
Figura 17	<i>Concepto de solución N° 05</i>	39
Figura 18	<i>Comparación técnica económica de las soluciones</i>	41
Figura 19	<i>Representación física del análisis de sistemas en general</i>	46
Figura 20	<i>transferencia de masa y energía en sistemas abiertos de volumen de control</i>	46
Figura 21	<i>Volumen de control aplicado al secador</i>	48
Figura 22	<i>Dimensionamiento de la cámara de secado</i>	53
Figura 23	<i>Vista de planta de plancha perforada</i>	54
Figura 24	<i>Detalle de los orificios en la plancha perforada</i>	54
Figura 25	<i>Calentador de biomasa</i>	57
Figura 26	<i>Factor de fricción f y factor de corrección para bancos de tubos</i>	58
Figura 27	<i>Angulo de inclinación del calentador de aire solar</i>	67
Figura 28	<i>Irradiancia horaria horizontal</i>	68
Figura 29	<i>Irradiancia en plano inclinado</i>	68
Figura 30	<i>irradiación horaria con Angulo de inclinación</i>	69
Figura 31	<i>División de la radiación sobre la superficie del vidrio</i>	70
Figura 32	<i>Vista del calentador de aire solar</i>	71
Figura 33	<i>Perfil de tubería rectangular de aluminio</i>	72
Figura 34	<i>Vista de la disposición de los tubos de aluminio en el calentador de aire solar</i>	72
Figura 35	<i>Selección de la geométrica para el análisis por diferencias finitas</i>	73
Figura 36	<i>Nodos internos para el análisis por diferencias finitas</i>	74
Figura 37	<i>Corte transversal de tubería de Aluminio de longitud L_{tubo}</i>	74
Figura 38	<i>Dimensiones del enmallado del perfil de la tubería de aluminio</i>	76

Figura 39	<i>Perdida de calor por convección a través de la cubierta de cristal.</i>	83
Figura 40	<i>Parámetros de diseño en la cámara de calentamiento.</i>	86
Figura 41	<i>Elementos del calentador de biomasa.</i>	87
Figura 42	<i>Elementos del vado de tubos de arreglo lineal.</i>	89
Figura 43	<i>Vista del banco de tubos</i>	90
Figura 44	<i>Detalle del calentador con biomasa.</i>	90
Figura 45	<i>Numero de tubos del calentador con biomasa.</i>	91
Figura 46	<i>Dimensiones del calentador con biomasa.</i>	95
Figura 47	<i>Superficies expuestas cámara de calentamiento.</i>	96
Figura 48	<i>Superficie expuesta cámara de calentamiento, unidades en milímetros</i>	96
Figura 49	<i>Caída de temperatura en las paredes.</i>	97
Figura 50	<i>Vista del secador de café propuesto.</i>	100
Figura 51	<i>Dimensiones principales de la cámara de secado</i>	101
Figura 52	<i>Relación de espesor de plancha con la altura del cilindro, para diseño de silos</i>	102
Figura 53	<i>Elemento diferencial para la fuerza de arrastre</i>	104
Figura 54	<i>Radio de arrastre por cada pie</i>	106
Figura 55	<i>Esquema del sistema de transmisión propuesto</i>	107
Figura 56	<i>Diagrama de fuerzas y tensiones en una banda en V</i>	111
Figura 57	<i>Esquema geométrico de una banda en V</i>	112
Figura 58	<i>D.C.L. de la polea conducida, donde se muestra las tensiones actuantes con sus respectivos ángulos de contacto</i>	113
Figura 59	<i>Fuerzas actuantes en la polea conducida</i>	113
Figura 60	<i>Esquema geométrico de una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada</i>	114
Figura 61	<i>Diagrama de velocidades en una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada</i>	117
Figura 62	<i>Diagrama de fuerzas actuantes en una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada</i>	118
Figura 63	<i>Reducción de fuerzas de las patas de arrastre sobre el eje</i>	121
Figura 64	<i>D.C.L. de fuerzas actuantes en el sistema de transmisión</i>	122
Figura 65	<i>Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de uniformizado</i>	122
Figura 66	<i>Diagrama de momentos flectores en el eje de uniformizado</i>	123
Figura 67	<i>Diagrama de fuerzas actuantes en el eje sin fin</i>	125
Figura 68	<i>Diagrama de fuerzas resultantes del eje sin fin</i>	126
Figura 69	<i>Diagrama de fuerzas cortantes del eje sin fin en los planos YZ y XZ</i>	126
Figura 70	<i>Diagrama de momentos flectores resultantes</i>	127
Figura 71	<i>Diagrama de momentos flectores en el eje sin fin planos YZ y XZ</i>	127
Figura 72	<i>grafica del flujo de caja anual proyectado</i>	160

INDICE DE TABLA

Tabla 1	<i>Propiedades de algunas biomásas</i>	28
Tabla 2	<i>Lista de exigencias del proyecto</i>	29
Tabla 3	<i>Valoración técnica</i>	40
Tabla 4	<i>Valoración económica</i>	40
Tabla 5	<i>Datos meteorológicos del lugar</i>	42
Tabla 6	<i>Tiempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1$ m</i>	44
Tabla 7	<i>Tiempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1.2$ m</i>	45
Tabla 8	<i>Tiempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1.5$ m</i>	45
Tabla 9	<i>Calor total requerido para el proceso de secado</i>	51
Tabla 10	<i>Propiedades del aire durante el secado</i>	51
Tabla 11	<i>Numero de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar</i>	56
Tabla 12	<i>Perdida de presión en el colector solar para diferentes horarios</i>	56
Tabla 13	<i>Datos geográficos de la estación de Quillabamba</i>	61
Tabla 14	<i>Valores de los parámetros según el tipo de clima</i>	62
Tabla 15	<i>Reflectancias típicas de varias superficies</i>	64
Tabla 16	<i>Cálculo de la radiación por día</i>	66
Tabla 17	<i>Cálculo de la radiación incidente durante los periodos de tiempo determinado</i>	69
Tabla 18	<i>Radiación efectiva en lo periodos de tiempo determinados</i>	71
Tabla 19	<i>Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura de 30.1°C</i>	75
Tabla 20	<i>Determinación del Número de Nuselft</i>	76
Tabla 21	<i>Temperatura de salida y temperatura calculada por le método de diferencias finitas</i>	77
Tabla 22	<i>Longitud de la tubería de aluminio en el calentador de aire solar</i>	79
Tabla 23	<i>Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura promedio de 30.63°C</i> ..	82
Tabla 24	<i>Selección de la distancia entre la superficie externa de la tubería y el cristal</i>	82
Tabla 25	<i>Selección de la distancia entre tubería de aluminio y cubierta de vidrio</i>	83
Tabla 26	<i>Temperatura de salida del aire para los diferentes periodos de tiempo</i>	85
Tabla 27	<i>Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura de 51.1°C</i>	88
Tabla 28	<i>Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado de un banco de tubos</i>	93
Tabla 29	<i>Factor de corrección F</i>	94
Tabla 30	<i>Cálculo del espesor del aislante de la cámara de calentamiento</i>	98
Tabla 31	<i>Valores de las constantes α y β para distintos ángulos de sectores circulares</i>	103
Tabla 32	<i>Valores de densidad aparente media para granos de café en diferentes estados</i>	105
Tabla 33	<i>Valores medios del coeficiente de fricción para granos de café</i>	105
Tabla 34	<i>Valores de la fuerza de arrastre y torque para diferentes radios de aplicación</i>	106
Tabla 35	<i>Parámetros K_b y K_C para bandas en V</i>	113
Tabla 36	<i>Duración de la vida de chumaceras según la aplicación</i>	129
Tabla 37	<i>Carga radial equivalente (Fuente: NTN corporation Cat. No. 2400IX/S)</i>	131
Tabla 38	<i>Especificaciones técnicas del tambor</i>	134
Tabla 39	136
Tabla 40	<i>Especificaciones técnicas de la transmisión</i>	136
Tabla 41	<i>Especificaciones técnicas del puente soporte</i>	139
Tabla 42	<i>Especificaciones del sistema de calentamiento con biomasa</i>	140
Tabla 43	<i>Especificaciones técnicas del colector solar</i>	141
Tabla 44	<i>Especificaciones Técnicas de ductos de unión</i>	143
Tabla 45	<i>Especificaciones de motor eléctrico</i>	144
Tabla 46	<i>Especificaciones técnicas de soldadura</i>	144
Tabla 47	<i>Especificaciones técnicas de montaje e instalaciones</i>	145
Tabla 48	<i>Presupuesto para la construcción del secador</i>	147
Tabla 49	<i>Análisis de costos unitarios de las partidas del presupuesto</i>	147
Tabla 50	<i>Lista de personal, materiales, equipos y subcontratos</i>	152
Tabla 51	<i>Precios promedios por quintal de café</i>	155
Tabla 52	<i>Cálculo de días anuales por temporada</i>	156
Tabla 53	<i>Cálculo del ingreso anual</i>	156
Tabla 54	<i>Flujo de caja acumulado proyectado</i>	159

NOMENCLATURA

$A_{ing-secadero}$	Área transversal al ingreso de la cámara de secado
D_h	Diámetro hidráulico
Mh	contenido de humedad (base húmeda)
$m_{p,seco}$	masa del producto seco
m_h	masa de la sustancia húmeda
X	Contenido de humedad del producto (base seca)
X_o	Contenido de humedad inicial del producto
X_f	Contenido de humedad final del producto
X_c	Contenido de humedad crítica.
X_e	Contenido de humedad de equilibrio
H_{fg}	Calor latente de vaporización del agua contenida en los granos de café.
T_p	Temperatura en la superficie del producto, en °C
T_a	Temperatura del aire
T_s	Temperatura de secado
Q	calor
$\dot{Q}_{sensible\ grano}$	Calor sensible para elevar la temperatura de los granos
$\dot{Q}_{sensible\ H_2O\ grano}$	Calor sensible para elevar la temperatura del agua de los granos
$\dot{Q}_{latente}$	Calor latente para la evaporación del agua contenida en los granos
\dot{m}	Flujo masico
\dot{m}_a	Flujo masico de aire
C_p	Calor especifico
$\frac{dX}{dt}$	Variación del contenido de humedad
A_s	Área de secado
h_c	Coefficiente de transmisión de calor [Kcal/m ² h]
B	Coefficiente de transferencia de masa [m/h]
h_v	Entalpia de vaporización [Kcal/Kg]
h_i	Entalpia del aire en un punto i
P_a	Tensión de vapor del agua en el aire
P_s	Tensión de vapor del agua en el sólido
σ	Coefficiente de evaporación del agua [Kg/m ² h]
G	Velocidad media del aire de secado en $\frac{Kg}{m^2s}$
v_a	Velocidad del aire de secado en m/s
ρ_a	Densidad del aire
Re_D	Numero de reynolds
t_c	Tiempo de secado en el periodo constante
t_d	Tiempo de secado en el periodo decreciente

ΔP_{CS}	Perdida de presión en el captador solar
ΔP_{cb}	Perdida de presión en el calentador con biomasa
ΔP_c	Perdida de presión por el paso del aire a través del café
L_{tubo}	Longitud de tubo de aluminio
τ_b	Transmitancia atmosférica para la radiación directa
τ_b	Transmitancia atmosférica para la radiación difusa
θ_z	Angulo cenital
γ_s	Angulo de acimut
δ	Declinación solar
ω	Angulo horario, varia de $-\omega_s$ al amanecer a ω_s al atardecer.
ω_s	Angulo de puesta al sol
ϕ	Latitud de la zona de estudio.
G_{on}	Radiación solar extraterrestre
G_{sc}	Constante solar
G_{cb}	Radiación solar directa
G_{cd}	Radiación solar difusa
G_c	Radiación solar total
q_R	Radiación efectiva sobre una superficie colectora
$q_{incidente}$	Radiación incidente sobre una superficie
τ_{vidrio}	Transmitancia del vidrio
h_{conv}	Coefficiente convectivo del aire
ΔT_{lm}	diferencia logarítmica de temperaturas
N_u	Numero de Nuselft
R_a	Numero de Raleghth.
u_{conv}	Viscosidad dinámica del aire a la temperatura promedio.
ν_{conv}	Viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio.
$L_{tubo-vidrio}$	separación de la cubierta de vidrio y superficie colectora

CAPITULO I: GENERALIDADES

1.1 Introducción

La provincia de la Convención ubicada en la región Cusco, es una zona agroindustrial productora de cafés especiales de alta calidad destinados a la exportación.

La producción de cafés especiales se ha incrementado en los últimos años, debido a su demanda en los mercados internacionales y esto nos lleva a mejorar el proceso de producción del café, principalmente en la etapa fermentación y secado, que nos permite obtener cafés especiales de alta calidad de acuerdo a los estándares internacionales.

La tesis propuesta surge de la necesidad de obtener un café seco de alta calidad en el menor tiempo posible, sin afectar sus propiedades físicas del grano ni propiciar el crecimiento de moho (hongos) por la presencia de humedad en el grano. Para abordar este desafío, se ha diseñado un equipo especial de secado, con una capacidad para secar 500 kg de café húmedo lavado, que reduzca la humedad del 55% hasta una humedad final aproximado de 12%, sin afectar la calidad del producto, permitiendo de esta manera su óptima conservación en las etapas de almacenamiento y transporte.

Este sistema utiliza energía solar y biomasa para calentar el aire de secado, aprovechando las condiciones favorables del lugar (buena radiación solar y abundante biomasa), se descarta el uso de gas y combustibles fósiles por su alto costo y contaminación del producto, siendo el uso de energías renovables una solución más económica, accesible y sostenible en la región.

Para el proyecto se han considerado los parámetros ambientales del lugar, de esta manera se espera obtener resultados favorables y confiables.

1.2 Ubicación del proyecto:

- Localidad Distrito: Santa Ana
- Provincia : La Convención
- Departamento : Cusco
- Región : Cusco

Figura 1

Ubicación del proyecto



Nota: tomado de <https://earth.google.com/>

1.3 Planteamiento Del Problema

En la provincia de la convención se desconocen totalmente los secadores mecanizados que operan en base a combustibles fósiles (Romero Loaiza, 1998, p. 10), sin embargo existen secadores que utilizan combustibles fósiles como gas Diesel y otros derivados del petróleo para la generación de aire caliente, los gases de combustión ingresan directamente a la cámara de secado contaminando el grano de café, a ello se suma el costo excesivo de los combustibles fósiles en la región, lo cual incrementa significativamente los costos operativos y reduce la rentabilidad de los productores. Debido a esta limitaciones técnicas y económicas en la provincia de la convención aun predomina el uso de métodos tradicionales de secado, como el secado al sol en tendales, si bien estos métodos requieren baja inversión presentan múltiples desventajas entre ellas largos tiempos de secado y secado no uniforme, estas deficiencias repercuten directamente en la calidad de los granos de café, teniendo como consecuencia problemas económicos en la producción que afectan la sostenibilidad de la economía familiar de los cafetaleros. (Barriga Flores, 2009)

De continuar con el secado tradicional los productores de la provincia de la convención enfrentarían serias dificultades para competir en los mercados nacionales e internacionales especialmente con los cafés especiales en taza, donde se exigen calidad y buen secado del café, en ese contexto el café Convenciano corre el riesgo de perder competitividad e incluso de ser desplazado de los mercados.

Ante esta problemática se plantea el diseño de un secador mecanizado que integre el uso de energías renovables como la radiación solar y la biomasa como alternativa tecnológica adaptada a la realidad productiva de la provincia de la convención. Con el secador propuesto, se reduciría el tiempo de secado y además se mejoraría la uniformidad del secado, asegurando que todos los granos estén secos por igual, también se evitara la contaminación por los gases de combustión, contribuyendo a obtener un café de mayor calidad, disminuir los costos operativos y promover un secado más eficiente y sostenible de los granos de esta manera se estaría adaptando un secador acorde a la realidad productiva de la convención además que integren el uso de energías renovables como la radiación solar y biomasa.

1.4 Formulación del problema

Por las consideraciones anteriores, la presente investigación sobre el tema a desarrollar, pretende responder a las siguientes interrogantes.

1.4.1 Problema general

¿Cómo se puede mejorar el proceso de secado de café para una capacidad de 500 kg mediante el uso de energía solar y biomasa?

1.4.2 Problemas específicos

- ¿En qué medida se puede desarrollar una metodología del diseño conceptual del secador?
- ¿De qué manera se puede desarrollar el diseño térmico e hidráulico de un secador ?
- ¿Cómo se puede calentar el aire de secado de manera rentable y sostenible?
- ¿Cuáles son los requisitos de diseño mecánico para el secador propuesto?

- ¿Cuáles serán los resultados de una evaluación económica?

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar un secador de café de 500 Kg de capacidad, mediante el uso de energía solar y biomasa.

1.5.2 Objetivos específicos

- Desarrollar el diseño conceptual utilizando la norma VDI.
- Desarrollar el diseño térmico e hidráulico del secador para una capacidad de 500 Kg de café húmedo.
- Diseñar un sistema de calentamiento de aire de secado, mediante el uso de energía solar y biomasa
- Efectuar el diseño mecánico del secador, para una capacidad de 500 Kg de café.
- Desarrollar la evaluación económica del plan de investigación

1.6 Antecedentes

Internacionales

Maella y Morales (2018) construyeron tres modelos de secador solar para el secado de diferentes productos con los siguientes detalles: el primero "mixto" que tiene un colector, cámara de secado y chimenea; el segundo denominado "indirecto" consta de colector, cámara de secado, cubierta opaca y chimenea y el tercero denominado "directo" que consta de cámara de secado con cubierta transparente, y chimenea. y después de los ensayos se obtuvo una temperatura de salida del colector mixto de 45° C, más respecto al ambiente, el colector de modo indirecto alcanzó una temperatura de 35° C, superior a la del ambiente y la temperatura del colector es de 35° C por encima del ambiente.

Iglesias, et al., (2017) implementaron y evaluaron un prototipo de secador solar en el cual se deshidrataron mangos donde se deshidrataron 190 kg de mango fresco, disminuyendo su

humedad inicial de 80% a 8.4% en ocho horas de sol obteniendo muy buenas características organolépticas. Estos resultados evidencian que el secador solar es una alternativa de solución para aprovechar el mango que se pierde en la zona por sobreproducción o falta de calidad.

Pumacalli, Ríos y Molliendo, (2016) construyeron un secador solar con colectores solares para plantas medicinales en Madre de Dios, para el ensayo se consideró tres tipos de plantas medicinales denominadas abuta, cordoncillo y llantén. Los resultados fueron: el

Cordoncillo al ambiente natural se seca en 29 horas mientras que en el secador solar solo tardó 6 horas, la abuta en ambiente natural demora 59 horas en secarse, mientras que en el secador solo 29 horas y el llantén en ambiente natural se seca en 57 horas mientras que en el secador solar 29 horas. Lo que nos muestra los grandes beneficios de estos secadores.

Nacionales

Eufracio (2010) diseñó un secador solar para maíz en la Universidad Nacional del Centro del Perú, para el diseño se utilizó un colector simple con una placa absorbente directamente expuesta al ambiente y que en ella incide directamente la radiación solar con una capa inferior de aislante térmico para que el aire pase entre la placa absorbente y el aislante y la cámara de secado consiste en un secador de bandejas a presión atmosférica que luego de realizar la simulación y pruebas con tres días diferentes con una muestra de 5 kg de maíz se obtuvo que el secado de maíz se realiza en un tiempo de entre seis a diez horas para alcanzar una humedad de 13% a 15% en base seca.

Bedregal (2014) diseñó un secador por medio de colectores solares en la ciudad de Piura con capacidad para secar 5 kg de cacao, el diseño se basó en un colector solar de doble flujo con generadores de turbulencia y aletas difusoras para un mayor rendimiento con una caja de madera con aislante de lana de vidrio de 44 mm una placa de absorción de 2 mm de espesor, con un espacio para la circulación del aire de 200 mm con aletas difusoras acopladas a lo largo la placa para mayor superficie de contacto y el material cristalizado en la parte superior

del colector de 2 mm de espesor y luego de simular el diseño en el programa Ecosimpro, se llegó a concluir que la capacidad de secado es de 5 kg/día reduciendo considerablemente el tiempo de secado a ambiente natural del cacao.

Locales

Romero Loaiza R, 1998, ha evaluado un secador tipo túnel para secado de café, para una capacidad de 600 kg, con un área del invernadero de 63 m², un área de bandejas de 36 m², el tiempo de secado fue de 56 horas, concluyendo que el producto obtenido es de buena calidad, por consiguiente, puede obtener un buen precio en el mercado y afirma que también se pueden secar otros productos de la región

Rojas Quintanilla & Fuentes Tupayachi, 1986 diseñaron y evaluaron dos prototipos de secador experimental para café y cacao, utilizando energía solar y biomasa, para una capacidad de 150 Kg de café lavado, primeramente se realizó el secado en túneles solares el cual no es muy eficiente en cuanto al tiempo de secado, posteriormente utilizaron un secador tipo silo que opera con leña (biomasa) donde se aprovecha los gases de combustión para calentar aire mediante un intercambiador de calor, con este secador se ha logrado optimizar el tiempo de secado a una temperatura de 65 °C logrando secar aproximadamente 15 horas según sus resultados experimentales, los autores concluyen que se deben adaptar sistemas híbridos que utilicen energía solar para secar en horas de sol y biomasa en ausencia de sol o noche, logrando un secado continuo en toda la carga hasta obtener la humedad del 12 %

1.7 Justificación Del Estudio

El uso de secadores mecanizados que emplean combustibles fósiles implica altos costos operativos especialmente en regiones alejadas como la provincia de la convención donde el acceso a los combustibles es costoso. El secador propuesto permitirá reducir significativamente los costos de operación al aprovechar los recursos energéticos disponibles y abundantes. Además, se podrá reducir el tiempo de secado y mejorar la calidad del grano permitiendo obtener mejores precios de venta.

Esta investigación no solo busca mejorar el proceso de secado sino también contribuir al desarrollo tecnológico, económico y social de los productores cafetaleros, promoviendo el uso de energías renovables y fortaleciendo la competitividad del café convenciano.

1.8 Hipótesis

1.8.1 Hipótesis general

Con el diseño de un secador de café de 500 Kg de capacidad, mediante el uso de energía solar y biomasa se podría mejorar el proceso de secado de manera eficiente y sostenible.

1.9 Variables

1.9.1 Variables independientes

- Temperatura de secado T_s en [°C].
- Flujo de aire \dot{m}_a en. [kg/s]
- Humedad inicial del grano X_o en [%]

1.9.2 Variables dependientes

- Potencia P en [kw]
- Eficiencia [%]
- Tiempo de secado t en [h]

1.9.3 Diseño de la investigación

- Enfoque : Investigación Cuantitativa
- Tipo : Investigación aplicada, utilizando métodos Cuantitativos.
- Nivel : Aplicativo – Explicativo

1.10 Alcances Y Limitaciones

1.10.1 Alcance:

-Se utilizará tecnología intermedia para la implementación del secador, con equipos, materiales e instrumentos disponibles en el mercado local, el mismo que tendrá un control manual.

1.10.2 Limitación:

-Los sistemas de control eléctrico no serán desarrollados por no ser de la especialidad.

-No se desarrollará el proceso constructivo en la fabricación de los equipos.

- En el capítulo de diseño mecánico no se realizarán los cálculos de soldadura, debido a que las cargas actuantes son pequeñas y de carácter estático, originadas por el propio peso, peso del café y otros componentes auxiliares.

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 El Café

El café actualmente es una bebida muy consumida a nivel mundial y principalmente en los países occidentales, es una bebida estimulante de consumo habitual a nivel mundial.

Según los estudios de Rojas Quintanilla & Fuentes Tupayachi, (1986), El café en América se conoce a partir de 1715 en América del norte; en el Perú, la primera reseña del café se encuentra en Huánuco, entre los años 1766-1771. Hasta la época de 1950 la producción del café estaba dirigida solo al abastecimiento del mercado nacional a partir de 1950 empieza el cultivo en forma creciente.

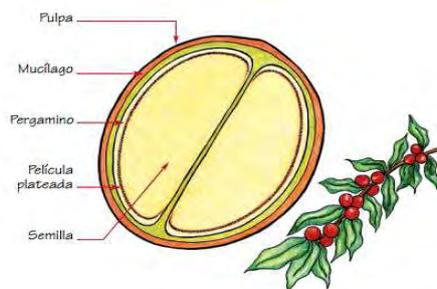
El café se cultiva en climas tropicales con bastante humedad, y es producido generalmente por países en desarrollo, en Latinoamérica tenemos (Brasil, Colombia y Perú).

2.2 Aspectos botánicos del café

Como podemos ver en la Figura 2, el cafeto, tiene fruto llamada tradicionalmente cerezo de forma ovoide, tiene dos semillas unidas por su cara plana, cada grano está protegido por dos envolturas: la primera el endocarpio o pergamino es delgado y de textura fibrosa muy dura y es debido a esta característica que se tiene demoras en el secado. La segunda llamada pulpa es de color roja o amarilla que se presenta junto con el mucilago, La semilla es de color gris pizarra más o menos verdoso y es la característica del grano que se exporta.

Figura 2

Estructura del grano de café



Nota: Tomado de *composición del fruto de café* de Fabian Vanegas, 2016, (<https://www.yoamoelcafedecolombia.com/2016/06/05/composicion-del-fruto-del-cafe/>)

2.3 Métodos de Secado Del Café

El buen secado del café ofrece un beneficio económico significativo para el productor, ya que el producto seco, permite que las semillas se conserven durante largos períodos sin sufrir ningún deterioro. Por otro lado, vender café pergamino húmedo es rechazado por los comercializadores ofreciendo bajos precios por quintal de café pergamino (Gutiérrez-Flórez & Copete-López, 2009, p. 4)

El proceso de secado de café consiste en extraer la humedad de un 55 % a 12 %, para garantizar su almacenamiento y calidad del grano (Barrantes Vargas, 2022, p. 42), para esto se ha identificado dos tipos de secado.

2.3.1 Secado natural

Consiste en la exposición directa del café al sol, usando como base, tendales, arpilleras o lozas de concreto, con este método el secado es lento y requiere mucha mano de obra para uniformizar el secado. El inconveniente de este método es que el producto se contamina con polvo, suciedad, animales o insectos, que afectan la calidad del producto repercutiendo en la calidad del grano y sus precios de comercialización.

actualmente en la provincia de la convención se emplea este método, extendiéndose los granos en capas de 1 a 3 cm de espesor sobre arpilleras o patios de piedra (matucanCHA), el secado se realiza mediante la evaporación del agua por acción del sol y la convección natural hasta obtenerse un producto de 10-13 % de humedad, lo que se consigue con 5 a 6 días de sol pleno (Romero Loayza, 1998, p. 9).

2.3.2 Secado Mecánico

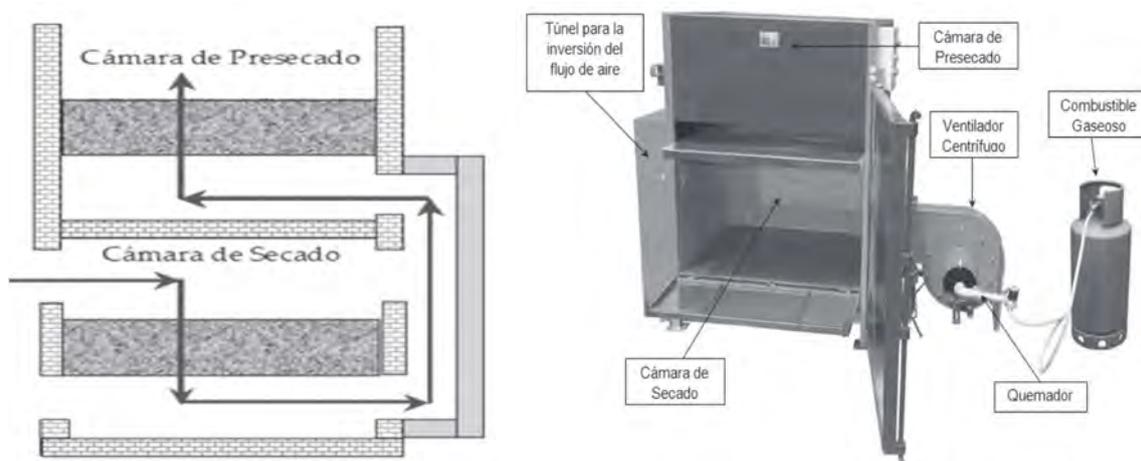
El secado mecánico del café consiste en utilizar máquinas y equipos especializados para eliminar la humedad de los granos de café de manera controlada y más rápida que el secado natural. Este método es especialmente útil en regiones con condiciones climáticas inestables o cuando los volúmenes de producción son grandes. El secado mecánico permite mantener una calidad constante y reducir el riesgo de deterioro.

Estos equipos operan con aire caliente y forzado mediante ventiladores y para calentar el aire de secado se necesitan la combustión de combustibles, aunque en algunos lugares se utilizan las resistencias eléctricas dependiendo a su disponibilidad. En los secadores mecánicos se han encontrado dos tipos principales, los secadores de capa estática tipo silo y secadores rotatorios.

En los secadores de tipo silo o de capa estática como se muestra en la Figura 3 La temperatura recomendada para el secado es de 50 C°, y se han diseñado para operar con compuertas para el intercambio del flujo de aire en dos direcciones de arriba hacia abajo y viceversa en la cámara de secado, en estos secadores se puede emplear alturas de capas de hasta 35 cm. Los secadores rotatorios como se muestra en la Figura 4 se caracterizan por tener un cuerpo cilíndrico que gira alrededor de un eje concéntrico, que lleva palas metálicas en su interior, los granos se mueven al caer por gravedad en cada vuelta del cilindro, este tipo de secador da buenos resultados en lo que respecta a uniformidad. La temperatura de secado debe ser de 60-65 °C (Barrantes Vargas, 2022, p. 25), finalmente para tener buenos resultados en uniformidad el autor recomienda cámaras de secado tipo cilíndricas donde se debe adaptar un sistema de uniformizado por medio de palas agitadoras acoplados a un eje central dentro del cilindro la rotación que puede ser manual o mecánica. (Gutiérrez-Flórez & Copete-López, 2009, pp. 6-10)

Figura 3

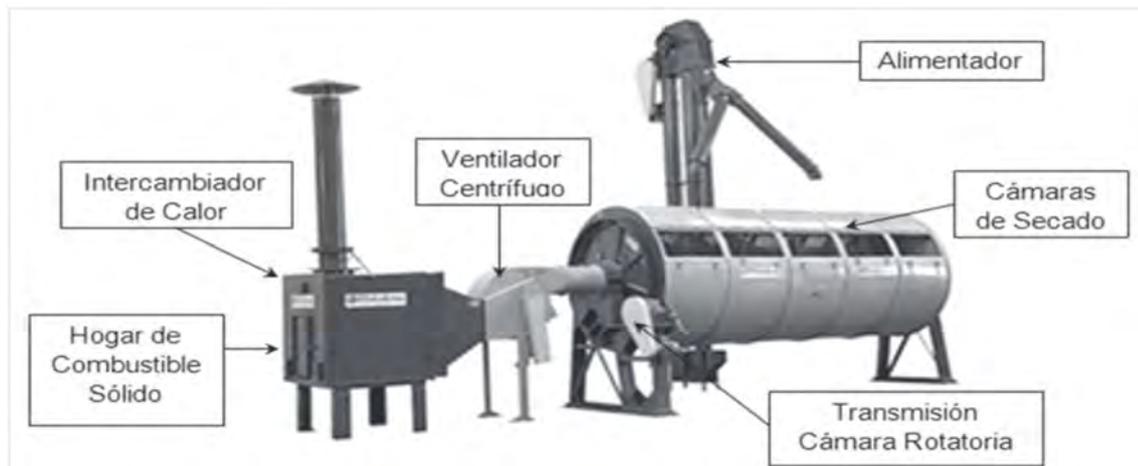
Secador de capa estática con cámara de presecado



Nota: Tomado de "hacia la mejora del secado mecánico del café en Colombia" de (Gutiérrez-Flórez & Copete-López, 2009, p. 8 -10)

Figura 4

Secador rotatorio tipo guardiola



Nota: Tomado de “*hacia la mejora del secado mecánico del café en Colombia*” de (Gutiérrez-Flórez & Copete-López, 2009, p. 7)

2.4 Definiciones de humedad

2.4.1 Contenido de humedad del café.

Cualquier producto antes del secado contiene una cantidad de agua representado en porcentaje (%) llamado humedad inicial, posterior al secado el producto contiene todavía una pequeña cantidad de agua considerado como contenido de humedad final, denominado también contenido de humedad de equilibrio que se pone estable con la humedad del aire ambiente. (Rojas Quintanilla & Fuentes Tupayachi, 1986, p. 4)

$$Mh = \frac{m_h - m_{p,seco}}{m_h} \quad (2.1)$$

Mh = contenido de humedad (base húmeda)

m_h = masa de la sustancia húmeda

$m_{p,seco}$ = masa del producto seco

Humedad en base seca. - Se define como el cociente de la masa de vapor de agua entre la masa del producto seco

$$X = \frac{m_h - m_{p,seco}}{m_{p,seco}} \quad (2.2)$$

X = contenido de humedad (base seca)

En los cálculos de secado resulta más conveniente referir la humedad a base seca debido a que esta permanece constante a lo largo del proceso de secado.

2.4.2 Contenido de humedad del aire

El aire atmosférico siempre lleva consigo agua en forma de vapor, la cantidad de vapor de agua como una fracción decimal del aire seco es llamada "contenido de humedad del aire".

Esta cantidad de vapor de agua que el aire puede contener, es limitada y para cada temperatura existe un contenido máximo de humedad llamada contenido de humedad de saturación

2.4.3 Contenido de humedad en equilibrio

Cuando el café húmedo se pone en contacto con el aire ambiental, durante un tiempo prolongado se alcanzan las condiciones de equilibrio entre el aire y el café, teniendo las siguientes condiciones.

- 1.- si la presión de vapor en el aire es menor que la presión en el grano de café, el café pierde agua y se seca.
- 2.- si la presión de vapor de agua en el aire es mayor que la presión de vapor de agua en el grano de café, el aire se condensa y el café se humedece.
- 3.- si la presión de vapor en el aire es igual a la presión de vapor de agua en el grano de café, se está en equilibrio y a la humedad del producto se le llama "contenido de humedad en equilibrio".
- 4.- si el grano de café contiene más humedad que la de equilibrio se secará hasta que éste alcance el valor de equilibrio

Por otra parte, si el grano de café está más seco que lo que corresponde a la humedad de equilibrio, absorberá agua hasta que alcance la humedad de equilibrio.

Muchos autores consideran una humedad final o de equilibrio para el café entre 11 a 13% de humedad en base húmeda, para este estudio se ha de considerar una humedad de equilibrio o final del 12%

2.4.4 Humedad libre

Se denomina humedad libre de un sólido respecto al aire ambiental, al agua superficial contenida en los granos, y se puede perder después de un contacto suficiente y prolongado con el aire, depende tanto de la humedad del sólido como de la humedad del aire.

2.4.5 Calor latente de vaporización del agua contenida en los granos de café.

Es la energía requerida para realizar un cambio de fase. Se han desarrollado muchos modelos matemáticos que permiten dimensionar el calor latente¹. (CABALLERO CAVA, 2015), determinó la siguiente ecuación para café pergamino:

$$H_{fg} = (2502.4 - 2.42958 T_p)[1 + 1.44408 \cdot \text{Exp}(-21.5011 X)] \quad (2.3)$$

Donde:

T_p : Temperatura en la superficie del producto, en °C.

X : contenido de humedad del producto.

2.5 Termodinámica del vapor de agua y el aire húmedo

El aire en la atmosfera nunca está completamente seco siempre contiene algo de vapor de agua, este vapor es un gas que se comporta como un gas ideal. El agua puede existir en tres fases: gaseoso, sólido y líquido, o sea el agua se licua o se solidifica a temperaturas de

¹ Alfonso Parra-Coronado, Gonzalo Roa-Mejía & Carlos E. Oliveros-Tascón. SECAFÉ Parte I: —*Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino*, *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental* v.12, n.4, pág.415–427, 2008

ocurrencia común, solamente una determinada cantidad de agua puede existir en un volumen dado del aire al estado gaseoso y esta cantidad varía de acuerdo con la temperatura.

Si dentro de un vacío de volumen dado se inyecta agua esta se evapora al principio ejerciendo una presión de vapor (P_v), si se continúa inyectando más agua llegara el momento en que este ya no se evapora y la presión de vapor permanecerá constante; si el agua es añadida en forma de vapor esta se condensara, se dice entonces que el espacio está saturado en dichas condiciones. La presión parcial del vapor de agua contenido en el volumen coincide con la tensión de vapor de agua. Esta presión es solo función de la temperatura y aumenta con ella; un vapor cuya presión es menor que la presión de vapor de saturación se dice que no está saturado.

2.5.1 Calores latentes y cambios de fase

Cuando una sustancia cambia de fase (fusión, evaporación, condensación, sublimación). Una cantidad de calor debe ser suministrada o quitada de la sustancia cuando la temperatura permanece constante esta cantidad es llamada “calor latente de cambio de fase” y se expresa mediante la siguiente relación.

$$\lambda_{evap} = (597.3 - 0.566t)(cal. gr^{-1}) \quad (2.4)$$

Donde $t = ^\circ C$

O también

$$\lambda_{evap} = (2500 - 2.34t) KJ/Kg$$

Esta fórmula permite calcular la variación del calor latente de evaporación a cualquier temperatura

2.5.2 Calor específico

El calor específico de una sustancia, es la cantidad de calor necesaria para elevar un grado de temperatura a una unidad de masa de la misma sustancia.

$$Q = \dot{m} C_p (t_2 - t_1) \quad (2.5)$$

Q : Calor transferido en Kcal o Btu

\dot{m} : Masa en Kg, gr o lb

C_p : Calor específico

t_1 : Temperatura inicial (°C)

t_2 : Temperatura final (°C)

2.6 Periodos de secado.

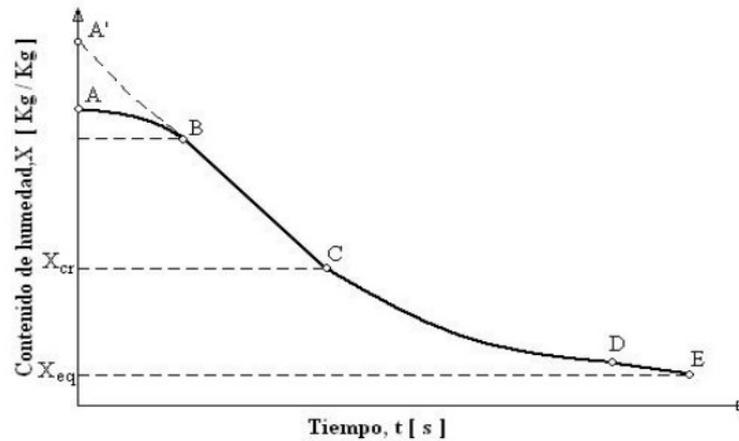
Es el tiempo total requerido para reducir la humedad del grano desde un estado inicial hasta otro final. Bajo condiciones controladas de temperatura, humedad del aire y flujo de aire, la Figura 5 muestra una curva que da el contenido de humedad en función del tiempo.

La velocidad de extracción de la humedad depende de las condiciones de aire, propiedades del producto y del diseño del secador. La velocidad de secado es constante para la primera etapa luego varía a medida que decrece el contenido de humedad, dependiendo de la diferencia entre la presión de vapor, de la superficie del producto y presión parcial del agua en el aire.

Al diferenciar la curva de la Figura 5 se obtiene la gráfica de la Figura 6, que da la modificación de la humedad del producto en función del tiempo. Esta variación referida a la unidad de superficie se llama velocidad de secado

Figura 5

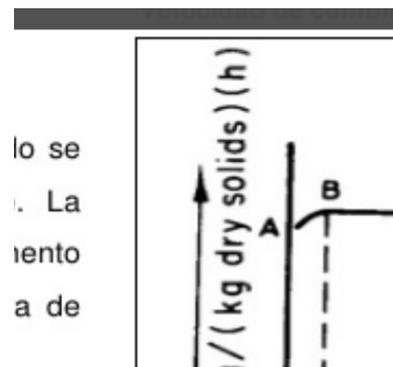
Variación en el tiempo de la humedad del producto (curva de secado)



Nota: Tomado de "evaluación del secado de café en diferentes prototipos de secadores solares" de (Mejía García Shirley M, 2022, p. 36)

Figura 6

Variación en el tiempo de la velocidad de secado (dx/dt)



Nota: Tomado de "secador solar tipo túnel para café" de (Romero Loaiza Ricardo, 1998, p. 48)

Cuando se estudia experimentalmente el proceso de secado en un sólido, se obtienen datos que relacionan el contenido de humedad con el tiempo transcurrido, a partir de las cuales pueden construirse las curvas de secado que son características de un proceso de secado.

La grafica de la Figura 5 es una curva de secado típica, el tramo AB corresponde a un estado inicial de calentamiento que no siempre se observa. El tramo BC representa una curva denominada de velocidad constante, donde la pérdida de masa por unidad de tiempo se mantiene constante. Finalmente, el tramo CD corresponde a la fase de velocidad decreciente,

durante la cual la pérdida de humedad tiende asintóticamente a cero. El punto C común a los dos últimos tramos corresponde al estado de contenido de humedad crítico.

2.6.1 *Periodo de velocidad constante*

Se caracteriza por la evaporación de la humedad libre o superficial. La velocidad de evaporación es esencialmente independiente del sólido y equivalente a la de una capa de agua bajo las mismas condiciones externas. En este periodo, la intensidad o velocidad de secado viene determinada con la velocidad con que el vapor de agua se difunde en la corriente principal. Si el caudal del aire es el adecuado y no existe otros aportes energéticos, la temperatura superficial del sólido tiende a mantenerse próxima a la de saturación adiabática (o de bulbo húmedo).

Cuando la energía necesaria para la evaporación es entregada por el aire caliente, se establece un equilibrio entre el flujo calorífico y el de transferencia de masa dado por

$$\frac{dX}{dt} = \frac{h_c A_s (T_a - T_s)}{h_v} = BS(P_s - P_a) \quad (2.6)$$

Donde:

$\frac{dX}{dt}$: Variación del contenido de humedad

A_s : Área de la superficie en contacto [m²]

h_c : Coeficiente de transmisión de calor [Kcal/m²h]

B : Coeficiente de transferencia de masa [m/h]

h_v : Entalpia de vaporización [Kcal/Kg]

T_a : Temperatura del aire

T_s : Temperatura de la superficie del sólido

P_a : Tensión de vapor del agua en el aire a la temperatura T_a

P_s : Tensión de vapor del agua en el sólido a la temperatura T_s

También podemos considerar la siguiente igualdad.

$$\frac{dX}{dt} \approx \sigma(X_0 - X_a) \quad (2.7)$$

Donde:

σ : Coeficiente de evaporación [Kg/m²h]

X_0 : Humedad de la superficie

X_a : Humedad del aire

La ecuación anterior, nos indica que el periodo de velocidad constante, depende principalmente del coeficiente de transmisión de calor o de transferencia de masa, de la superficie exterior del solido expuesta al contacto con el aire y de la diferencia de temperaturas entre el aire y dicha superficie; todas ellas son variables externas.

El principal efecto de velocidad del aire en este periodo se ejerce sobre los coeficientes α y B. Por otra parte, dependiendo de esta velocidad, se modifica el espesor de la película y su influencia sobre la velocidad de secado se debe a la modificación del coeficiente α que puede expresarse como

$$\alpha = 0.0176Q^{0.8} \quad (2.8)$$

Donde "Q" es la densidad de flujo de aire seco expresado en [Kg/m²h]. El coeficiente α viene dado en [Kcal/m²h].

Considerando el intercambio de calor por radiación, que está determinada por la siguiente ecuación.

$$E_{12} = C_2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (2.9)$$

Cuando no existe aporte energético por radiación, la ecuación 2.6, teniendo en cuenta la ecuación 2.9 se convierte en.

$$\frac{dX}{dt} = \frac{0.0176 Q^{0.8} S}{h_v} (T_a - T_w) \quad (2.10)$$

Donde T_w es la temperatura de bulbo húmedo.

La ecuación 2.8 es válida cuando la corriente de aire es paralela a la superficie de desecación por tanto fue modificada para corriente de aire transversal, encontrándose que:

$$\alpha = Q^{0.37} \quad (2.11)$$

Donde Q tiene el mismo significado y unidades que en la ecuación 2.8

Los exponentes en la ecuación 2.11 puede ser en algunos casos superiores a 0.37 cuando el aire pasa por varios intersticios como ocurre en el secado de alfalfa o productos similares.

De otra parte la velocidad de secado está definida por la siguiente expresión.

$$R_c \geq \frac{h_c \cdot (T_a - T_s)}{H_{fg}} \quad (2.12)$$

Donde:

h_c : Coeficiente de transmisión de calor por convección, en $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

T_a : Temperatura de secado, en $^\circ C$

T_s : Temperatura de la superficie, en $^\circ C$

H_{fg} : Calor latente de vaporización del agua, en $\frac{Kj}{Kg}$

Para flujo de aire perpendicular a la superficie:

$$h_c = 4.2 G^{0.37} \quad (2.13)$$

$$G = v_a * 3600 * \rho_a \quad (2.14)$$

Donde:

G : Velocidad media del aire de secado, en $\frac{Kg}{m^2 \cdot s}$

v_a : Velocidad del aire, en $\frac{m}{s}$

ρ_a : Densidad del aire, $1.2 \frac{Kg}{m^3}$

En este periodo el tiempo de secado obedece a la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{m_s(x_i - x_c)}{A_s R_c} \quad (2. 15)$$

Donde:

x_i : Humedad inicial del producto.

x_c : Humedad critica.

A_s : Área de secado, en m^2

El área de secado, será la superficie de producto que tiene contacto con el aire.

$$A_s = \frac{C}{\rho_c e} \quad (2. 16)$$

Donde:

C : Capacidad del secador, en Kg

e : Espesor de secado, en m

ρ : Densidad del café húmedo, en Kg/m³

2.6.2 Periodo de velocidad decreciente

Una vez alcanzado el contenido critico en humedad (punto C de la Figura 6) la intensidad de secado deja de ser constante, comenzando el periodo de intensidad decreciente el cual en general puede subdividirse en una etapa de desecación superficial no saturada y en la que rige la circulación interna del líquido. Esta fase corresponde con la perdida de agua capilar, multicapa y monocapa respectivamente y por este orden.

Una formula aproximada de la velocidad decreciente se tiene de la Figura 6 el tramo CD; el secado ocurre hasta que el producto llegue al equilibrio con el aire, debido a ello se plantea una proporcionalidad entre la velocidad de secado y $(X - X_{eq})$, donde X es el contenido de humedad base seca y X_{eq} contenido de humedad de equilibrio base seca

$$\frac{dX}{dt} = -C (X - X_{eq}) \quad (2. 17)$$

Siendo C la constante de proporcionalidad durante el secado y depende del flujo de aire, temperatura y humedad relativa del aire.

La solución de esta ecuación diferencial es:

$$X(t) = X_{eq} + (X - X_{eq})e^{-Ct} \quad (2. 18)$$

Siendo las condiciones $X(0) = X$ y $X(\infty) = X_{eq}$

El valor de C se puede cuantificar mediante la ecuación

$$C = C_0 + C_1T + C_2v + C_3H_r \quad (2. 19)$$

Con $T(300 - 340 \text{ }^\circ\text{K})$; $v(0 - 1.5 \frac{m}{s})$; $H_r(0 - 1)$.

Para el café el valor de la constante determinada fue

$$C = -2.76 + 0.0091T + 0.1269v - 0.3808H_r$$

También se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$R_d \geq R_c \cdot \frac{X_f - X_e}{X_c - X_e} \quad (2. 20)$$

Donde:

X_f : Humedad final del producto.

X_e : Humedad de equilibrio.

El tiempo de secado en este periodo está determinado por la siguiente expresión.

$$t_d = \frac{M_s(x_c - x_e)}{A_s R_c} \text{Ln} \left(\frac{x_c - x_e}{x_f - x_e} \right) \quad (2. 21)$$

2.7 Psicrometría aplicada al secado

El fluido más utilizado en los procesos de secado es el aire cuyos componentes son el oxígeno, nitrógeno y vapor de agua, cada uno de estos tienen su presión parcial que hacen la presión total del aire. La presión parcial del vapor cuando alcanza su máximo valor se llama presión de saturación y está relacionada con los cambios de temperatura de la mezcla aire vapor de agua (Romero Loaiza, 1998, p. 56)

La humedad se refiere al vapor de agua existente en el aire siendo tres los conceptos de humedad.

2.7.1 La humedad absoluta

Indica cuánta agua hay realmente en el aire, independientemente de la temperatura, si el aire se calienta la humedad absoluta no cambia, cuando el aire caliente pasa por los granos de café, la humedad absoluta sube por que recoge vapor de agua de los granos

2.7.2 La humedad relativa

La humedad relativa mide qué tan lleno de vapor de agua está el aire respecto a lo que podría contener a la misma temperatura.

Cuando el aire tiene baja humedad relativa, favorece el secado, porque tiene mayor capacidad de absorber agua de los granos de café, por eso en un sistema de secado se calienta el aire para bajar la humedad relativa y mejorar la evaporación del agua en los granos.

2.7.3 Saturación adiabática

Al pasar el aire sobre el grano a secar, se enfría al igual que el agua, como consecuencia del proceso de evaporación de esta, En este proceso llamado adiabático (sin intercambio de calor) cuando la energía cedida por el aire al agua iguale a la que esta necesita para evaporarse, se habrá alcanzado el equilibrio térmico, esta temperatura de equilibrio recibe el nombre de **temperatura de saturación adiabática** " t_{sat} ." Y el aire sale saturado con humedad relativa del 100 % (Cengel A & Michael A, 2012, p. 743)

2.7.4 *Temperatura húmeda*

El termómetro húmedo debe su nombre al hecho de que su depósito se encuentra recubierto de un algodón recubierto de agua. Al pasar el aire sobre el algodón humedecido si el aire no está saturado la temperatura del agua disminuye. Como consecuencia de la evaporación teniendo una temperatura de equilibrio comprendida entre el punto de rocío y la temperatura seca del aire, la temperatura marcada por el termómetro en el equilibrio se conoce como **temperatura húmeda t_w** .

2.7.5 *Entalpia (H)*

La entalpía es la energía total de un sistema asociada al calor en procesos a presión constante. Sus cambios nos dicen si el sistema absorbe o libera energía en forma de calor.

2.7.6 *Influencia de la altura en las ecuaciones y tablas psicrométricas*

La presión atmosférica disminuye con la altura, como consecuencia de la reducción del espesor de la capa de aire. Existen las denominadas ecuaciones barométricas que permiten determinar la presión en función de la altura.

En la troposfera la presión en función de la altura puede calcularse mediante la expresión.

$$\frac{P_a}{P_0} = \left(\frac{288 - 0.0065Z}{288} \right)^{5.256} \quad (2.22)$$

Donde:

P_0 : Presión atmosférica (101325 Pa)

Z : Altitud sobre el nivel del mar (m)

0.0065: gradiente térmico en la troposfera (grados/metro)

2.8 **Leyes fundamentales de la transferencia de calor**

La transferencia de calor tiene lugar en casi toda la industria, los conceptos fundamentales y la teoría de la transmisión calorífica desarrollada son aplicables a todos los problemas cotidianos de la industria

La transferencia de calor es la energía en tránsito y se presenta debido a una diferencia de temperaturas o cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario, que puede ser un sólido o un fluido. Utilizamos el término conducción para referirnos a la transferencia de calor que se producirá a través del medio. En cambio, el término convección se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina radiación térmica. Todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

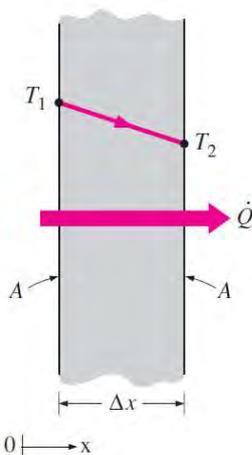
De acuerdo al enunciado de (Yunus A & Afshin J, 2011, p. 17), se tiene principalmente tres mecanismos de transmisión de calor que son: Conducción, convección y radiación

2.8.1 Conducción

Es la transferencia de energía entre las partículas de una sustancia de mayor a menor energía. La conducción se puede presentar en sólidos, líquidos, o en gases. En líquidos y gases, la conducción es debido al choque y difusión de las moléculas durante un movimiento aleatorio. En sólidos es por la combinación de la vibración de las moléculas y el transporte de energía por los electrones libres. Si se calienta un cuerpo metálico, de forma que aumente su temperatura, el calor se transmite hasta el extremo más frío por conducción.

Figura 7

Conducción a través en un sólido



Nota: tomado de: Yunus A. Cengel "Transferencia de calor y masa" 4ta Edición

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad W \quad (2.23)$$

En donde la constante k es la **conductividad térmica** del material, que es la capacidad de un material para conducir calor según la ec. 2.23 En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación que acaba de darse se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{dT}{dx} \quad W \quad (2.24)$$

Donde:

A : Área de transferencia de calor m^2

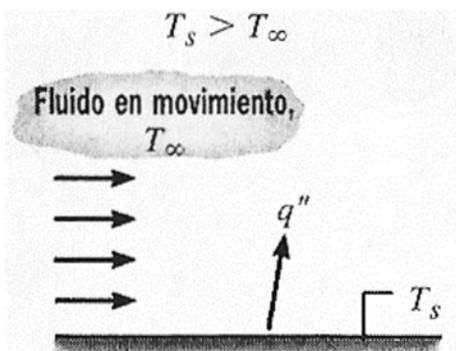
$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura.

2.8.2 Convección

Llamado también ley de enfriamiento de NEWTON, la convección es una forma de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas que fluye sobre ella, e involucra efectos combinados de conducción y movimiento del fluido. Si se evidencia una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra.

Figura 8

Convección de una superficie a un fluido en movimiento



Nota: tomado de Frank P. Incropera David P. Dewitt "Fundamentos de Transferencia de Calor"

La convección se clasifica en natural o libre y forzada, dependiendo del movimiento del fluido, en la convección forzada se obliga a que el fluido fluya, en la convección natural ocurre por efectos naturales generalmente por los vientos (Yunus A & Afshin J, 2011, p. 373)

La convección forzada se logra sometiendo el fluido a un gradiente de presiones con aparatos como ventiladores, bombas, con lo que se fuerza su movimiento.

Para expresar el efecto total de la convección, utilizamos la ley de enfriamiento de Newton:

2.8.3 Radiación

Es la energía emitida por un cuerpo en forma de ondas electromagnéticas (fotones) a consecuencia del movimiento de electrones de los átomos o moléculas.

Este tipo de transferencia, no requiere la presencia de un medio en comparación a la conducción y convección, la velocidad de transferencia es rápida al igual que la velocidad de la luz, un ejemplo más común es la energía del sol que llega a la tierra.

2.9 Energías renovables

2.9.1 Energía Solar.

La energía solar es una forma de energía renovable que se obtiene a partir de la radiación solar. Esta energía se captura y se convierte en electricidad o calor mediante diferentes tecnologías, como los paneles fotovoltaicos y los colectores solares térmicos. La radiación solar es una fuente inagotable y limpia de energía, lo que la convierte en una opción clave para la transición hacia un sistema energético sostenible y menos dependiente de los combustibles fósiles. En otro capítulo se realizará un estudio más amplio sobre este tema

2.9.2 Biomasa como combustible

La biomasa es un tipo de energía renovable que se obtiene a partir de la materia orgánica, generalmente de origen vegetal, su uso más común es mediante la combustión directa para generar calor. En la zona de estudio las biomásas más utilizadas provienen de las podas del cafeto y algunas especies como el pacaé, chamba y huillca.

En la combustión de biomasa se genera dióxido de carbono, a la vez que es reabsorbido por las plantas creando un ciclo cerrado del carbono que es más equilibrado y sostenible.

El poder calorífico de la biomasa está directamente relacionado con su contenido de humedad, ya que es necesario eliminar toda la humedad antes de poder quemarla (Barrantes Vargas, 2022, p. 59)

Tabla 1

Propiedades de algunas biomásas

Producto	Combustible	Poder calorífico superior (Mj/kg)	Humedad (%)
Cafeto	Leña	19.29	25.56
Guaba/pacay	Leña	19.79	19.3
Leucaena/chamba	Leña	18.55	15.0
Vilca/huillca	Leña	18.10	18.0
Café	Cascarilla de café	17.93	11.0
Madera	Leña	19.29	25.56
Madera	Aserrín	17.86	32.0

Nota: Adaptado de análisis de fuentes energéticas para el proceso de secado de café

CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL

3.1 Estado de la Tecnología

El uso de secadores técnicos para granos, específicamente para el café, fueron utilizados en el Perú desde aproximadamente de inicios del año 1972, siendo notable su utilización desde entonces (Rojas Quintanilla & Fuentes Tupayachi, 1986). Se tiene información que se ha diseñado y construido diversos tipos de secadores técnicos utilizando principalmente energías provenientes de la radiación solar, con el uso de colectores solares para el calentamiento del aire de secado.

Básicamente se construyeron secadores solares del tipo bandeja o armario, y posteriormente fueron mejorándose tanto en la eficiencia como en el diseño.

3.2 Lista de exigencias

Tabla 2

Lista de exigencias del proyecto

LISTA DE EXIGENCIAS		UNSAAC	PAG:	1/3
PROYECTO:		FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA	FECHA:	24/06/2024
			REV.:	E.C.A.
SECADOR DE CAFÉ DE 500 GK DE CAPACIDAD, MEDIANTE EL USO DE ENERGIA SOLAR Y BIOMASA		E P DE INGENIERÍA MECÁNICA	ELAB:	N.L.CH.
CARACTERISTI CAS	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCION	RESPONSABLE	
		Diseñar un secador hibrido con una capacidad de 500 Kg por carga.		
FUNCION	E	El Secador deberá poder usarse para el proceso de secado de café pergamino El secador deberá permitir obtener un secado uniforme de todos los granos de café pergamino. Se buscará en todo momento que el Secador sea en lo posible simple, funcional y económico.		N.L.CH.
GEOMETRIA	E	Las dimensiones del Secador deberán ser lo más compactas posibles para una capacidad de 500 Kg de café.		N.L.CH.
FUERZAS	E	El Secador deberá mostrar tanto rigidez como estabilidad, deberá evitar deformación por peso y carga.		N.L.CH.
ENERGIA	E	Los equipos complementarios al Secador deberán ser accionados por energía eléctrica, y para el calentamiento del aire de secado se deberá usar energía solar y combustión de biomasa. Los equipos utilizados no deberán afectar la estabilidad y rigidez del Secador.		N.L.CH.

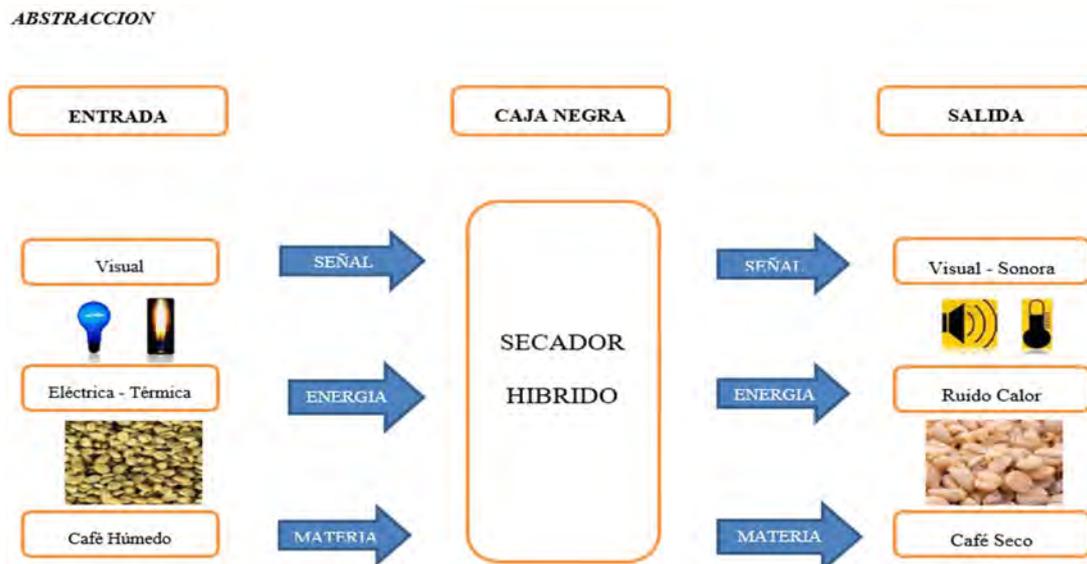
LISTA DE EXIGENCIAS		UNSAAC	PAG:	1/3
PROYECTO:		FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA	FECHA:	24/06/2024
			REV.:	E.C.A.
SECADOR DE CAFÉ DE 500 GK DE CAPACIDAD, MEDIANTE EL USO DE ENERGIA SOLAR Y BIOMASA		E P DE INGENIERÍA MECÁNICA	ELAB:	N.L.CH.
CARACTERISTI CAS	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCION	RESPONSABLE	
MATERIA	E	Los granos de café deberán conservar sus propiedades químicas de acuerdo a las exigencias de calidad establecidas	N.L.CH.	
SEÑALES	E	Los dispositivos y accesorios del secador en su conjunto deberán contar con señales e indicadores de fácil manipulación por el operador.	N.L.CH.	
SEGURIDAD	E	El secador deberá contar con elementos de seguridad, de modo que no ponga en peligro la integridad física del operador.	N.L.CH.	
ERGONOMIA	D	El diseño del Secador deberá permitir al operador operar con comodidad y facilidad todos el conjunto	N.L.CH.	
FABRICACION	E	El diseño del Secador deberá tener formas constructivas sencillas y de fácil fabricación.	N.L.CH.	
		El Secador deberá poder ser fabricado en los talleres del medio local.	N.L.CH.	
MONTAJE	D	Todos los materiales o la mayoría deben poder encontrarse en el mercado nacional y local	N.L.CH.	
		El Secador deberá ser de fácil montaje e instalación para poder trabajar en cualquier ubicación en la planta.	N.L.CH.	
TRANSPORTE	D	El Secador y los equipos pesados deberá tener soportes superiores que permitan su fácil trasporte y no requiera de maquinaria especial.	N.L.CH.	
MANTENIMIE NTO	D	Las partes que requieran mantenimiento deberán ser de fácil acceso, sencillo, rápido y de poca frecuencia.	N.L.CH.	
COSTOS	D	Los repuestos deben de ser de fácil fabricación o adquisición en el mercado nacional y/o local.	N.L.CH.	
		Los costos deberán de ser lo más económicos posibles.	N.L.CH.	

Nota: Adaptado de la norma VDI 2221 "Desarrollo del diseño técnico"

3.3 Estructura de funciones

Figura 9

Estructura de funciones



Nota: Adaptado de la norma VDI 2221 "Desarrollo del diseño técnico"

ENTRADAS

SEÑAL

Señal visual de que los granos de café se encuentran cargados en el secador.

Señal visual y sonora de que el secador en conjunto este encendido y funcionando correctamente.

ENERGIA

Energía del hombre para realizar el cargado de los granos de café húmedo al secador.

Energía del hombre para encender el secador y sus componentes

Energía eléctrica y térmica del secador para realizar el trabajo.

MATERIA

Granos de café húmedo.

SALIDAS

SEÑAL

Señal visual y sonora de que el secador ha terminado su ciclo de trabajo.

Señal visual y sonora de que el secador se ha apagado.

ENERGIA

- Energía en forma de ruido y calor.

MATERIA

Granos de café seco.

3.4 Secuencia y principios tecnológicos

1. Cargado de los granos de café escurrido y oreado al secador.
2. Encendido del sistema.
3. Suministro de la energía necesaria al sistema para su funcionamiento óptimo.
4. Adición de energía en forma de calor hacia la cámara de secado.
5. Transmisión de la energía en forma de presión (ventiladores) hacia la cámara de secado.
6. Enfriar el sistema
7. Apagar el sistema al finalizar el proceso de secado.
8. Retirar el producto y pasar al siguiente proceso.

3.5 Fijación de procesos técnicos

PREPARACION

- Revisar que el agitador y la plataforma de secado o en su conjunto la cámara de secado, no maltraten el buen estado de los granos.
- Revisión del buen estado de operación de los sistemas de transmisión de calor y flujo de aire.
- Revisión del estado operativo de las válvulas, equipos e instrumentos de control.

EJECUCIÓN

- Encendido del sistema.

- Transmisión simultánea de calor y flujo de aire hacia los granos de café dentro de la cámara de secado.
- Operación de los controladores y/o instrumentos para mantener las condiciones internas del equipo en los parámetros establecidos.
- Apagado del sistema.

CONTROL

- Controlar el sistema de encendido y apagado de los equipos transmisores de calor y flujo de aire.
- Controlar el estado de la temperatura y humedad de los granos mediante los lectores de estos parámetros.

FASE FINAL.

- Apagado del sistema.
- Verificar que el estado de los granos de café, cumpla con las condiciones requeridas de humedad.

3.6 Aplicación de sistemas técnicos y limitaciones

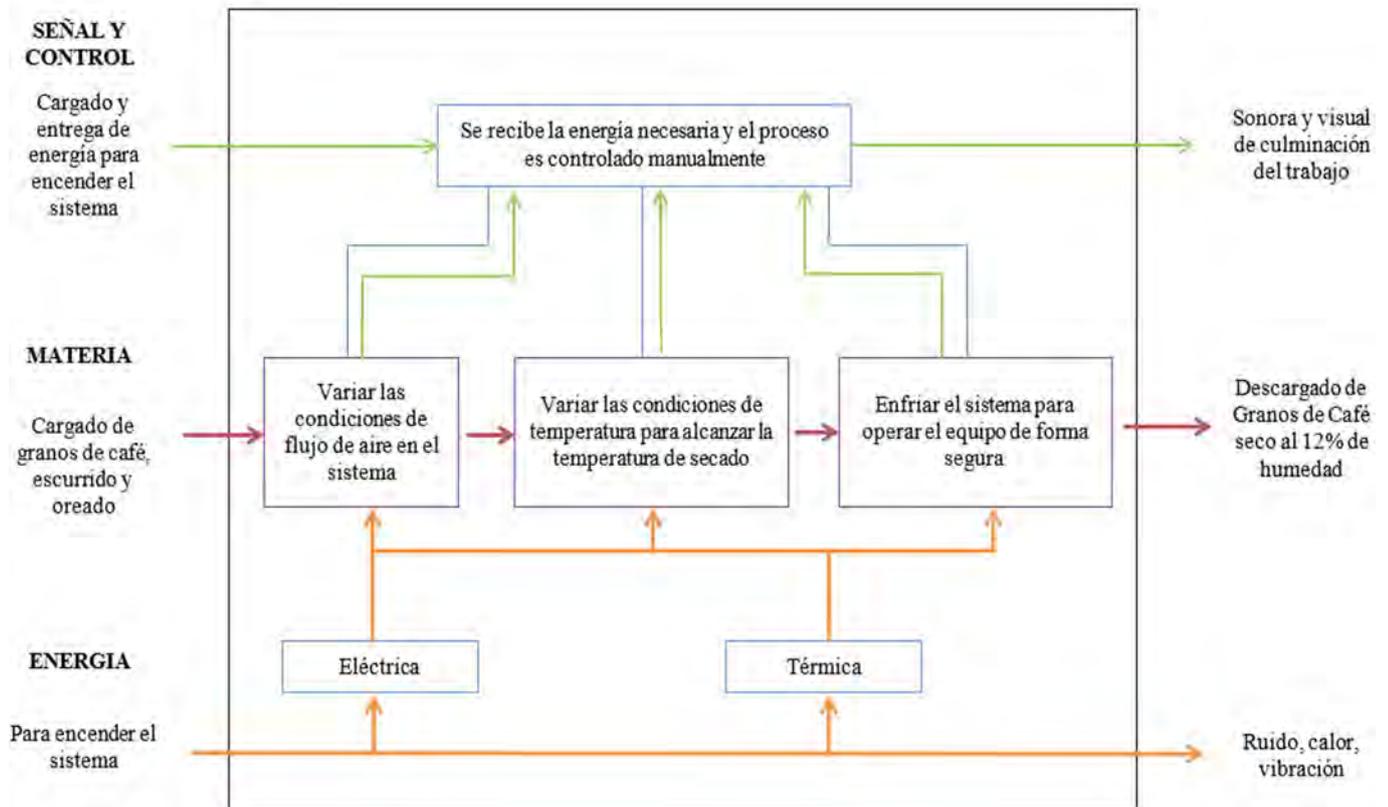
- El cargado y descargado de los granos de café al equipo serán realizados de forma manual y fácil de realizar.
- El encendido, control y apagado del equipo deberá realizarse por un proceso manual.
- La forma de energía utilizada deberá ser eficiente, considerando aspectos ambientales y de seguridad.
- El suministro de energía eléctrica y térmica se realizara de forma segura, utilizando equipos adecuados.

3.1 La ubicación y anclaje del secador en su conjunto, será tal que asegure estabilidad y seguridad a sus accesorios y personal de control. Representación de la estructura de funciones.

3.7 Representación de la estructura de funciones.

Figura 10

Resumen de la estructura de funciones



Nota: Adaptado de la norma VDI 2221 "Desarrollo del diseño técnico"

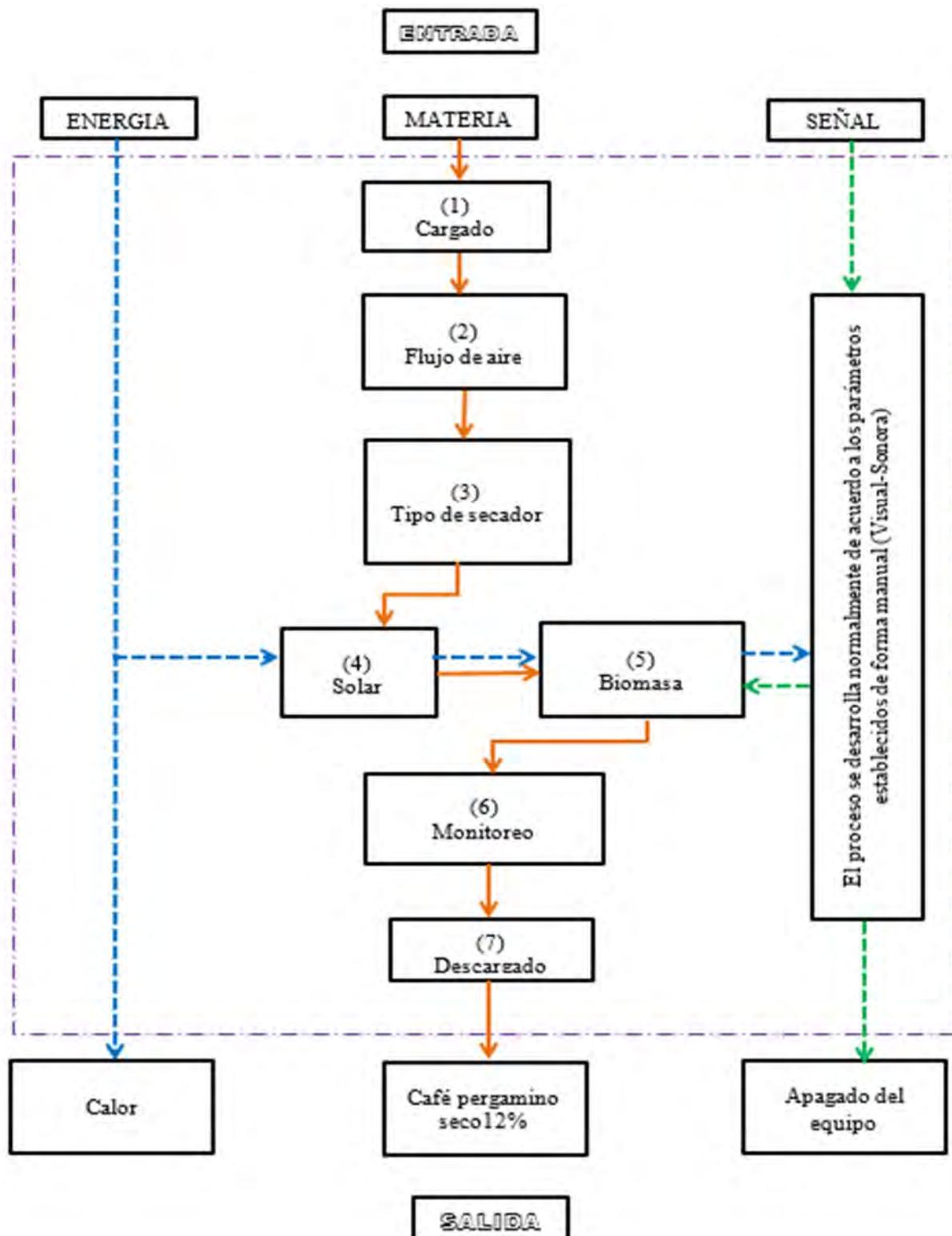
3.8 Agrupación de la estructura de funciones

- Cargado de granos de café, escurridos y oreados.
- Condiciones de temperatura y flujo de aire de secado.
- Geometría de los equipos para condiciones de trabajo establecido.
- Energías para incrementar la temperatura de secado.
- Equipos para la energía de temperatura suministrada.
- Descargado de los granos de café y almacenamiento.

A continuación, se presentan la estructura de funciones de forma gráfica.

Figura 11

Representación gráfica de la estructura de funciones

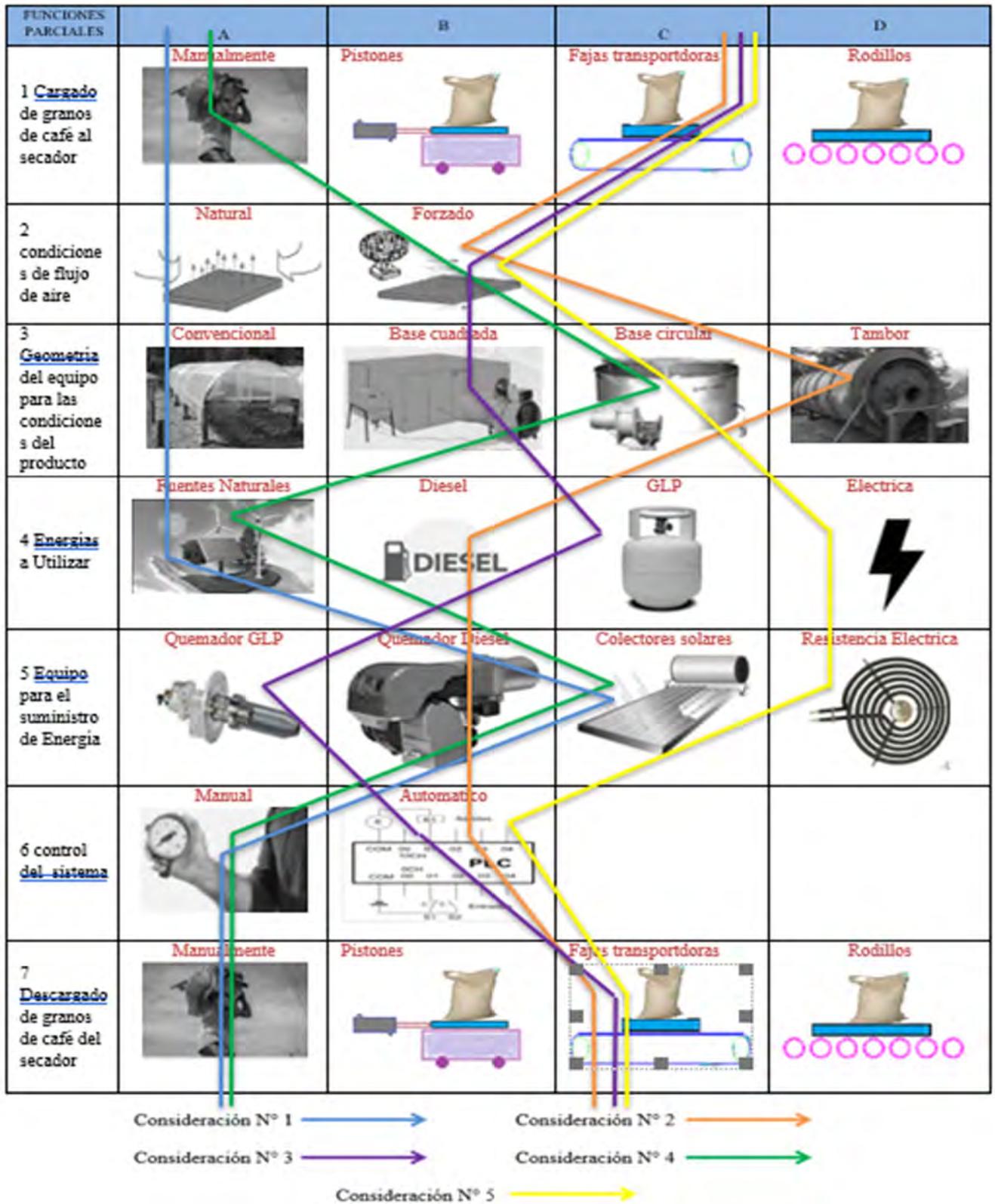


Nota: Adaptado de la norma VDI 2221 "Desarrollo del diseño técnico"

3.9 Matriz morfológica

Figura 12

Matriz morfológica de funciones



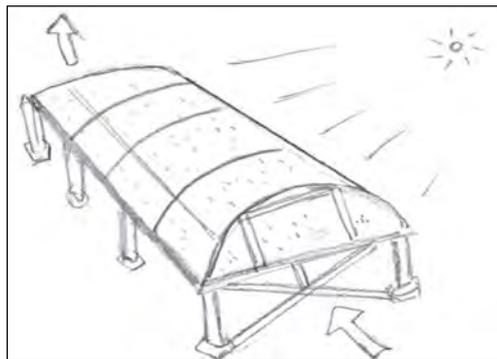
Nota: Adaptado de la norma VDI 2221 "Desarrollo del diseño técnico"

Concepto De Solución 01

El secador de la presente solución, es un secador solar tipo túnel o parabólico con bandejas, interiores, el secado es por convección natural, en este tipo el proceso de secado es lento, se emplea de 5 a 7 días de pleno sol, el proceso de construcción es simple y convencional.

Figura 13

Concepto de solución N° 01



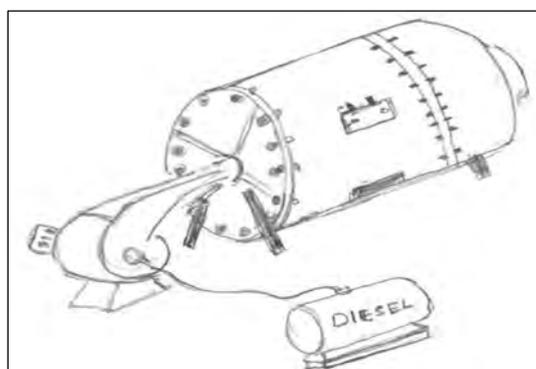
Nota: Secador solar tipo túnel o parabólico

Concepto De Solución 02

Este secador es rotatorio en su eje longitudinal, el flujo de aire es forzado por ventilador, opera con combustibles fósiles, el aire de secado se mezcla con los gases de combustión la temperatura de secado está por encima de 60 °C, el secado es acelerado, tiene altos costos de fabricación y operación.

Figura 14

Concepto de solución N° 02



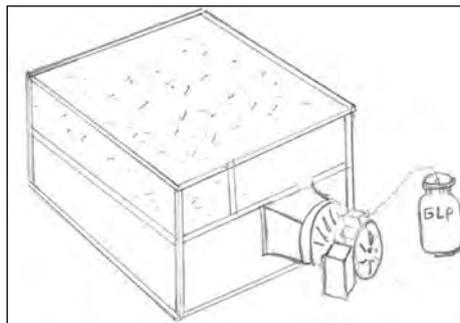
Nota: Secador mecanizado tipo tambor rotatorio, con flujo de aire forzado, opera con Diesel

Concepto De Solución 03

Este secador es de geometría cuadrada en su base, el aire de ingreso es forzado por un ventilador, y para la generación de calor utiliza como combustible el GLP, el aire de secado se mezcla con los gases de combustión contaminando el producto

Figura 15

Concepto de solución N° 03



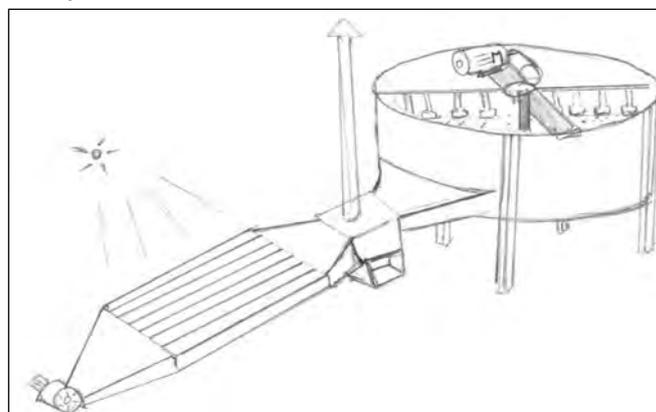
Nota: Secador mecanizado tipo estático de base cuadrada con flujo de aire forzado.

Concepto De Solución 04

El secador es de tipo cilíndrico, el aire secado se calienta mediante un colector solar (día) y cámara de combustión para biomasa (noche o días insolados), el aire de ingreso es forzado por un ventilador centrífugo, además tiene un mecanismo de uniformizado mediante paletas giratorias impulsado por un motor eléctrico, los costos de operación son bajos en comparación con otros tipos de secadores, el proceso de secado es rápido.

Figura 16

Concepto de solución N° 04



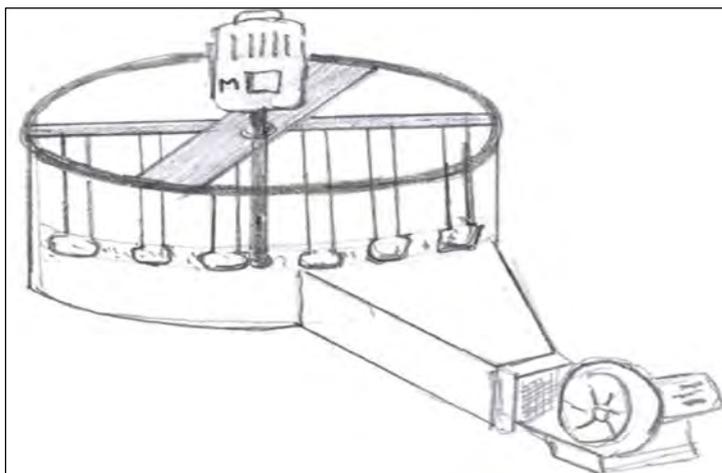
Nota: Secador mecanizado tipo cilíndrico con agitador, opera con radiación solar y biomasa, el aire es forzado

Concepto De Solución 05

El secador es de tipo cilíndrico al igual que en el concepto de solución N° 04, con paletas giratorias impulsado por un motor eléctrico, el aire de secado es calentado con resistencias eléctricas, son costosas en su operación debido a que tiene alto consumo de energía eléctrica.

Figura 17

Concepto de solución N° 05



Nota: Secador mecanizado tipo cilíndrico con agitador, opera con resistencias eléctricas, el aire es forzado

3.10 Selección de la alternativa óptima

Tabla 3

Valoración técnica

puntaje de 0 a 3 (según VDI 2225)		0 = no satisface	2 = suficiente		3 = bien		
		1 = aceptable a las justas					
g: peso ponderado (está en función de los criterios de <u>evaluación</u>)							
			Sol. N° 1	Sol. N° 2	Sol. N° 3	Sol. N° 4	Sol. N° 5
N°	Criterios de evaluación	g (%)	P	P	P	P	P
1	Función	12	1	3	3	3	3
2	Geometría	8	0	1	2	3	3
3	Tiempo de secado	7	1	3	3	3	3
4	Buen uso de la Energía	6	3	1	1	2	2
5	Manipulación	6	3	2	2	2	2
6	Contaminación Ambiental	8	3	1	1	2	3
7	Seguridad	9	3	1	1	2	2
8	Ergonomía	9	1	1	2	3	2
9	Fabricación	12	3	1	2	3	2
10	Montaje	8	3	1	2	2	2
11	Transporte	5	0	1	2	1	1
12	Uniformidad del secado	10	3	3	2	3	2
Sumatoria		100	24	19	23	29	27
Puntaje Total $PT = \sum p_i x_i(\%) / 100$			2.05	1.64	1.96	2.53	2.3
Valor Técnico Xi			0.68	0.55	0.65	0.84	0.77

Nota: Adaptado según la norma VDI

Tabla 4

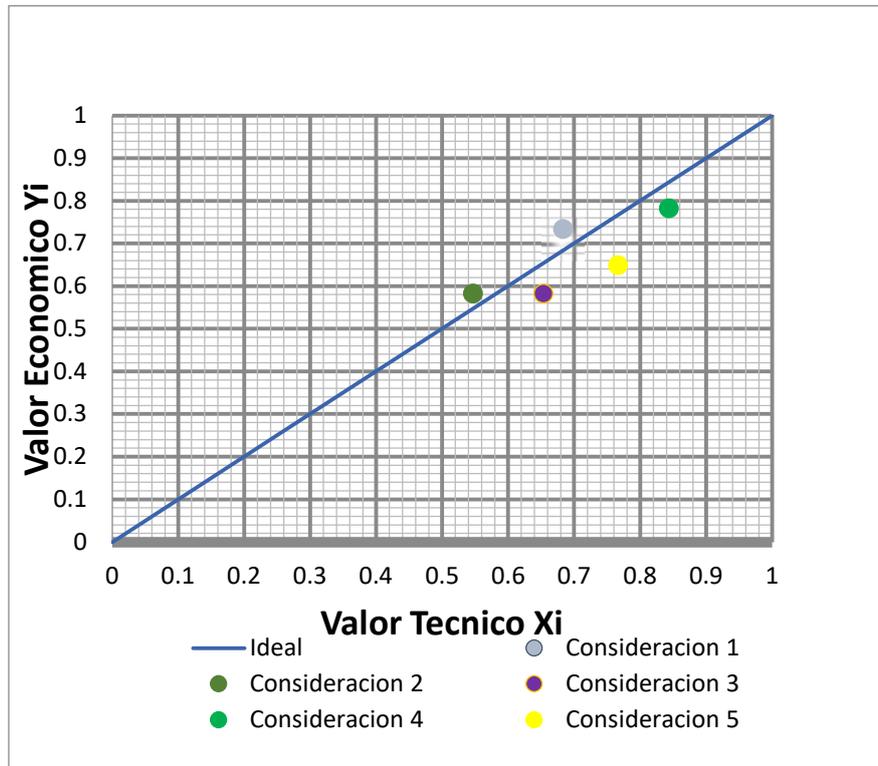
Valoración económica

puntaje de 0 a 3 (según VDI 2225)		0 = no satisface	2 = suficiente		3 = bien		
		1 = aceptable a las justas					
g: peso ponderado (está en función de los criterios de <u>evaluación</u>)							
			Sol. N° 1	Sol. N° 2	Sol. N° 3	Sol. N° 4	Sol. N° 5
N°	Criterios de evaluación	g (%)	P	P	P	P	P
1	Costo de Material	20	3	1	2	2	2
2	Costo de fabricación	15	3	2	2	2	2
3	Costo de Instalación	10	2	1	1	1	1
4	Productividad	20	0	3	2	3	3
5	Costo de operación	10	2	2	2	3	2
6	Costos de mantenimiento	10	3	2	2	2	2
7	Costos de Energía	15	3	1	1	3	1
Sumatoria		100	16	12	12	16	13
Puntaje Total $PT = \sum p_i x_i(\%) / 100$			2.2	1.75	1.75	2.35	1.95
Valor Económico Yi			0.73	0.58	0.58	0.78	0.65

Nota: Adaptado según la norma VDI

Figura 18

Comparación técnica económica de las soluciones.



Nota: grafica de valoración técnica vs valoración económica, *adaptado según la norma VDI*

El concepto de solución que adoptaremos es la solución N°4

CAPITULO IV: DISEÑO TÉRMICO E HIDRAULICO

4.1 INTRODUCCION

En este capítulo se llevarán a cabo los cálculos de la temperatura y el flujo de aire requeridos para el proceso de secado en todo el sistema, teniendo en cuenta las condiciones atmosféricas del lugar y los requerimientos térmicos e hidráulicos necesarios para secar 500 kg de café lavado. El análisis de estos parámetros permitirá el cálculo del tiempo de secado, el dimensionamiento del secador y sus componentes, así como la selección adecuada de los equipos necesarios para garantizar un secado eficiente y uniforme.

4.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.

4.2.1. Parámetros atmosféricos y geográficos del lugar

Tabla 5

Datos meteorológicos del lugar.

Dato	Descripción
$T_{min} = 18.57 \text{ °C}$: Temperatura mínima
$T_{max} = 31.22 \text{ °C}$: Temperatura máxima.
$T_{prom} = 25 \text{ °C}$: Temperatura promedio.
$\phi_a = 96 \%$: Humedad Relativa promedio.

Nota: Tomado de Senamhi "Datos Hidrometeorológicos a nivel nacional, abril 2023 estación Quillabamba"

$\phi_a = 1.2 \text{ Kg/m}^3$: Densidad del aire.

$Z = 1050 \text{ m.s.n.m}$: Altitud.

$Patm = 89.33 \text{ Kpa}$: Presión atmosférica.

4.2.2. Parámetros del producto.

$\rho_c = 697.65 \text{ Kg/m}^3$: Densidad del café húmedo después de lavado².

$X_o = 0.55$: Contenido de humedad inicial.

² Coeficiente de fricción, ángulo de reposo y densidades aparentes de granos de café (Oliveros Tascon & Roa Mejia, 1985, p. 28)

- $X_f = 0.12$: Contenido de humedad final.
- $X_c = 0.50$: Contenido de humedad crítica.
- $X_e = 0.0304$: Contenido de humedad de equilibrio en la cámara de secado a 65 °C y 13% de humedad, de las isotermas de sorción.

4.2.3. Parámetros de Secado

4.2.1.1 Capacidad del secador

$C = 500 \text{ Kg}$: Masa total a secar, planteado en el inicio de la investigación.

4.2.1.2 Masa Inicial del producto

se determina por las ecuaciones del contenido de humedad desarrolladas en el capítulo II

$M_h = 275$: Masa de agua contenida en el producto

$M_s = 225$: Masa seca del producto

4.3 PROCESO DE SECADO.

4.3.1 Temperatura del aire de secado.

La temperatura del aire para el secador propuesto debe estar entre 60°C y 65 °C, se optará por trabajar a 65°C, por asemejarse a un secador del tipo guardiola con movimiento constante de los granos.

$T_s = 65 \text{ °C}$

4.3.2 Temperatura del producto durante el secado.

Viene a ser la temperatura de bulbo húmedo según la carta psicrométrica adjuntada en el anexo B, se tiene.

$T_p = 32.70 \text{ °C}$

4.3.3 Calor latente de vaporización del agua contenida en los granos

Es la energía que se requiere para un cambio de fase, de acuerdo al modelo desarrollado por (Caballero Cava, 2015, p. 43), a partir de las isothermas de equilibrio higroscópico determinó la siguiente ecuación para café pergamino:

$$H_{fg} = (2502.4 - 2.42958 T_p)[1 + 1.44408 \cdot \text{Exp}(-21.5011 X_o)] \quad (4.1)$$

Donde:

T_p : Temperatura superficial del producto, en °C.

X_o : contenido de humedad inicial del producto.

Remplazando:

$$H_{fg} = (2502.4 - 2.42958(32.90))[1 + 1.44408 \cdot \text{Exp}(-21.5011 \times 0.55)]$$

$$H_{fg} = 2422.98 \text{ Kj/Kg}$$

4.3.4 Tiempo de secado

Se estima secar el producto en un periodo no más de 24 horas, debido a que la cosecha es diaria, y según las exigencias el café debe ser procesado a diario.

Haciendo uso de las ecuaciones 2.3, 2.13, 2.14, 2.15 y 2.21, del capítulo II, Se determinará el tiempo de secado para diferentes velocidades de aire y área de secado para diferentes radios de cilindro:

Tabla 6

Tiempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1$ m

V (m/s)	G (Kg/h m2)	hc (Kj/m2.h °C)	Rc (Kg/h m2)	tc (h)	td (h)	t (h)
0.5	2160	71.94	0.96	1.87	29.05	30.91
1	4320	92.98	1.24	1.44	22.47	23.92
1.5	6480	108.03	1.44	1.24	19.34	20.59
2	8640	120.16	1.60	1.12	17.39	18.51
2.5	10800	130.50	1.74	1.03	16.01	17.04
3	12960	139.61	1.86	0.96	14.97	15.93
3.5	15120	147.80	1.97	0.91	14.14	15.05
4	17280	155.29	2.07	0.86	13.46	14.32

Nota: Área de secado $A_s = 6.28$ m²; Espesor $e = 0.20$ m (fuente: propio).

Tabla 7

Tiempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1.2$ m.

V (m/s)	G (Kg/h m ²)	hc (Kj/m ² .h °C)	Rc (Kg/h m ²)	tc (h)	td (h)	t (h)
0.5	2160	71.94	0.9591	1.30	20.17	21.47
1	4320	92.98	1.2395	1.00	15.61	16.61
1.5	6480	108.03	1.4401	0.86	13.43	14.30
2	8640	120.16	1.6018	0.78	12.08	12.85
2.5	10800	130.50	1.7397	0.71	11.12	11.83
3	12960	139.61	1.8611	0.67	10.39	11.06
3.5	15120	147.80	1.9703	0.63	9.82	10.45
4	17280	155.29	2.0701	0.60	9.34	9.95

Nota: Área de secado $A_s = 9.05$ m²; Espesor $e = 0.16$ m (fuente: propio).

Tabla 8

Tempo de secado a diferentes velocidades de aire y para $r=1.5$ m.

V (m/s)	G (Kg/h m ²)	hc (Kj/m ² .h °C)	Rc (Kg/h m ²)	tc (h)	td (h)	t (h)
0.5	2160	71.94	0.9591	0.83	12.91	13.74
1	4320	92.98	1.2395	0.64	9.99	10.63
1.5	6480	108.03	1.4401	0.55	8.60	9.15
2	8640	120.16	1.6018	0.50	7.73	8.23
2.5	10800	130.50	1.7397	0.46	7.12	7.57
3	12960	139.61	1.8611	0.43	6.65	7.08
3.5	15120	147.80	1.9703	0.40	6.28	6.69
4	17280	155.29	2.0701	0.38	5.98	6.37

Nota: Área de secado $A_s = 14.14$ m²; Espesor $e = 0.10$ m (fuente: propio).

Por lo tanto, según la Tabla 7, se concluye que la velocidad de secado y dimensiones del secador serán:

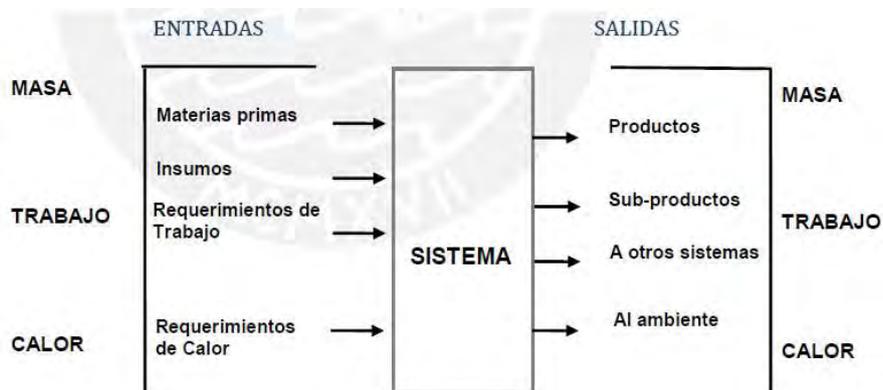
-Velocidad de secado: Se selecciona velocidad de 1 m/s en dirección transversal a la capa del producto, de esta manera se busca cumplir el proceso de secado en un periodo de 16.61 horas.

4.4 ANÁLISIS ENERGÉTICO EN EL SECADOR.

El uso de los conceptos termodinámicos (leyes de conservación de masa y energía), nos permitirá determinar las características termodinámicas del sistema, a la vez se podrá determinar la transferencia cruzando sus fronteras.

Figura 19

Representación física del análisis de sistemas en general

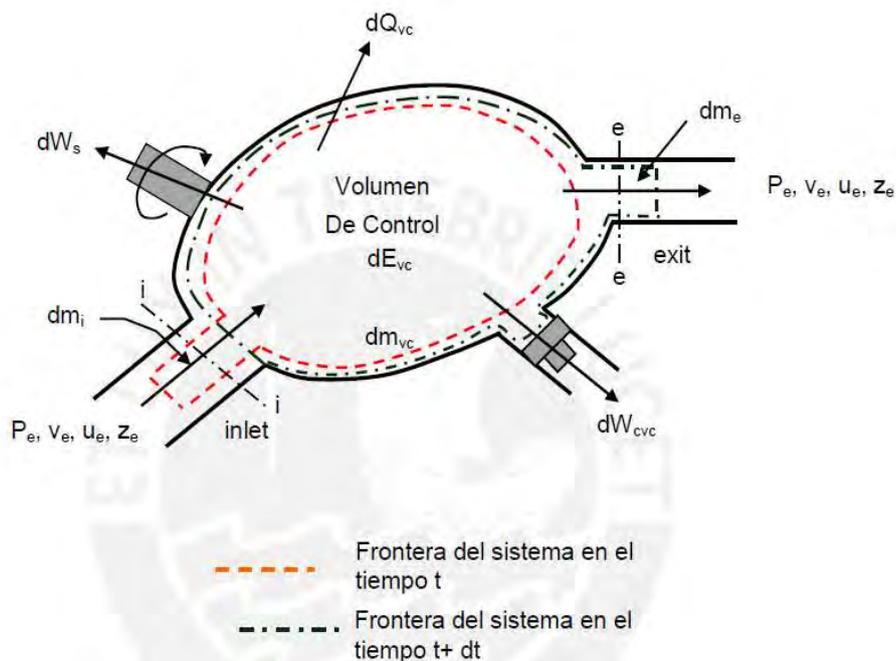


Nota: Tomado de *Diseño de una Secadora de Cacao Para Almacenaje con Capacidad de 2 T/DIA*, de (Caballero Cava, 2015, p. 52)

El análisis aplicado a un sistema abierto Figura 21 también denominado volumen de control del sistema, desde el punto de vista termodinámico, determina los principios de conservación de masa y energía, respectivamente.

Figura 20

transferencia de masa y energía en sistemas abiertos de volumen de control



Nota: Tomado de *Diseño de una Secadora de Cacao Para Almacenaje con Capacidad de 2 T/DIA*, de (Caballero Cava, 2015, p. 53)

$$\sum_{in} \dot{m}_i - \sum_{out} \dot{m}_e = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q} + \dot{W}_{net} + \sum_{in} \dot{m}_i \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i - \sum_{out} \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (4.3)$$

De acuerdo al primer análisis, se trabajarán las ecuaciones para determinar el flujo masico de aire necesario y la cantidad de agua a eliminar.

4.5 ANALISIS TERMODINÁMICO DEL SECADOR.

Se deben tener en cuenta algunas consideraciones desde el punto de vista termodinámico, para aplicar los principios de conservación de masa y energía.

- El secado del café considerando todos los flujos, deben ser analizados por el criterio de sistemas abiertos.
- Las propiedades en el sistema (densidad del café, flujo de aire y energía), no varían con el tiempo, sin embargo, estas propiedades pueden sufrir pequeñas variaciones de un punto a otro dentro del volumen de control.
- La energía cinética y potencial de la ecuación 4.3 se consideran despreciables por ser poco significantes.

Asumiendo que el secador opera como un sistema abierto que opera en condiciones de estado estacionario, implica que las propiedades en el sistema como densidad y energía especifica no varían con el tiempo, sin embargo, estas propiedades pueden variar espacialmente de un punto a otro dentro del volumen de control, los términos $d/dt = 0$ en las ecuaciones desaparecen y toman la forma.

$$\sum_{in} \dot{m}_i = \sum_{out} \dot{m}_e \quad (4.4)$$

$$\dot{Q} + \dot{W}_{shaft} = \sum_{out} \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum_{in} \dot{m}_i \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i \quad (4.5)$$

$$\dot{Q} = \sum_{out} \dot{m}_e (h)_e - \sum_{in} \dot{m}_i (h)_i \quad (4.6)$$

En el proceso de secado de café y otros productos se debe estudiar ampliamente, las condiciones de aire de secado y las condiciones del producto, esto para aplicar los balances de entalpía y humedad, entonces se tiene las siguientes consideraciones.

4.5.1 Balance de energía y masa

El balance para entalpía del aire:

$$\text{Energía que sale} = \text{Energía que entra} - \text{Energía transferida por convección} \quad (4.7)$$

El balance para la entalpía del café:

$$\text{Energía Transferida} = \text{cambio de energía interna} - \text{energía de evaporación} \quad (4.8)$$

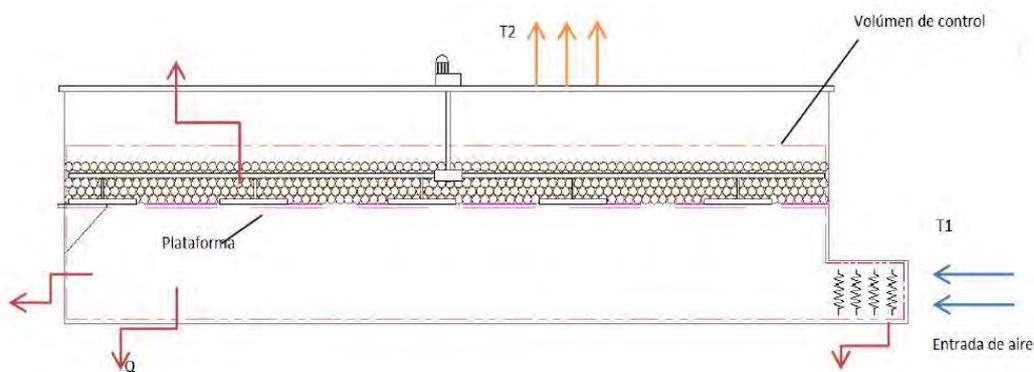
El balance para la humedad del aire:

$$\text{Humedad Transferida} = \text{humedad que sale} - \text{humedad que entra} \quad (4.9)$$

Todo este procedimiento de cálculo se basa en el esquema que muestra el volumen de control del secador de donde se obtiene el balance térmico:

Figura 21

Volumen de control aplicado al secador



Nota: Tomado de *Diseño de una Secadora de Cacao Para Almacenaje con Capacidad de 2 T/DIA*, de (Caballero Cava, 2015, p. 53)

4.5.2 Cantidad de agua eliminada

La cantidad de agua que se debe eliminar del café, durante el proceso de secado, está asociado a la cantidad de agua presente en el café en el estado inicial.

$$M_{\text{agua evap.}} = \frac{C * (X_o - X_f)}{1 - X_f} \quad (4.10)$$

$$M_{\text{agua evap.}} = \frac{500*(0.55 - .12)}{1-0.12} = 244.32 \text{ Kg}$$

La cantidad de café al final del ciclo de secado, con X_f de humedad es:

$$M_{\text{cafe seca}} = C - M_{\text{agua evap.}} \quad (4.11)$$

$$M_{\text{cafe seca}} = 500 - 244.32 = 255.68 \text{ Kg}$$

4.5.3 Energía De Calentamiento del Aire.

Para la transferencia de calor en el proceso de secado se debe determinar el calor específico del café en función del contenido de humedad final.

$$C_p = 1.3556 + 5.7859CH_l \quad (4.12)$$

C_p : Calor específico del café, en KJ/Kg °K.

CH_l : Contenido de humedad, decimal, base seca.

Montoya (1989)³ utilizó el método de las mezclas, para determinar el calor específico del café pergamino, obteniendo la ecuación 4.12, se desea obtener una humedad final del 0.12 en base seca, entonces se tiene:

$$C_p = 1.3556 + 5.7859(0.12) = 2.0499 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

3 Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino, 2008

4.5.4 Calor consumido durante el proceso de secado.

Están compuestos por el calor sensible para elevar la temperatura del grano de café, el calor sensible para elevar la temperatura del agua contenida en los granos de café y por el calor latente para evaporar el agua de la superficie de los granos de café.

Entonces, el calor total requerido es:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensible\ H2O} + \dot{Q}_s + \dot{Q}_{latente} \quad (4.13)$$

Calor sensible para elevar la temperatura de los granos

El calor necesario para elevar la temperatura de los granos de café de la cama del secador de 25 °C a 65°C es:

$$\dot{Q}_{sensible\ grano} = M_{cafe\ seca} (T_s - T_{prom}) C_p \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_{sensible\ grano} = 255.68\ Kg (338 - 298)^\circ K (2.0499) \frac{Kj}{Kg^\circ K} = 20964.97\ KJ = 5010.75\ Kcal$$

Calor sensible para elevar la temperatura del agua contenida en los granos

$$\dot{Q}_{sensible\ H2O\ grano} = M_{agua\ retirada} (T_s - T_{prom}) C_{e\ H2O} \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{sensible\ H2O\ grano} = 244.32\ Kg \cdot (65 - 25)^\circ C (1 \frac{Kcal}{Kg^\circ C}) = 9772.73\ Kcal$$

Calor latente para la evaporación del agua contenida en los granos

$$\dot{Q}_{latente} = M_{agua\ retirada} \cdot C_{latente\ H2O} \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{latente} = 244.32\ Kg (560 \frac{Kcal}{Kg}) = 136,818.18\ Kcal$$

Entonces el calor necesario para el proceso de secado, según la Ecuación 4.13, será:

$$\dot{Q}_{total} = 5010.75\ Kcal + 9772.73\ Kcal + 136818.18\ Kcal = 151,601.66\ Kcal$$

En la Tabla 9, se muestra el resumen del calor total requerido y su equivalente porcentual.

Tabla 9

Calor total requerido para el proceso de secado

\dot{Q}_i	Calor necesario (Kcal)	%
$\dot{Q}_{\text{sensible grano}}$	5,010.75	3.89
$\dot{Q}_{\text{sensible H}_2\text{O grano}}$	9,772.73	7.59
\dot{Q}_{latente}	136,818.18	88.52
\dot{Q}_{total}	151,601.66	100

Se debe considerar que este proceso de secado emplea un tiempo total de 16.61 Hr, para este tiempo la razón del flujo de calor total necesario es:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \frac{Q_{\text{total}}}{t_{\text{total}}} \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 151601.66 \text{ Kcal} \left(\frac{4.186 \text{ Kj}}{1 \text{ Kcal}} \right) \left(\frac{1}{16.61 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = 10.61 \text{ Kw}$$

Este valor también puede ser determinado del mismo modo en la carta psicrométrica, (anexo B) haciendo uso de la siguiente expresión.

Tabla 10

Propiedades del aire durante el secado

PUNTO 01	PUNTO 02	PUNTO 03
T= 25 °C	T= 65 °C	T= 32.7 °C
Hr= 96 %	Hr= 13 %	Hr= 100 %
W= 22.6 g/Kg	W= 22.6 g/Kg	W= 36.5 g/Kg
h= 83 Kj/Kg	h= 127 Kj/Kg	h= 127 Kj/Kg
Tbh= 24.8	Tbh= 32.7	Tbh= 32.7

Nota: valores tomados de la carta psicrométrica para diferentes puntos de transición del aire (Anexo B)

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (4.18)$$

4.5.5 Determinación del flujo de aire necesario para el proceso.

El cálculo del flujo de aire necesario para cumplir los requerimientos del proceso de secado se realiza utilizando las condiciones del aire de entrada con el empleo de la carta psicrométrica

del lugar, aquí se obtienen las humedades específicas del proceso de secado cuando el aire pasa del punto inicial de 25°C y 96% de humedad relativa y es calentado hasta 65°C, dónde

$$w_1 = w_2 = 22.6 \frac{g \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ de aire seco}}$$

Éste es introducido al proceso de secado donde el aire abandona saturado a una temperatura de 32.7 °C con:

$$w_3 = 36.5 \frac{g \text{ vapor de agua}}{Kg \text{ de aire seco}}$$

Considerando:

$$M_{\text{agua retirada}} = 244.32 \text{ Kg}$$

$$t_{\text{secado}} = 16.61 \text{ h}$$

Se determina el flujo másico de aire necesario para el proceso mediante la ecuación:

$$\dot{m}_a = \frac{M_{\text{agua retirada}}}{t_{\text{secado}} \cdot (w_3 - w_2)} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_a = 0.2939 \text{ Kg/s}$$

Entonces de la ecuación 4.18 y reemplazando los valores se tiene que.

$$\dot{Q}_a = 12.93 \text{ Kw}$$

De los resultados de las ecuaciones, se puede observar que hay una variación en el resultado encontrado. Esto se debe a las pérdidas de calor por convección entre el aire y el producto, cuyo valor puede ser hallado con la división de ambos valores.

$$\frac{12.93 \text{ Kw}}{10.61 \text{ Kw}} = 1.22$$

Este resultado está también sujeto a pérdidas por convección con el intercambiador, por lo que el calor necesario para elevar la temperatura de 25°C a 65°C será:

$$\dot{Q}_a = 1.22(12.93) = 15.76 \text{ Kw}$$

De los cálculos del proceso de secado podemos concluir que se han determinado todos los valores necesarios que se muestra

Resumen de cálculos para el proceso de secado.

Temperatura de secado	65 °C
Tiempo de secado	16.61 Hr
Dimensiones de la cámara de secado	D=1.2 m , h=1 m y e=0.16 m
Calor total requerido para elevar la temperatura de 25 a 65 °C	151,601.66 Kcal
Potencia consumida durante el proceso	15.76 Kw

4.6 CALCULO HIDRAULICO

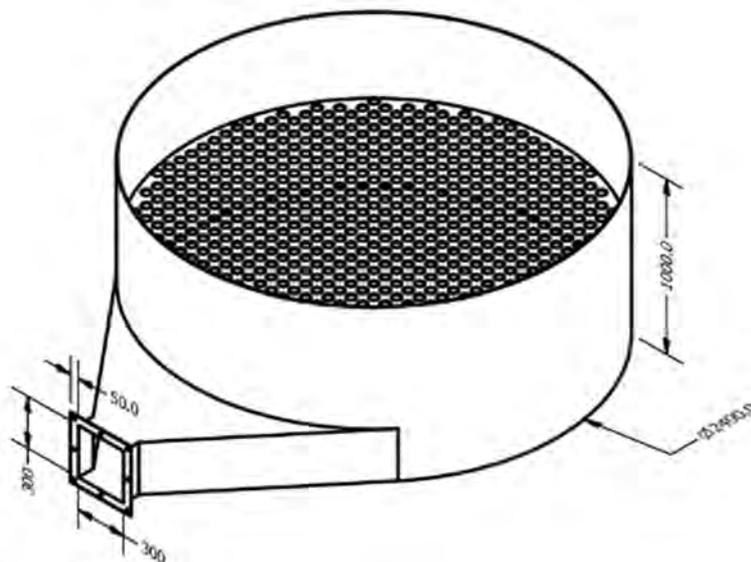
4.6.1 VELOCIDADES DE AIRE EN EL SISTEMA

4.6.1.1 VELOCIDAD DE AIRE AL INGRESO DEL SECADOR

Considerando las dimensiones del ingreso de la cámara de 0.3x0.3m como se indica en la Figura 22, ya dimensionado, por esta sección ingresara el aire caliente hacia la cámara de secado.

Figura 22

Dimensionamiento de la cámara de secado

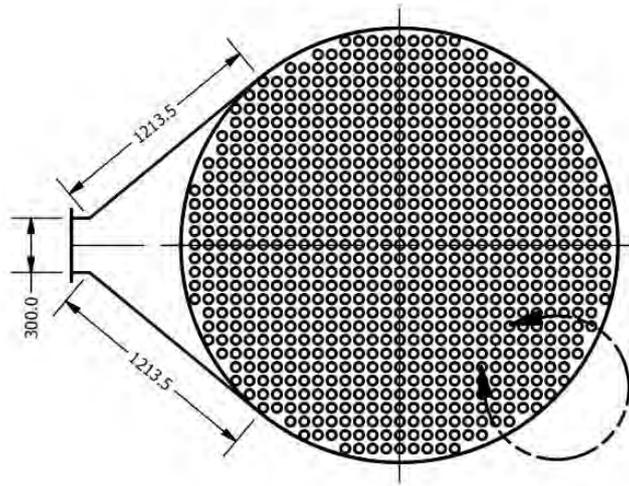


Nota: Cámara de secado tipo cilíndrico con entrada de aire, la plancha perforada se encuentra a la mitad de la altura cilíndrica.

La velocidad del aire que pasa transversalmente por la capa de granos será de 1m/s, dato que ha considerado en la tabla 7, por tanto, por cada agujero que se visualiza en la Figura 23, tendrá que pasar aire a una velocidad de 1m/s, y la cantidad de agujeros es de 769 unidades.

Figura 23

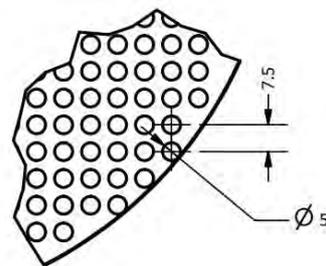
Vista de planta de plancha perforada



Nota: La plancha perforada, es donde se soportan los granos con un espesor de $e=0.16$ m

Figura 24

Detalle de los orificios en la plancha perforada.



Nota: los agujeros de la plancha perforada están en arreglos rectangulares espaciados simétricamente a 7.5 mm. Para determinar la velocidad del aire que ingresa al secadero utilizaremos la ecuación de continuidad.

$$A_{ing-secadero} * V_{aire-ing sec} = N_{agujero} * A_{agujero} * V_{aire-agujero} \quad (4.20)$$

Dónde:

$A_{ing-secader}$: Área de la sección del ducto por donde el aire ingresa al secadero igual a 0.09 m^2

$V_{aire-ing\ sec}$: Velocidad del aire en el ducto por donde este ingresa al secadero.

$N_{agujero}$: Número total de agujeros, es igual a 769

$A_{agujero}$: Área del agujero, considerando que el diámetro es de 5mm, el área es de $19.63 * 10^{-6} m^2$

$V_{aire-agujero}$: Velocidad del aire cuando pasa por el agujero igual a 1 m/s.

Reemplazando valores en la ecuación 4.20 y despejando la velocidad del aire al ingreso del secadero se tiene:

$$V_{aire-ing\ sec} = \frac{769 * 19.63 * 10^{-6} [m^2] * 1 [m/s]}{0.09 m^2} = 0.168 [m/s]$$

Se considerará esta velocidad del aire para diseñar y dimensionar el calentador de aire solar y el calentador de aire con biomasa.

4.6.2 PERDIDAS DE PRESION EN EL SISTEMA

Es la presión total que debe vencer el ventilador y se obtiene sumando las pérdidas causadas por el calentador solar, el intercambiador de calor, la cámara de secado y la masa de café.

4.6.2.1 PERDIDA DE PRESION EN EL CALENTADOR SOLAR

Del **Capítulo V**, El Número de Reynolds según la Ecuación 5.22 es: $Re_D = 337.47$ y corresponde al flujo laminar, así mismo el diámetro hidráulico calculado es de $D_h = 0.0361 [m]$, la longitud de tubería se ha calculado con la ecuación 5.32 y tiene el valor de 2 m, y finalmente la velocidad de aire a la entrada de la cámara de secado es de 0.168 m/s

La relación entre las dimensiones del interior de la tubería es $\frac{a}{b} = 4.46$, el que será usado para el uso de la Tabla 11, con este dato se determina la relación siguiente:

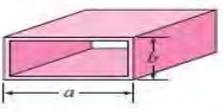
$$f = \frac{72.92}{Re_D} \quad (4.21)$$

Y la pérdida de presión en el captador solar es:

$$\Delta P_L = N * f * \frac{L_{tubo}}{D_h} * \rho * \frac{V_{aire-tubo}^2}{2} \quad (4.22)$$

Tabla 11

Numero de Nusselt y factor de fricción para flujo laminar

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Círculo 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectángulo 	a/b			
	1	2.98	3.61	56.92/Re
	2	3.39	4.12	62.20/Re
	3	3.96	4.79	68.36/Re
	4	4.44	5.33	72.92/Re
	6	5.14	6.05	78.80/Re
	8	5.60	6.49	82.32/Re
	∞	7.54	8.24	96.00/Re

Nota: tomado de (*Transferencia de Calor y Masa - Cengel 4Ed.pdf*, s. f.)

En la Tabla 12, se muestran los valores de la pérdida de presión en el calentador de aire solar considerando los diferentes horarios de tiempo.

Tabla 12

Pérdida de presión en el colector solar para diferentes horarios

Periodo de tiempo	T_i [°C]	T_o [°C]	T_{prom} [°C]	$\rho_{T_{prom}}$ [Kg/m ³]	L_{tubo} [m]	D_h [m]	$V_{aire-tubo}$ [m/s]	Re_D	f	ΔP_L [Pa]
[8-9]	22	38.25	30.1	1.034	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.175
[9-10]	22	42.75	32.4	1.028	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.174
[10-11]	22	47.3	34.7	1.021	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.172
[11-12]	22	49.61	35.8	1.018	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.172
[12-13]	22	49.26	35.6	1.019	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.172
[13-14]	22	46.63	34.3	1.022	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.173
[14-15]	22	42.53	32.3	1.028	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.174
[15-16]	22	37.21	29.6	1.036	2	0.0361	0.168	337.47	0.216	0.175

Nota: se verifica pérdida de presión para diferentes horas del día

Entonces, se verifica que la pérdida de presión en el calentador de aire solar es baja sin importar los periodos de tiempo, por tanto, se considerara el mayor valor de 0.175[Pa]. En el capítulo 5

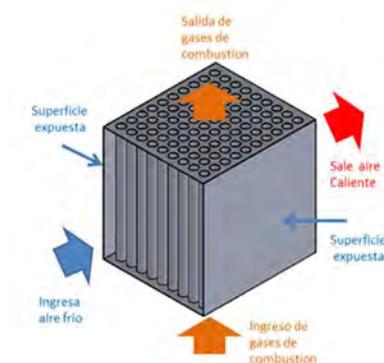
se han calculado 42 tubos de sección rectangular de 102x25.5mm con una longitud de 2 m, entonces la caída de presión total sería de:

$$\Delta P_{cs} = 0.175(42)=7.35 \text{ [Pa]}$$

4.6.2.2 Cálculo de la caída de presión en el calentador con biomasa.

Figura 25

Calentador de biomasa



Nota: Fuente propio

Se tiene el diseño del calentador adaptada a un banco de tubos de flujos perpendiculares, como se muestra en la Figura 25, la caída de presión es debida a la resistencia del flujo de aire que ofrecen los tubos por donde circulan los gases de combustión.

$$\Delta P = N_L * f * x * \frac{\rho * v_{\max}^2}{2} \quad (4.23)$$

Dónde:

f: Factor de fricción en el banco de tuberías, ver Figura 26

x: Factor de corrección para el banco de tuberías, ver Figura 26

$V_{\max}=0.4525 \text{ m/s}$, Ver Ecuación 5.46

Como el arreglo del banco de tuberías es de forma cuadrangular se tiene que:

$$P_T = P_L = \frac{S_L}{D} = \frac{40.4}{25.4} = 1.59 \approx 1.6 \tag{4.24}$$

También se evalúa la siguiente relación:

$$\frac{P_T - 1}{P_L - 1} = 1 \tag{4.25}$$

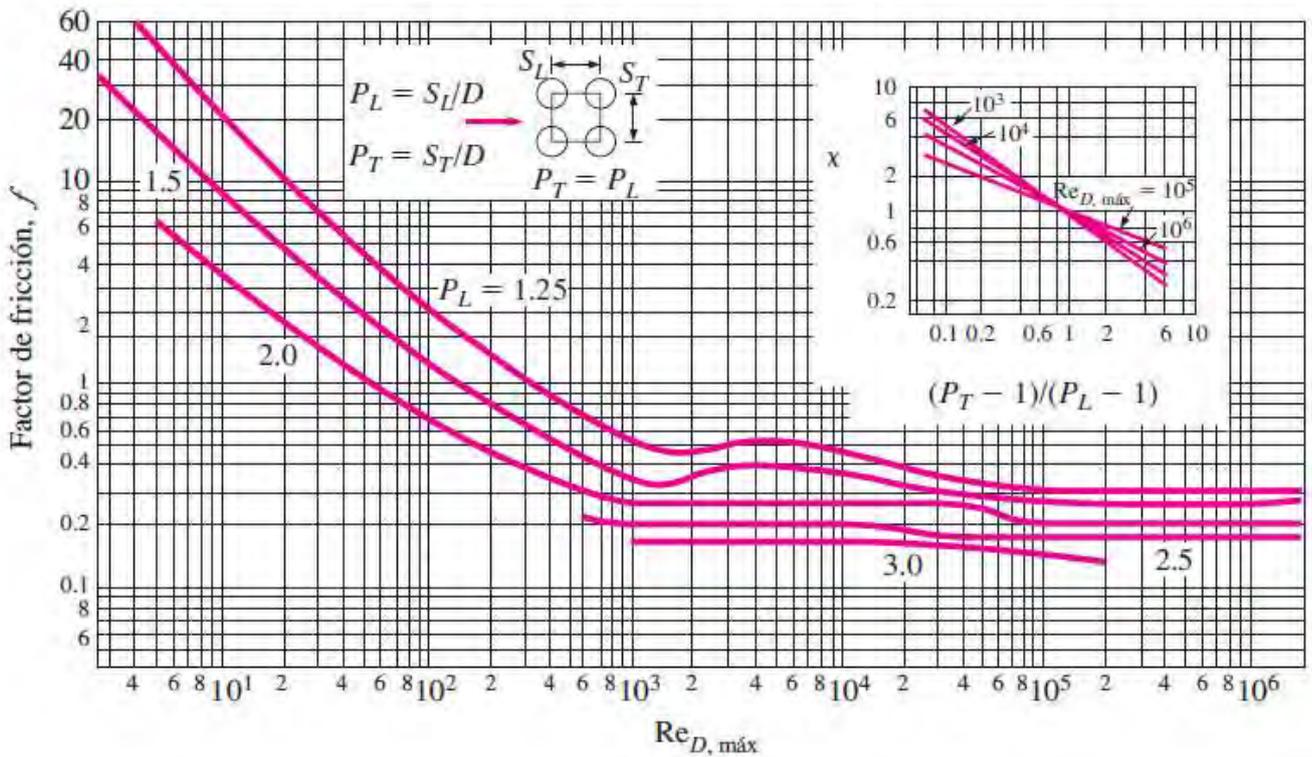
De la ecuación 5.47 se tiene el valor de $Re_D = Re_{D,max} = 604.2$

Considerando estos valores en la Figura 26, se tiene que:

$$f = 0.4 \quad x=0.9$$

Figura 26

Factor de fricción f y factor de corrección para bancos de tubos



Nota: tomado de (*Transferencia de Calor y Masa - Cengel 4Ed.pdf*, s. f.)

Reemplazando valores en la ecuación 4.23

$$\Delta P_{cb} = 9 * 0.4 * 0.9 * \frac{0.974 * 0.4525^2}{2} = 0.323 \text{ [Pa]}$$

La caída de presión es mínima porque se tiene una velocidad de aire baja.

4.6.2.3 Cálculo de la caída de presión causada por el paso del aire a través del café

Según (Rojas Quintanilla & Fuentes Tupayachi, 1986a, p. 109) se han desarrollado las fórmulas para determinar la caída de presión cuando el aire pasa por la capa de café.

$$\Delta P_c = \frac{r * e * \rho_{aire} * V_{aire}^2}{2 * 10} \quad (4.26)$$

Donde:

$r = 50000$: resistencia al aire del café [m^{-1}]

e : espesor de la capa de café = 0.16 [m]

V_{aire} : velocidad del aire a la entrada del secador.

ρ_{aire} : densidad del aire 1.2 [Kg/m³]

$$\Delta P_c = \frac{50000 * 0.16 * 1.2 * 0.168^2}{2 * 10}$$

$\Delta P_c = 13.55$ mmca.

$\Delta P_c = 132.77$ [Pa]

$$\Delta P_t = \Delta P_{cs} + \Delta P_{cb} + \Delta P_c$$

$\Delta P_t = 7.35 + 0.323 + 132.77$ [Pa]

$\Delta P_t = 140.44$ [Pa]

4.6.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Para seleccionar el ventilador se requiere la caída de presión total $\Delta P_t = 140.44$ [Pa] en el sistema y el flujo de masa de aire.

Cálculo del flujo de aire

$$\dot{Q}_a = \vartheta_a \cdot \dot{m}_a$$

\dot{m}_a : flujo masico de aire 0.2939 [Kg/s] Ecuación 4.19

$$\vartheta_a = \frac{R_a \cdot \dot{T}_a (1 + 1.608 w_1)}{P_a}$$

$$R_a = 286.9 \text{ [J/Kg}^\circ\text{K]}$$

$$\dot{T}_a = 22^\circ\text{C} = 295^\circ\text{K}$$

$$P_a = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ [Pa]}$$

Reemplazando datos

$$\vartheta_a = \frac{286.9 * 295(1 + 1.608 * 0.0226)}{101325} = 0.86564 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Entonces } \dot{Q}_a = 0.86564 * 0.2939 = 915.88 \text{ m}^3/\text{h} = 539.07 \text{ ft}^3/\text{min [CFM]}$$

Con este caudal se selecciona un ventilador de las siguientes características:

Marca: SODECA

Modelo: CJVR-315-4M-RE

Potencia: 0.13 Kw

Caudal máximo: 954.1 CFM

Velocidad del motor: 1400 RPM

Las características y curvas de operación del ventilador se adjuntan en el Anexo C

CAPITULO V: DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR Y BIOMASA

5.1 INTRODUCCION

En este capítulo se realizará el análisis y cálculo de la energía requerida para el calentamiento del aire de secado mediante energía solar y biomasa, para el sistema solar se realizará el cálculo y dimensionamiento de un colector solar plano y para el sistema biomásico se realizará el cálculo y dimensionamiento de una cámara de combustión con chimenea, juntamente se realizará el diseño de un intercambiador de calor apropiado para este sistema.

5.2 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CALENTADOR SOLAR

En el capítulo IV, se ha calculado la velocidad del aire a la entrada de la cámara de secado, que tiene un valor de 0.168 m/s, este valor nos permitirá diseñar y dimensionar el calentador de aire solar y biomasa.

Ubicación del proyecto de investigación

Para efectuar los cálculos del sistema solar debemos ubicar las coordenadas geográficas del lugar y las condiciones atmosféricas.

Tabla 13

Datos geográficos de la estación de Quillabamba

Estación: QUILLABAMBA					
Departamento:	CUSCO	Provincia:	LA CONVENCION	Distrito:	SANTA
Latitud:	12°51'23.22"	Longitud:	72°41'30.26"	Altitud:	1001
Tipo:	CP	- Código:	112036		

Nota: Fuente: SENAMHI

5.2.1 Cálculo de la radiación solar incidente en la superficie horizontal

Para realizar este cálculo consideraremos el método de Hottel (1976)-Modelo isotrópico, del autor (Passamai, 2015) con el cual podremos calcular la radiación solar horaria, pero este método solo funciona para días claros, es decir días sin nubosidad.

Este modelo relaciona la transmitancia atmosférica para la radiación directa en función del ángulo cenital y de la altitud sobre el nivel del mar, como indica la ecuación (5.1)

$$\tau_b = a_o + a_1 * e^{(-k/\cos\theta_z)} \quad (5.1)$$

Dónde:

τ_b : Transmitancia atmosférica para la radiación directa.

θ_z : Angulo cenital.

A : Altitud sobre el nivel del mar del lugar de estudio.

a_o , a_1 y k son parámetros empíricos y están en función de la altitud "A", como se indica en las ecuaciones 5.2, 5.3 y 5.4

$$a_o = r_o[0.42327 - 0.00821 * (6 - A)^2] \quad (5.2)$$

$$a_1 = r_1[0.5055 - 0.00595 * (6.5 - A)^2] \quad (5.3)$$

$$k = r_k[0.2711 - 0.01858 * (2.5 - A)^2] \quad (5.4)$$

Los valores de r_o , r_1 , y r_k se determinan de la Tabla 14 para distintos tipos de clima.

Tabla 14

Valores de los parámetros según el tipo de clima

Tipo de clima	r_o	r_1	r_k
Tropical	0.95	0.98	1.02
Verano, latitud media	0.97	0.99	1.02
Verano, sub-ártico	0.99	0.99	1.01
Invierno, latitud media	1.03	1.01	1.00

Nota: Adaptado de *Determinación De Radiación Solar Horaria Para Días Claros Mediante Planilla De Cálculo* Autor: V. Passamai Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta, Argentina

Para hallar la transmitancia atmosférica para la radiación difusa se utiliza la ec. 5.5, que está en función de la transmitancia atmosférica para la radiación directa.

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939 * \tau_b \quad (5.5)$$

La declinacion solar, que varia en funcion de dia "n" que inicia con 1 para el primero de enero y termina en 365 para el 31 de diciembre, la declinacion solar se calcula con la ecuacion de Cooper (1969), ecuacion 5.6

$$\delta = 23.45 * \text{sen} \left[\frac{2\pi(284 + n)}{365} \right] \quad (5.6)$$

El ángulo cenital, que es otro parámetro horario se calcula con la ecuación 5.7, y el ángulo de puesta de sol se calcula con la ecuación 5.8.

$$\cos\theta_z = \text{sen}\phi * \text{sen}\delta + \cos\Phi * \cos\delta * \cos\omega \quad (5.7)$$

$$\cos\omega_s = -\frac{\text{sen}\Phi * \text{sen}\delta}{\cos\Phi * \cos\delta} = -\text{tg}\Phi * \text{tg}\delta \quad (5.8)$$

Dónde:

θ_z : Angulo cenital.

ϕ : Latitud de la zona de estudio.

ω : Angulo horario, varia de $-\omega_s$ al amanecer a ω_s al atardecer.

ω_s : Angulo de puesta de sol.

Se calcula la radiación solar extraterrestre sobre un plano normal a la radiación, con la ecuación 5.9

$$G_{on} = G_{sc} * \left[1 + 0.033 * \cos \left(\frac{2\pi}{365} * n \right) \right] \quad (5.9)$$

$G_{sc}=1,367.0$ [w/m²] constante solar

La radiación directa se calcula con la ecuación 5.10, y la radiación difusa con la ecuación 5.11

$$G_{cb} = \tau_b * G_{on} * \cos\theta_z \quad (5.10)$$

$$G_{cd} = \tau_d * G_{on} * \cos\theta_z \quad (5.11)$$

La radiación total sobre un plano horizontal sobre la superficie terrestre es la suma de la radiación directa y la radiación difusa, ecuación 5.12.

$$G_c = G_{cb} + G_{cd} \quad (5.12)$$

5.2.2 Cálculo de la radiación solar incidente sobre una superficie inclinada.

Para el modelo isotrópico, la radiación incidente sobre una superficie inclinada es:

$$G_{c-I} = G_{cb-I} + G_{cd-I} + G_{cr-I} \quad (5.13)$$

La radiación solar directa sobre el plano inclinado se calcula con la ecuación 5.14.

$$G_{cb-I} = G_{cb} * R_b \quad (5.14)$$

Dónde:

R_b : El factor de conversión de la radiación solar directa

θ : Ángulo entre la radiación directa en una superficie y la normal de esa superficie.

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (5.15)$$

Radiación solar difusa sobre un plano inclinado se calcula con la ecuación 5.16.

$$G_{cd-I} = G_{cd} * \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (5.16)$$

Radiación solar reflejada sobre la superficie del plano inclinado se calcula con la ecuación 5.17.

$$G_{cr-I} = G_c * \rho_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (5.17)$$

Dónde:

ρ_g : Reflectancia difusa

Tabla 15

Reflectancias típicas de varias superficies

Superficie	(%)	Superficie	(%)	Superficie	(%)
Nieve, fresca	75-90	Suelo, arenoso	20-25	Concreto	15-37
Nieve, vieja	35-70	Cal	45	Edificios	9
Hielo	60	Yeso	55	Urbano, medio	15
Agua, profunda	5-20	Granito	12-18	Caña de azúcar	15
Arcilla, húmeda	16	Piedras	20-30	Maíz	18
Arcilla seca	23	Duna, arena	20-45	Algodón	20-22
Nubes, gruesas	70-95	Marga, seca	23	Bosque, coníferas	5-15
Nubes, finas	20-65	Marga, húmeda	16	Gramma, verde	26

El Angulo de acimut del sol se calcula con la ecuación 5.18.

$$\cos(\gamma_s) = \frac{\text{sen}\alpha * \text{sen}\Phi - \text{sen}\delta}{\text{cos}\alpha * \text{cos}\Phi} \quad (5.18)$$

El ángulo entre la radiación directa en una superficie y la normal de esa superficie se calcula con la ecuación 5.19.

$$\cos\theta = \cos\theta_z * \cos\beta + \text{sen}\theta_z * \text{sen}\beta * \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (5.19)$$

La relación entre el ángulo de altitud del sol (α) y el angulo cenit (θ_z) es:

$$\alpha + \theta_z = 90^\circ \quad (5.20)$$

5.2.3 Determinación del día crítico.

En la tabla 16, derivado de la ecuación 5.9, se muestra la radiación en los meses de abril, mayo y junio.

Tabla 16

Cálculo de la radiación por día

Mes					
Abril		Mayo		Junio	
fecha	G_{on} w/m ²	fecha	G_{on} w/m ²	fecha	G_{on} w/m ²
01/04/2024	1366.42	01/05/2024	1344.22	01/06/2024	1327.58
02/04/2024	1365.64	02/05/2024	1343.55	02/06/2024	1327.21
03/04/2024	1364.87	03/05/2024	1342.89	03/06/2024	1326.85
04/04/2024	1364.09	04/05/2024	1342.24	04/06/2024	1326.5
05/04/2024	1363.32	05/05/2024	1341.6	05/06/2024	1326.17
06/04/2024	1362.54	06/05/2024	1340.96	06/06/2024	1325.84
07/04/2024	1361.77	07/05/2024	1340.33	07/06/2024	1325.53
08/04/2024	1361	08/05/2024	1339.71	08/06/2024	1325.23
09/04/2024	1360.23	09/05/2024	1339.09	09/06/2024	1324.94
10/04/2024	1359.46	10/05/2024	1338.48	10/06/2024	1324.67
11/04/2024	1358.7	11/05/2024	1337.89	11/06/2024	1324.41
12/04/2024	1357.94	12/05/2024	1337.3	12/06/2024	1324.16
13/04/2024	1357.18	13/05/2024	1336.72	13/06/2024	1323.92
14/04/2024	1356.42	14/05/2024	1336.15	14/06/2024	1323.7
15/04/2024	1355.67	15/05/2024	1335.59	15/06/2024	1323.49
16/04/2024	1354.92	16/05/2024	1335.03	16/06/2024	1323.29
17/04/2024	1354.17	17/05/2024	1334.49	17/06/2024	1323.1
18/04/2024	1353.43	18/05/2024	1333.96	18/06/2024	1322.93
19/04/2024	1352.69	19/05/2024	1333.43	19/06/2024	1322.77
20/04/2024	1351.96	20/05/2024	1332.92	20/06/2024	1322.62
21/04/2024	1351.23	21/05/2024	1332.42	21/06/2024	1322.49
22/04/2024	1350.5	22/05/2024	1331.92	22/06/2024	1322.37
23/04/2024	1349.78	23/05/2024	1331.44	23/06/2024	1322.26
24/04/2024	1349.07	24/05/2024	1330.97	24/06/2024	1322.17
25/04/2024	1348.36	25/05/2024	1330.5	25/06/2024	1322.09
26/04/2024	1347.65	26/05/2024	1330.05	26/06/2024	1322.02
27/04/2024	1346.95	27/05/2024	1329.61	27/06/2024	1321.97
28/04/2024	1346.26	28/05/2024	1329.18	28/06/2024	1321.93
29/04/2024	1345.57	29/05/2024	1328.77	29/06/2024	1321.9
30/04/2024	1344.89	30/05/2024	1328.36	30/06/2024	1321.89
		31/05/2024	1327.96		

Nota: El día en el cual se presenta la menor radiación solar es el día 30 de junio, cuando: $G_{on} = 1321.89 [W/m^2]$

El diseño se realizara teniendo en cuenta este día, para el cálculo de la radiación solar se utilizara la plantilla de cálculo “determinación de radiación solar horaria para días claros mediante planilla de cálculo del autor V. Passamai Investigador adjunto del CONICET (Consejo Nacional de Investigación Científica y Técnica de Argentina) y financiada por CIUNSA (Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta-Argentina”, en esta publicación se muestra la plantilla de cálculo basada en el método de Hottel (1976) para el

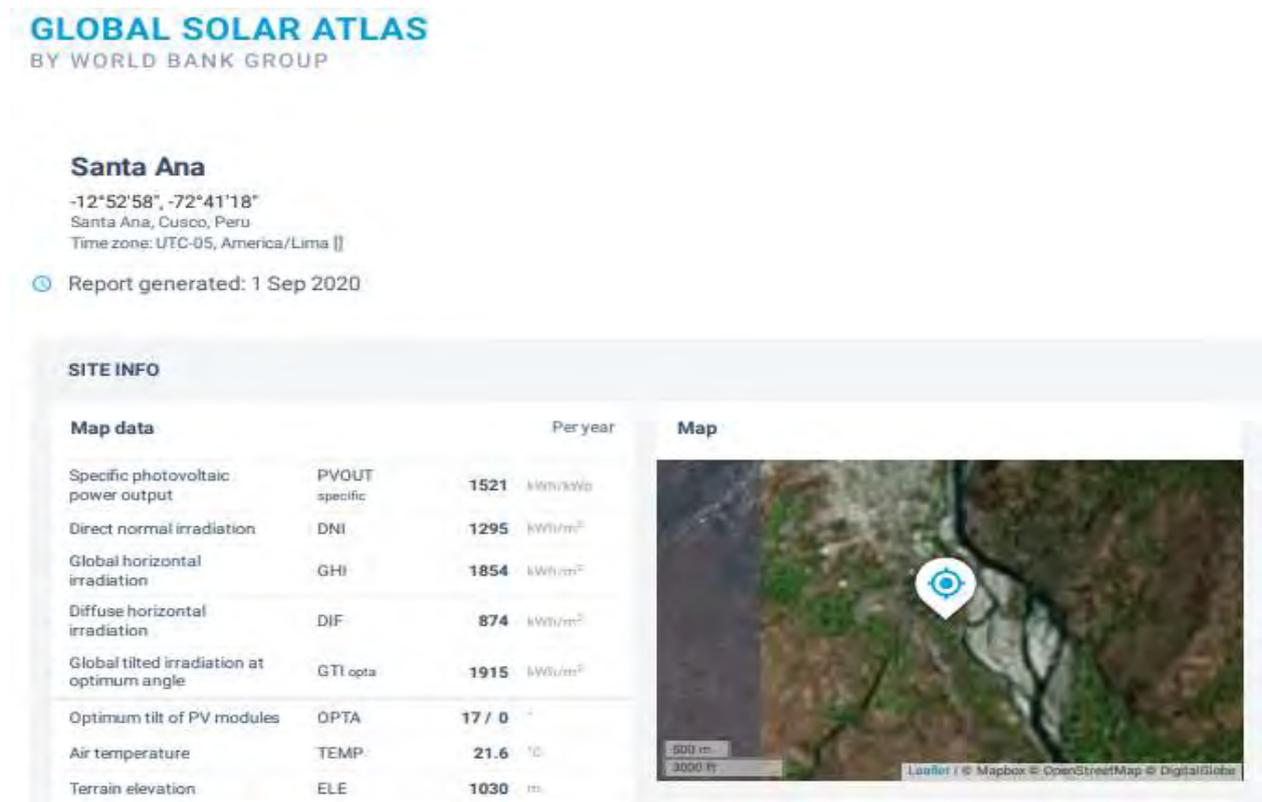
cálculo de la radiación solar horaria, esta plantilla solo nos calcula la radiación incidente sobre un plano horizontal y nosotros necesitamos el cálculo de la radiación solar sobre un plano inclinado, por tanto, se utilizara el método isotrópico para calcular la radiación incidente sobre un plano inclinado utilizando las fórmulas 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 y 5.17.

5.2.4 *Angulo de inclinación optimo y orientación del calentador solar.*

La inclinación del módulo solar se determinó utilizando la página del Atlas Solar indicado en la Figura 27, donde recomienda que la inclinación optima de los módulos solares debe ser de 17° y la orientación de estos paneles en el hemisferio Sur debe de ser hacia el norte.

Figura 27

Angulo de inclinación del calentador de aire solar.



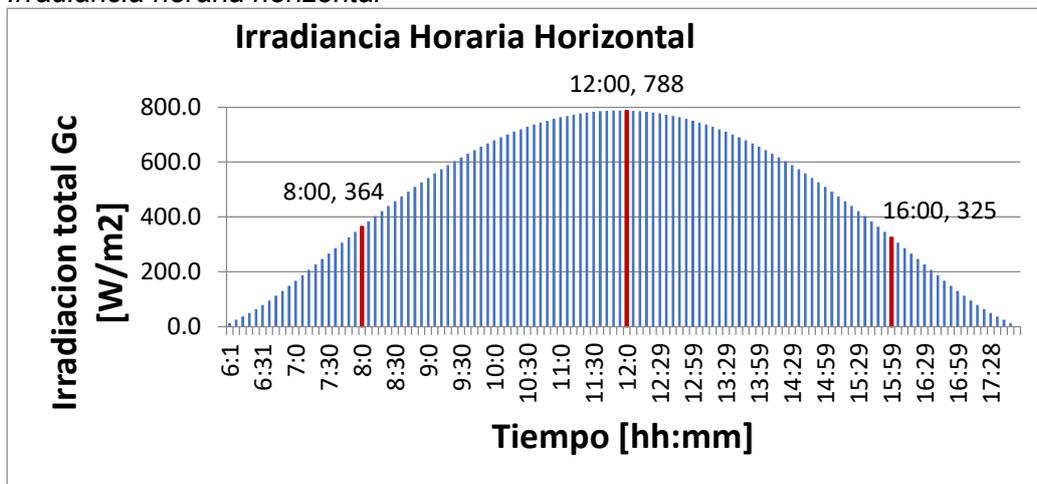
Nota: tomado de <https://globalsolaratlas.info/map?s=-12.882764,-72.688293&m=site&c=-12.917568,-72.732239,10>

5.2.5 *Determinación de la irradiación horaria horizontal y la inclinada a 17°.*

Los resultados de los cálculos realizados en superficie horizontal e inclinada se muestran en la Figura 28 y Figura 29 respectivamente.

En la Figura 28 se muestra como varia la irradiación horizontal por horas en el día indicado

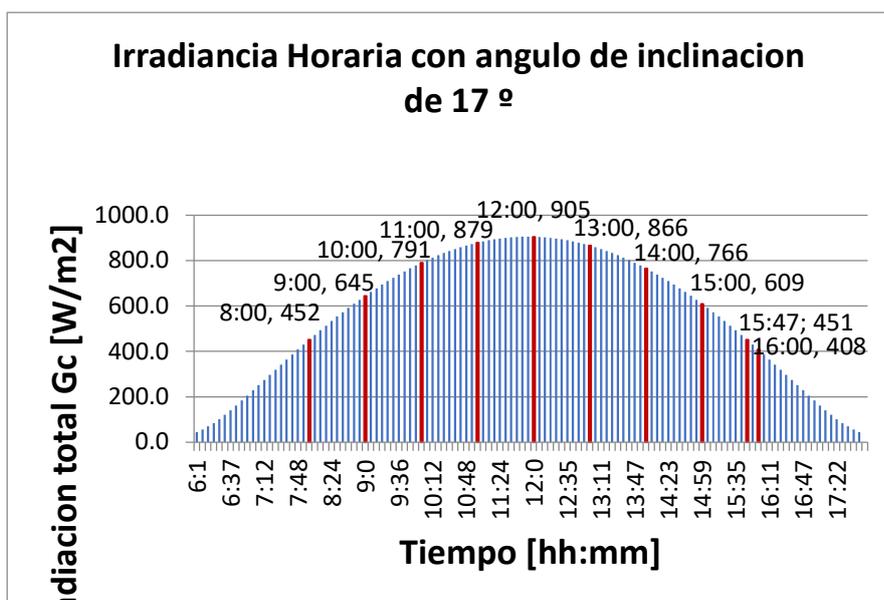
Figura 28
Irradiancia horaria horizontal



Nota: graficada en una hoja de calculo de Excel, utilizando las fórmulas del método isotrópico.

En la Figura 29, se muestra la variación de la radiación solar sobre un plano inclinado a 17° con respecto a la horizontal, para el día indicado, de esta forma podemos comparar que la mejor forma de aprovechar la radiación solar es inclinando el panel para que reciba mayor cantidad de radiación solar por unidad de área, por tanto, para el dimensionamiento del módulo solar, se tendrá en cuenta estos valores.

Figura 29
Irradiancia en plano inclinado



Nota: graficada en una hoja de cálculo de Excel, utilizando las fórmulas del método isotrópico.

El siguiente paso es determinar cuál es la radiación que se tomara en cuenta para realizar el cálculo, por tanto, como se muestra que la radiación varía según avanzan las horas del día, para calculo consideraremos la radiación que se indica en la tabla 17

Tabla 17

Cálculo de la radiación incidente durante los periodos de tiempo determinado.

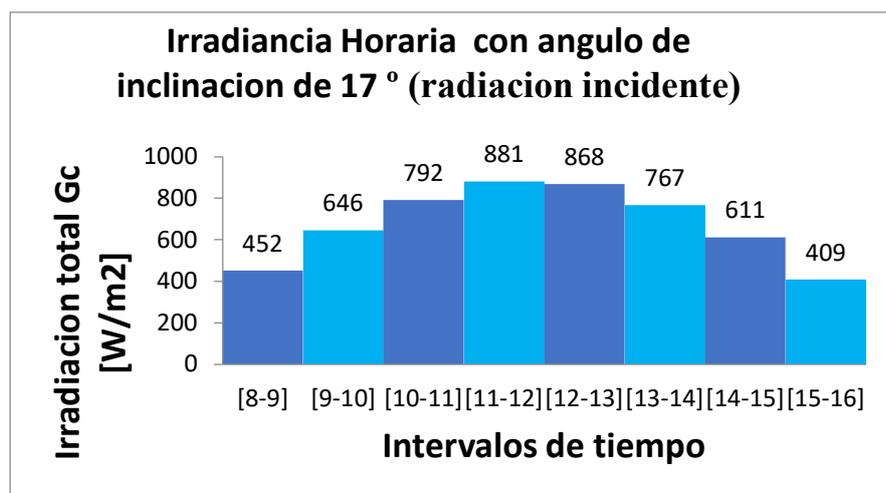
Periodo de tiempo	Radiación Incidente $q_{incidente}$ [W/m ²]
[8-9]	452
[9-10]	646
[10-11]	792
[11-12]	881
[12-13]	868
[13-14]	767
[14-15]	611
[15-16]	409

Nota: Tabla resumida de la Figura 29 para un Angulo de inclinación de 17°C

Estos datos nos permitirán saber cuál es la temperatura a la cual llega la superficie del módulo en cada periodo de tiempo y en base a esta temperatura podremos dimensionar el módulo solar.

Figura 30

irradiancia horaria con Angulo de inclinación.



Nota: Graficada a partir de la Tabla 17

5.2.6 Cálculo de la radiación efectiva sobre la superficie de los tubos de aluminio.

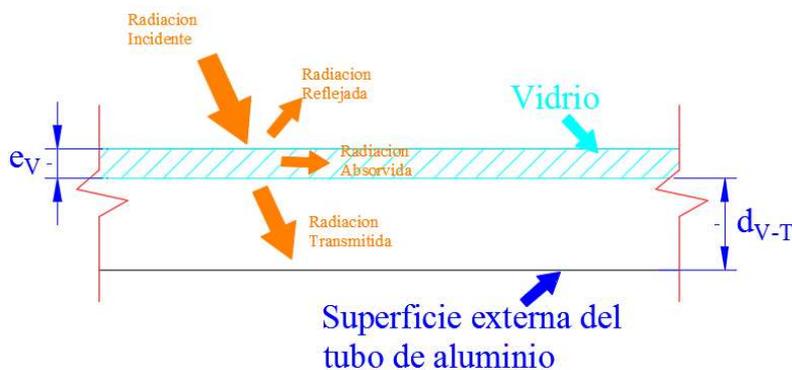
Para poder realizar el cálculo por el método de diferencias finitas necesitamos calcular previamente la radiación efectiva que incide sobre la parte superior del tubo, considerando la Figura 29, en la que se muestra la radiación horaria incidente sobre un plano inclinado a 17° y orientado hacia el norte y la Figura 31 en la cual se muestra cómo se divide la radiación incidente sobre el vidrio con un espesor de $e_V = 3.2 \text{ mm}$ que esta sobre los tubos de aluminio a una distancia de " d_{V-T} ".

La transmitancia del vidrio es de $\tau_{\text{vidrio}} = 0.88$, es decir que el 88% de la radiación incidente pasara a través del vidrio.

Se tiene que evaluar cuanta de la radiación incidente será absorbida por la parte superior de los tubos de aluminio, para mejorar la absorptividad de la superficie de los tubos de aluminio, esta será pintada con pintura negra la cual tiene una absorptividad de $\alpha_{\text{pintura negra}} = 0.97$.

Figura 31

División de la radiación sobre la superficie del vidrio.



Nota: De la radiación incidente una parte es reflejada y la otra absorbida, aprovechándose únicamente la radiación transmitida

Entonces, la radiación efectiva que será absorbida por la superficie de los tubos de aluminio será:

$$q_R = q_{\text{incidente}} * \tau_{\text{vidrio}} * \alpha_{\text{pintura negra}} \quad (5.21)$$

Donde:

$q_{\text{incidente}}$: Es la radiación incidente que varía según la hora del día y se muestra en la Figura 36

El resultado de la radiación efectiva se muestra en la Tabla 18, esta varía según las horas del día, estos valores serán ingresados en la hoja de cálculo Excel para calcular la temperatura en la superficie y en el interior del tubo de aluminio.

Tabla 18

Radiación efectiva en lo periodos de tiempo determinados.

Periodo de tiempo	Radiación incidente $q_{\text{incidente}}$ [W/m ²]	Radiación efectiva q_{R} [W/m ²]
[8-9]	452	385.8
[9-10]	646	551.4
[10-11]	792	676.1
[11-12]	881	752.0
[12-13]	868	740.9
[13-14]	767	654.7
[14-15]	611	521.5
[15-16]	409	349.1

Nota: Los valores de la radiación efectiva es la que se absorbe directamente por los tubos de aluminio.

5.2.7 Cálculo de la temperatura en la superficie del calentador solar.

El tipo de panel solar a utilizar será un colector plano con tubos de aluminio de sección rectangular 25.4x101.6x1.7 mm Figura 38. El diseño que tendrá nuestro calentador solar será similar al que se muestra en la Figura 32, con la diferencia que los tubos serán de un solo paso.

Figura 32

Vista del calentador de aire solar

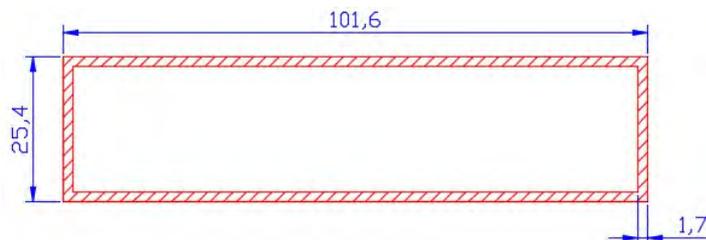


Nota: tomado de <http://www.almuniasolar.com/aire-caliente-solar/>

Para calcular la temperatura de la superficie del calentador solar se utilizara el método de diferencias finitas para poder evaluar como varia la temperatura en la sección transversal del tubo de aluminio por donde circula el aire, ¿porque utilizamos este método?, la razón se da porque, la radiación solar solo calentara la superficie del tubo que este expuesta a esta, es decir la superficie superior, y las otras superficies (laterales e inferiores) no lo están, por tal motivo es complicado estimar cual es la temperatura que alcanzan estas superficies y es necesario saber que temperatura alcanzaran estas, para poder hacer el cálculo de la temperatura de salida del aire que circula por estos tubos.

Figura 33

Perfil de tubería rectangular de aluminio

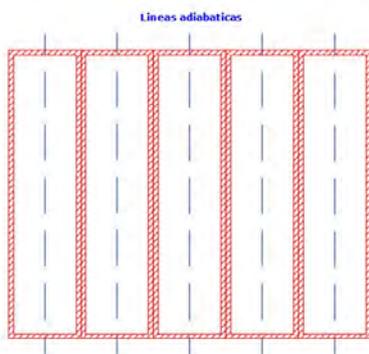


Nota: El perfil de aluminio es conocido comercialmente como perfil 7856

Ahora, para el diseño colocaremos un tubo a lado del otro como se indica en la Figura 34, esta será la disposición de los tubos, por tal motivo solo la parte superior será calentada por la radiación solar.

Figura 34

Vista de la disposición de los tubos de aluminio en el calentador de aire solar.



Nota: la cantidad de tubos es referencial, solo nos sirve para saber cuál es la disposición de estos.

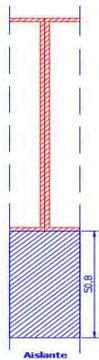
Para comenzar con el análisis por diferencias finitas, primero definiremos la geometría para el análisis por este método, en la Figura 34 trazaremos las líneas adiabáticas, que dividen la

geometría del conjunto de tubos en partes simétricas, entonces, la geometría seleccionada es la que se encuentra entre dos líneas adiabáticas.

La geometría seleccionada es la mostrada en la Figura 35, que es la sección transversal de la mitad longitudinal de dos tubos, a esta sección se le añadirá en la parte inferior el aislante de 2 in o 50.8 mm

Figura 35

Selección de la geometría para el análisis por diferencias finitas



Nota: La parte sombreada de color azul es la base aislante, de material poliestireno extruido de 2" de espesor

5.2.8 Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de los tubos de aluminio.

Hallaremos el valor del coeficiente convectivo del aire que circula por el interior de los tubos, para ello, se considera la temperatura promedio de los nodos internos de la tubería de aluminio como indica la Figura 36, pero, el coeficiente convectivo de transferencia de calor está en función de la temperatura promedio de estos nodos, entonces, será necesario primero estimar un valor que se pueda considerar cercano al valor que tendrá la temperatura promedio de estos nodos, este procedimiento es necesario para poder hallar las propiedades del aire a la temperatura promediada entre la entrada y la salida del aire a través del tubo de aluminio, este cálculo se realizara en cada periodo de tiempo según la variación de la radiación

Figura 36

Nodos internos para el análisis por diferencias finitas.



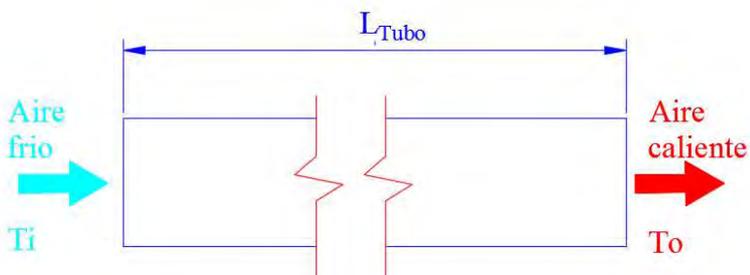
Nota: Estructura de la malla o elementos diferenciales en el interior de los tubos.

5.2.9 Coeficiente convectivo del aire en el interior de los tubos en el horario de 08:00 a 09:00 horas.

Se sabe que la temperatura de entrada al tubo de aluminio de longitud " L_{Tubo} " es de $T_i=22^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de salida del tubo es de " T_o ", como se indica en la Figura 37, ahora debemos suponer un valor de la temperatura de salida del aire que consideremos cercana al valor que tendrá el aire a la salida del tubo, para el caso consideramos una temperatura de $T_o=38.25^{\circ}\text{C}$, entonces la temperatura promedio entre la entrada y la salida del aire es de 30.1°C , a esta temperatura se evalúa las propiedades del aire para poder realizar el cálculo del coeficiente convectivo Tabla 19.

Figura 37

Corte transversal de tubería de Aluminio de longitud L_{tubo}



Nota: el aire ingresa con una temperatura T_i y al pasar por la tubería de aluminio se calienta hasta alcanzar una T_o

Tabla 19

Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura de 30.1°C

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Conductividad térmica	K	[W/m.K]	0.02655
Numero de Prandtl	Pr	-	0.705
Viscosidad dinámica	μ	[Kg/m.s]	1.86×10^{-5}
Densidad	ρ	[Kg/m ³]	1.035
Calor específico	Cp	[J/Kg.C]	1004.83
Entalpia específica	h	[KJ/Kg]	299.41

Nota: Fluidos y equipos de gasificación criogénicos: Criogenia, González Pérez, Rogelio.

Primero determinaremos si el flujo es laminar o turbulento, utilizando la ecuación 5.22 del número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho * v_{aire-tubo} * D_h}{\mu} \quad (5.22)$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico de la tubería

a : Ancho interno de la tubería.

b : Alto interno de la tubería.

$$D_h = \frac{4 * a * b}{2(a + b)} \quad (5.23)$$

Considerando las longitudes de la sección transversal de la tubería como se indica en la Figura 38 cuyas unidades se encuentran en milímetros, se puede hallar el diámetro hidráulico con la ecuación 5.23

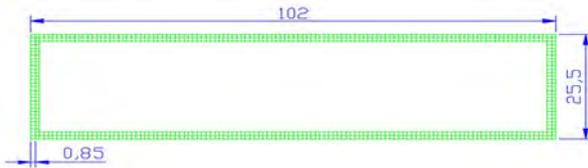
$$a = 0.102 - 4 * 0.00085 = 0.0986 \text{ m}$$

$$b = 0.0255 - 4 * 0.00085 = 0.0221 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{4 * 0.0986 * 0.0221}{2(0.0986 + 0.0221)} = 0.0361 \text{ [m]}$$

Figura 38

Dimensiones del enmallado del perfil de la tubería de aluminio.



Nota: el enmallado tiene una dimensión de $\Delta x = 0.85 \text{ mm}$

La velocidad del aire dentro del tubo será igual a la velocidad del aire al ingreso de la cámara de secado

$$V_{\text{aire-tubo}} = V_{\text{aire-ing sec}} = 0.168 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.22 y utilizando los datos de la Tabla 19, se tiene que:

$$Re_D = \frac{1.035 * 0.168 * 0.0361}{1.86 * 10^{-5}} = 337.47$$

Entonces, $337.47.15 < 2300$, el flujo es laminar

Para el cálculo del número de Nusselt para una tubería rectangular considerando flujo laminar y temperatura constante en la superficie el tubo, se utiliza la Tabla 20

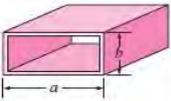
Entonces:

$$\frac{a}{b} = \frac{0.0986}{0.0221} = 4.46$$

Por tanto: $Nu = 4.6$

Tabla 20

Determinación del Número de Nusselt.

Rectángulo	a/b	Número de Nusselt
		$T_s = \text{Const.}$
	1	2.98
	2	3.39
	3	3.96
	4	4.44
	6	5.14
	8	5.60
	∞	7.54

Nota: Tomado de Transferencia de calor y masa 4th edición, Yunus A. Cengel

Entonces:

$$h_{conv} = \frac{N_u * K_{aire}}{D_h} \quad (5.24)$$

$$h_{conv} = \frac{4.6 * 0.02655}{0.0361} = 3.382 \left[\frac{W}{m^2.C} \right]$$

Ahora, con el valor hallado del coeficiente convectivo de transferencia de calor, se calculará el valor promedio de la temperatura de los nodos en el interior de la tubería, valor que debe ser cercano al que se consideró a la salida del tubo para que el cálculo finalice.

Al ingresar el valor del coeficiente convectivo de $h_{conv} = 3.382 \left[\frac{W}{m^2.C} \right]$ y realizar el cálculo por diferencias finitas se tiene que el valor de la temperatura promedio en los nodos del interior del tubo es de 38.31°C, para obtener este resultado se tuvo que suponer y variar la temperatura de salida del aire del tubo hasta que el valor supuesto de la temperatura a la salida del tubo (38.25°C) sea similar y cercana al valor de la temperatura promedio de los nodos en el interior de la tubería (38.31°C), por consiguiente el cálculo termina y consideramos que la cercanía de estos valores es suficiente para continuar con el cálculo.

Realizando este mismo procedimiento para los demos intervalos de tiempo se tiene resumida en la Tabla 21 donde se muestra los resultados del cálculo para las temperaturas del aire a la salida de la tubería y la temperatura en los nodos interiores de la tubería.

Tabla 21

Temperatura de salida y temperatura calculada por le método de diferencias finitas.

Periodo de tiempo	Temp. a la salida del tubo [°C]	Temp. en los nodos del interior de la tubería
[8-9]	38.25	38.31
[9-10]	42.75	42.82
[10-11]	47.3	47.39
[11-12]	49.61	49.73
[12-13]	49.26	49.37
[13-14]	46.63	43.73
[14-15]	42.53	42.62
[15-16]	37.21	37.27

Nota: Valores calculados vs valores estimados, existe aproximación aceptable

5.2.10 Cálculo de la longitud de la tubería.

Considerando el calor requerido para calentar el aire cuando pasa por la tubería de aluminio descrito anteriormente, se tiene que

$$Q_1 = \dot{m} * C_p * (T_o - T_i) \quad (5.25)$$

$$\dot{m} = \rho * V \quad (5.26)$$

Dónde:

Q_1 : Calor necesario para calentar el aire.

\dot{m} : Flujo de masa de aire dentro de la tubería.

C_p : Calor específico del aire.

T_o : Temperatura de salida del aire de la tubería.

T_i : Temperatura de ingreso del aire de la tubería.

ρ : Densidad del aire.

V : Flujo volumétrico de aire dentro de la tubería.

Reemplazando valores se tiene que:

$$\dot{m} = 1.035 * (0.0986 - 2 * 0.0017) * (0.0221 - 2 * 0.0017) * 0.168 = 0.00031 \text{ [Kg/s]}$$

$$Q_1 = 0.00031 * 1004.83 * (38.25 - 22) = 5.03 \text{ [W]}$$

Ahora se considerará el cálculo de este calor necesario para calentar el aire de 22°C a 38.25°C considerando el área superficial del tubo y la diferencia logarítmica de temperaturas, como sigue:

$$Q_2 = h_{conv} * A_s * \Delta T_{lm} \quad (5.27)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} \right)} \quad (5.28)$$

$$\Delta T_o = T_s - T_o \quad (5.29)$$

$$\Delta T_i = T_s - T_i \quad (5.30)$$

$$A_S = 2 * (a + b) * L_{tubo} \quad (5.31)$$

Dónde:

Q_2 : Calor necesario para calentar el aire considerando el área superficial del tubo y la diferencia logarítmica entre las temperaturas de entrada y salida.

h_{conv} : Coeficiente convectivo del aire en el interior del tubo.

A_S : Área superficial interior del tubo.

ΔT_{lm} : Diferencia logarítmica de temperaturas entre la entrada y salida del aire del tubo.

T_s : Temperatura en la superficie del tubo.

L_{tubo} : Longitud del tubo.

Entonces, si : $Q_1 = Q_2$

$$L_{tubo} = \frac{Q_1}{h_{conv} * 2(a + b) * \Delta T_{lm}} \quad (5.32)$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.32, se tiene que: $L_{tubo} = 1.99 [m] \approx 2.00 [m]$

Realizando el mismo procedimiento para los otros periodos de tiempo se tiene que la longitud del tubo para cada caso se encuentra resumida en la Tabla 22

Tabla 22

Longitud de la tubería de aluminio en el calentador de aire solar.

Periodo de tiempo	Calor necesario para calentar el aire [W]	Longitud de la tubería [m]
[8-9]	5.02	1.99
[9-10]	6.38	1.97
[10-11]	7.72	1.97
[11-12]	8.43	2.03
[12-13]	8.31	2.00
[13-14]	7.54	2.02
[14-15]	6.31	2.00
[15-16]	4.72	2.03
VALOR PROMEDIO		2.00

Nota: De la tabla, se seleccionará el valor promedio de 2.0 m

Para el diseño se selecciona el valor promedio de las longitudes calculadas, entonces, la longitud de la tubería de aluminio que se utilizara en el calentador solar es de 2 metros.

5.2.11 Cálculo de la pérdida de calor por convección natural

Es la pérdida de calor que se produce desde la superficie externa de la tubería hacia la cubierta de cristal en la parte superior del calentador solar, y se calcula con la ecuación 5.33.

$$Q_{conv} = K_{aire-conv} * N_{u-conv} * A_{sup-tubo} * \frac{T_{sup.externa\ del\ tubo} - T_{sup.externa\ del\ vidrio}}{L_{tubo-vidrio}} \quad (5.33)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{prom}} \quad (5.34)$$

$$T_{prom} = \frac{T_{sup.externa\ del\ tubo} + T_{sup.externa\ del\ vidrio}}{2} \quad (5.35)$$

$$R_a = \frac{g * \beta * (T_{sup.externa\ del\ tubo} - T_{sup.externa\ del\ vidrio}) * L_{tubo-vidrio}^3}{\nu_{conv}^2} * P_{r-conv} \quad (5.36)$$

$$\nu_{conv} = \frac{u_{conv}}{\rho_{conv}} \quad (5.37)$$

Para calcular el número de Nuselft mediante la ecuación 5.38, se tiene que considerar lo siguiente:

$$R_a < 10^5, 0 < \theta < 70^\circ \text{ y } \frac{L_{tubo-vidrio}}{L_{tubo}} \geq 12$$

$$N_{u-conv} = 1 + 1.44 * \left[1 - \frac{1708}{R_a * \cos\theta} \right] * \left[1 - \frac{1708 * (\text{sen}(1.8 * \theta))^{1.6}}{R_a * \cos\theta} \right] + \left[\frac{(R_a * \cos\theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right] \quad (5.38)$$

Dónde:

Q_{conv} : Pérdida de calor por convección.

$K_{aire-conv}$: Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio.

N_{u-conv} : Numero de Nuselft para convección natural entre el tubo de aluminio y la cubierta de cristal

$T_{sup.externa\ del\ tubo}$: Temperatura en la parte externa de la tubería de aluminio.

$T_{sup.externa\ del\ vidrio}$: Temperatura en la parte externa de la cubierta de cristal.

$L_{tubo-vidrio}$: Distancia entre la parte externa de la tubería y la cubierta de cristal.

T_{prom} : Temperatura promedio entre las temperaturas de la superficie de la tubería y el cristal.

g : Gravedad.

ν : Viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio.

θ : Angulo de inclinación del calentador solar.

R_a : Numero de Ralegth.

u_{conv} : Viscosidad dinámica del aire a la temperatura promedio.

ν_{conv} : Viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio.

ρ_{conv} : Densidad del aire a la temperatura promedio

Para el cálculo se considera que la temperatura de la superficie externa del cristal es igual a la ambiental, entonces,

$$T_{sup.externa\ del\ vidrio} = 22\ ^\circ C$$

La temperatura de la superficie externa del tubo se calculó por el método de diferencias finitas y es igual al promedio de las temperaturas de los nodos de la superficie externa del tubo, entonces, para el caso del horario de 08:00 a 09:00 horas tiene el valor de:

$$T_{sup.externa\ del\ tubo} = 38.72\ ^\circ C$$

Entonces la temperatura promedio será:

$$T_{prom} = 30.63\ ^\circ C$$

Ha esta temperatura se evalúan las propiedades del aire y a la presión atmosférica que la ciudad de Quillabamba.

Tabla 23

Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura promedio de 30.63°C

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Conductividad térmica	K	[W/m.K]	0.02659
Numero de Prandtl	Pr	-	0.705
Viscosidad dinámica	μ	[Kg/m.s]	1.863×10^{-5}
Densidad	ρ	[Kg/m ³]	1.033
Calor específico	Cp	[J/Kg.C]	1004.95
Entalpia específica	h	[KJ/Kg]	300.1

Nota: Tomado de Fluidos y equipos de gasificación criogénicos: Criogenia, González Pérez, Rogelio

Ahora, considerando que ya se calculó la longitud de la tubería y esta permanecerá constante para los intervalos de tiempo, procederemos a variar la distancia entre la superficie de la tubería y el cristal para determinar cuál es la mayor opción para el diseño, el cálculo realizado se muestra en la Tabla 24 y la Figura 39

Tabla 24

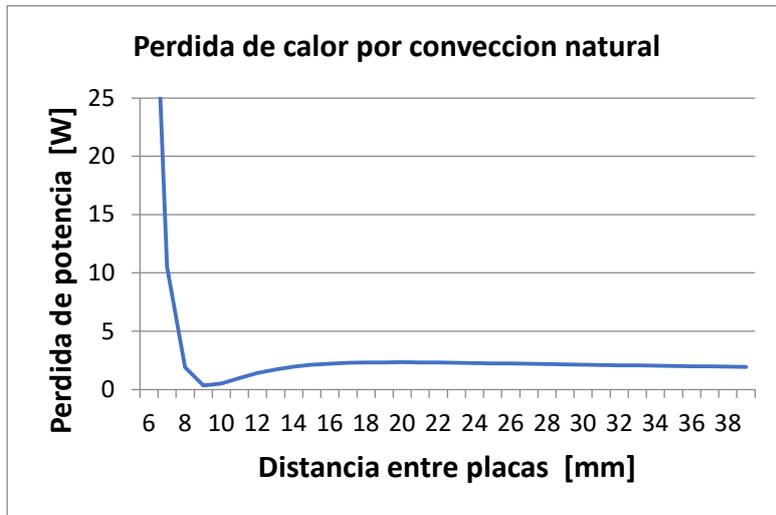
Selección de la distancia entre la superficie externa de la tubería y el cristal.

Item	$L_{tubo-vidrio}$ [m]	R_a	Condicion	$\frac{L_{tubo-vidrio}}{L_{tubo}}$	Condicion	N_{u-conv}	Q_{conv}
			$R_a < 10^5$		$R_a < 10^5$		
1	0.006	253.3	SI CUMPLE	384.2	SI CUMPLE	14.2	53.02
2	0.007	402.2	SI CUMPLE	329.3	SI CUMPLE	3.5	11.28
3	0.008	600.3	SI CUMPLE	288.2	SI CUMPLE	0.7	2.02
4	0.009	854.8	SI CUMPLE	256.2	SI CUMPLE	0.2	0.38
5	0.01	1172.5	SI CUMPLE	230.5	SI CUMPLE	0.2	0.55
6	0.011	1560.6	SI CUMPLE	209.6	SI CUMPLE	0.5	1.05
7	0.012	2026.1	SI CUMPLE	192.1	SI CUMPLE	0.8	1.51
8	0.013	2576.1	SI CUMPLE	177.3	SI CUMPLE	1.1	1.87
9	0.014	3217.4	SI CUMPLE	164.7	SI CUMPLE	1.3	2.12
10	0.015	3957.3	SI CUMPLE	153.7	SI CUMPLE	1.5	2.28
11	0.016	4802.7	SI CUMPLE	144.1	SI CUMPLE	1.7	2.39
12	0.017	5760.7	SI CUMPLE	135.6	SI CUMPLE	1.9	2.46
13	0.018	6838.2	SI CUMPLE	128.1	SI CUMPLE	2.0	2.50
14	0.019	8042.4	SI CUMPLE	121.3	SI CUMPLE	2.1	2.51
15	0.02	9380.3	SI CUMPLE	115.3	SI CUMPLE	2.2	2.51

Nota: La separacion de la cubierta sera de 9 mm, siendo este el menor valor.

Figura 39

Perdida de calor por convección a través de la cubierta de cristal.



Nota: El gráfico demuestra que para una distancia de 9 mm, se tiene la mínima pérdida de calor

Como se puede apreciar en la Tabla 24 y la Figura 39, variando la distancia entre la superficie externa de la tubería y la cubierta de cristal se tiene que cuando $L_{tubo-vidrio} = 0.009 \text{ m} = 9 \text{ mm}$, la pérdida de calor por convección tiene un valor mínimo de $Q_{conv} = 0.38 \text{ [W]}$.

Para determinar el valor de $L_{tubo-vidrio}$ para los otros intervalos de tiempo se sigue el mismo procedimiento, el resumen se presenta en la Tabla 25

Tabla 25

Selección de la distancia entre tubería de aluminio y cubierta de vidrio.

Periodo de tiempo	Q_{conv} [W]	$L_{tubo-vidrio}$ [m]
[8-9]	0.38	0.009
[9-10]	0.57	0.009
[10-11]	0.61	0.008
[11-12]	0.68	0.008
[12-13]	0.65	0.008
[13-14]	0.63	0.008
[14-15]	0.54	0.009
[15-16]	0.41	0.009
VALOR PROMEDIO		0.009

Nota: Valores de pérdida de presión para diferentes intervalos de tiempo

Entonces, la distancia entre la superficie externa de la tubería de aluminio y el cristal será el valor promedio:

$$L_{tubo-vidrio} = 0.009 [m] = 9.00[mm]$$

5.2.12 Cálculo de la cantidad de tubos requeridos

Para calcular la cantidad de tubos requeridos se tendrá que dividir el área de la sección transversal del ducto por donde el aire ingresa al secador $A_{ing-secadero}$ entre el área de la sección transversal del tubo de aluminio $A_{transv-tubo}$.

$$\text{Numero de Tubos} = \frac{A_{ing-secadero}}{A_{transv-tubo}} \quad (5.39)$$

$$A_{transv-tubo} = a * b \quad (5.40)$$

Reemplazando valores:

$$\text{Numero de Tubos} = \frac{0.09}{0.0986 * 0.0221} = 41.3 \approx 42$$

Aproximaremos el valor al inmediato superior

5.2.13 Resumen del diseño del calentador solar

Se usarán 42 tubos de aluminio de perfil rectangular de 102x25.5mm de un espesor de 1.7mm, de una longitud de 2m.

Se usará como material aislante en la base del calentador solar, poliestireno de 2 pulgadas de espesor, con un área de $2 \times 42 \times 0.0254 = 2.133 \text{ m}^2$.

Se usará una cubierta de vidrio de un espesor de 3.2 mm que estará separada de la superficie externa del tubo de aluminio a una distancia de 9 mm.

Las temperaturas de ingreso y salida del aire en el tubo se resumen la Tabla 26

Tabla 26

Temperatura de salida del aire para los diferentes periodos de tiempo.

Periodo de tiempo	Temp. al ingreso del tubo [°C]	Temp. a la salida del tubo [°C]
[8-9]	22.0	38.25
[9-10]	22.0	42.75
[10-11]	22.0	47.3
[11-12]	22.0	49.61
[12-13]	22.0	49.26
[13-14]	22.0	46.63
[14-15]	22.0	42.53
[15-16]	22.0	37.21

5.3 DISEÑO DEL CALENTADOR DE AIRE CON COMBUSTION DE BIOMASA

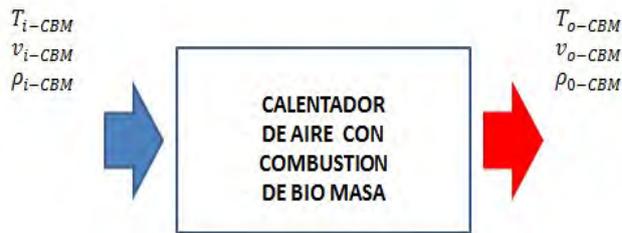
El tipo de biomasa u utilizar serán provenientes del lugar cuyas especies son, el cafeto, paca y chamba, que son las más abundantes y utilizadas en el lugar, las propiedades de estas biomasa han sido descritas en el capítulo II, Tabla 1

Para el diseño se tomará como partida el aire que saldrá del calentador solar, es decir, que el aire que sale de calentador solar ingresara al calentador de aire con combustión de biomasa para que este sea calentado hasta conseguir una temperatura del aire de 65°C

El caso crítico y en el cual se requerirá mayor cantidad de energía será en el intervalo de 15:00 a 16:00 horas porque es el intervalo de tiempo en el cual el calentador solar calentara el aire hasta 37.21°C, que es el menor valor en la Tabla 26, por consiguiente tomaremos como referencia esta temperatura para diseñar el intercambiador de aire con combustión de biomasa, cabe mencionar que para los otros intervalos se requerirá menor cantidad de energía porque las temperaturas que ingresan al calentador de aire con combustión de biomasa son mayores.

Figura 40

Parámetros de diseño en la cámara de calentamiento.



Nota: Tomado de Fluidos y equipos de gasificación criogénicos: Criogenia, González Pérez, Rogelio

Dónde:

T_{i-CBM} : Temperatura del aire al ingreso del calentador con biomasa.

v_{i-C} : Velocidad del aire al ingreso del calentador con biomasa.

ρ_{i-CBM} : Densidad del aire al ingreso del calentador con biomasa.

T_{o-CB} : Temperatura del aire a la salida del calentador con biomasa.

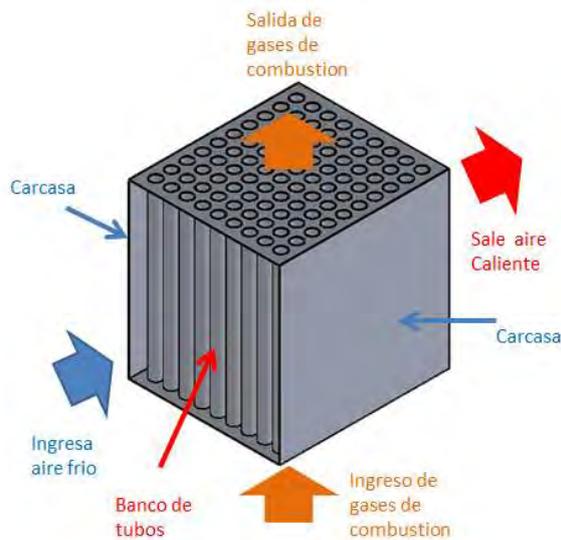
v_{o-CBM} : Velocidad del aire al ingreso a la salida del calentador con biomasa.

ρ_{o-CBM} : Densidad del aire al ingreso a la salida del calentador con biomasa.

El diseño del calentador de aire con combustión de biomasa tendrá la forma que se muestra en la Figura 41 que consiste en un banco de tubos por los cuales por su parte interna circula gases calientes provenientes de la combustión de la bio masa que circulara desde la parte inferior hasta la parte exterior, los bancos de tubos están dentro de una carcasa, por la parte exterior de los tubos circulara el aire que requerimos calentar para usarlo en el secadero como se indica en la figura 41, para el diseño necesitamos calcular la disposición el arreglo que tendrá el banco de tubos para poder suministrar la cantidad de calor requerido para calentar el aire hasta 65°C para todo lo periodos de tiempo anteriormente descrito.

Figura 41

Elementos del calentador de biomasa.



Nota: Figura referencial del intercambiador de calor

Para el diseño del calentador con biomasa se considera la mínima temperatura que sale del calentador solar durante los periodos de tiempo antes descrito, por consiguiente, tendrá el valor de:

$$T_{i-CBM} = 37.21^{\circ}\text{C}$$

Ahora debemos suponer una temperatura de salida del aire del calentador con biomasa, y que es requerido para ser usado en el secadero es de:

$$T_{o-CBM} = 65^{\circ}\text{C}$$

Calor necesario para calentar el aire de 37.21°C a 65°C

$$Q_{CBM} = \dot{m} * C_{p-CBM} * \Delta T \quad (5.41)$$

Dónde:

Q_{CBM} : Calor [W]

\dot{m} : Flujo másico de aire dentro del calentador de aire con combustión de bio-masa [Kg/s]

C_{p-CBM} : Calor específico del aire a la temperatura promedio de T_{i-CBM} y T_{o-CBM} en [J/Kg.C]

ΔT : Diferencia de temperatura entre T_{i-CBM} y T_{o-CBM} en [°C]

Se calcula el valor promedio de la temperatura entre el ingreso y la salida del aire del calentador con biomasa.

$$T_m = \frac{T_{i-CBM} + T_{o-CBM}}{2} = \frac{37.21 + 65}{2} = 51.1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.42)$$

Las propiedades del aire se determinan a esta temperatura y a la presión de 0.8998 [Bar],

Tabla 27

Propiedades del aire a la presión de 0.8998 Bar y Temperatura de 51.1°C

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Conductividad térmica	K	[W/m.K]	0.02643
Numero de Prandtl	Pr	-	0.702
Viscosidad dinámica	μ	[Kg/m.s]	1.8529×10^{-5}
Densidad	ρ	[Kg/m ³]	0.974
Calor específico	Cp	[J/Kg.C]	1004.832
Entalpia específica	h	[KJ/Kg]	297.77

Nota: Tomado de Fluidos y equipos de gasificación criogénicos: Criogenia, González Pérez, Rogelio

Es requerido el valor de la densidad del aire a la entrada de la cámara de calentamiento es decir a la temperatura de 37.21°C, utilizando las tablas de propiedades del aire a diferentes temperaturas y presiones se tiene que $\rho_{i-CBM} = 1.014 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$

Se está considerando para el cálculo que la sección transversal del calentador con biomasa ($A_{trans-CBM}$) es igual al ducto que ingresa al secadero ($A_{trans-DS}$), entonces:

$$A_{trans-CBM} = A_{trans-DS} = 0.3 * 0.3 = 0.09 \text{ [m}^2\text{]}$$

Se calcula el flujo volumétrico (V) de aire en esta sección, considerando la velocidad de ingreso del aire de $v_{i-CBM}=0.168 \text{ [m/s]}$

$$V = v_{i-CBM} * A_{trans-CBM} \quad (5.43)$$

El flujo másico de aire será:

$$\dot{m} = \rho_{i-CBM} * V = \rho_{i-CBM} * v_{i-CBM} * A_{trans-CBM} = 1.014 * 0.168 * 0.09 = 0.0153 \text{ [Kg/s]}$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

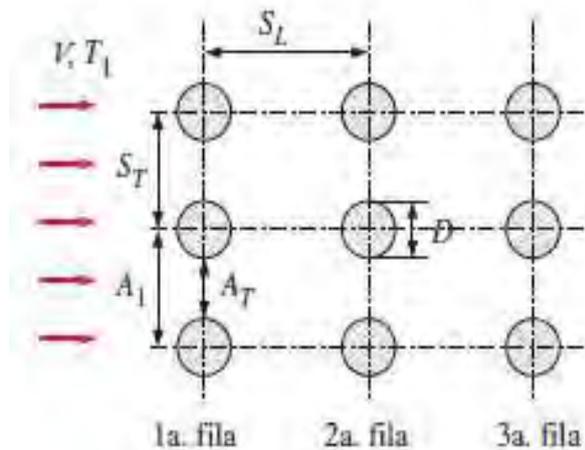
$$Q_{CBM} = 0.0153 * 1004.83 * (65 - 37.21) = 427.24[\text{W}] = 0.427[\text{KW}]$$

5.3.1 Diseño del banco de tubos

El arreglo que se considera para el diseño es el alineado como indica en la Figura 42

Figura 42

Elementos del vado de tubos de arreglo lineal.



Nota: Tomado de, Transferencia de calor y masa 4th edición, Yunus A. Cengel

Dónde:

S_L : Distancia entre los ejes de los tubos en sentido del flujo.

S_T : Distancia entre los ejes de los tubos en sentido perpendicular del flujo.

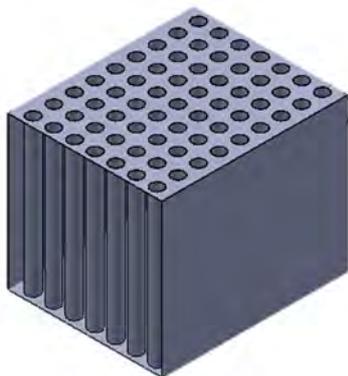
A_1 : Área de ingreso al banco de tubos

A_T : Área de flujo de aire entre el banco de tubos.

T_1 : Temperatura del aire al ingreso del banco de tubos.

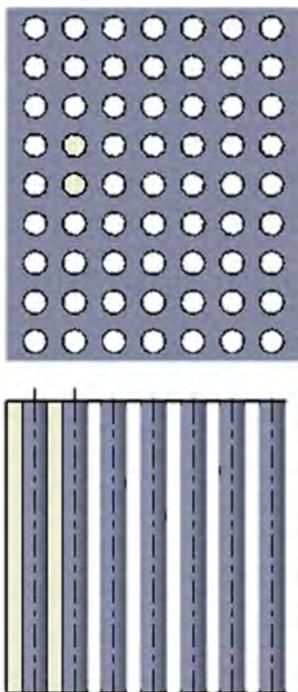
D : Diámetro externo de la tubería.

Se considera una sección transversal del calentador de aire con bio masa de 30x30 cm que es la misma sección transversal del ducto por donde ingresa aire al secadero, esto para evitar el uso de campanas al momento conectar el calentador con bio masa y el ducto por donde ingresa el aire al secadero.

Figura 43*Vista del banco de tubos*

Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

Se realizaron distintos cálculos, variando la cantidad de tubos, distancia entre ellos, diámetro, variando el número de filas y columnas, velocidad de aire, temperatura en la superficie de los tubos "Ts", el arreglo del banco de tubos que se ajusta a la demanda de energía que se requiere es el mostrado en la Figura 44

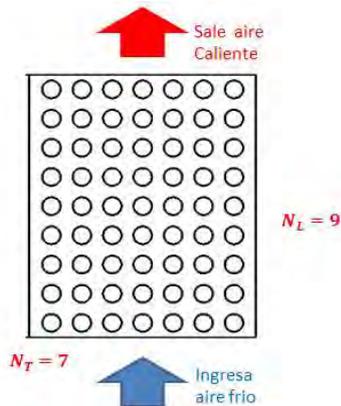
Figura 44*Detalle del calentador con biomasa.*

Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

La distribución y cantidad de tubos que se usaran se indica en la Figura 45

Figura 45

Numero de tubos del calentador con biomasa.



Nota: Vista de planta del arreglo de tubos 9x7

N_T : Numero de filas de tubos en sentido del flujo de aire.

N_L : Numero de filas de tubos en sentido perpendicular del flujo aire.

Utilizando la ecuación 5.44, tenemos que calcular la temperatura ($T_{o-CBM-cal}$) a la cual sale el aire del calentador de bio masa, para ello supondremos una temperatura en la superficie externa de los tubos de $T_s = 80[^\circ C]$, y el número de Prandtl del aire a esta temperatura es de

$$Pr_s = 0.699$$

$$T_{o-CBM-cal} = T_s - (T_s - T_{i-CBM}) * e^{-\left(\frac{A_s * h_{conv-CBM}}{\dot{m}_{CBM} * C_{p-CMB}}\right)} \quad (5.44)$$

$$Nu_D = 0.52 * Re_D^{0.5} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (5.45)$$

Dónde:

$T_{o-CBM-cal}$: Temperatura de salida del aire calculada.

T_s : Temperatura en la superficie externa de los tubos.

A_s : Área superficial total del banco de tubos.

$h_{conv-CBM}$: Coeficiente convectivo del aire en el calentador de bio masa

\dot{m}_{CBM} : Flujo de masa de aire en la admisión de en el calentador de bio masa.

C_{p-CB} : Calor específico del aire a la temperatura promedio entre el ingreso y la salida del calentador de bio masa

Nu_D : Numero de Nuselft.

Re : Numero de Reynolds.

Pr : Numero de Prandtl del aire a la temperatura promedio entre el ingreso y la salida del calentador de bio masa.

Pr_s : Numero de Prandtl del aire a la temperatura de la superficie de los tubos.

Calculamos la máxima velocidad del aire cuando atraviesa el banco de tubos, considerando que la velocidad del aire que ingresa al banco de tubos es la misma que la velocidad que ingresa al secadero, entonces:

$$V_{aire-ing\ sec} = v_{i-CBM} = 0.168 \text{ [m/s]}$$

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * v_{i-CBM} \quad (5.46)$$

$$v_{max} = \frac{40.4}{40.4 - 25.4} * 0.168 = 0.4525 \text{ [m/s]}$$

Cálculo del número de Reynolds

$$Re_D = \frac{\rho * v_{max} * D}{\mu} \quad (5.47)$$

ρ : Densidad del aire a la temperatura promediada entre la entrada y salida de la cámara de calentamiento.

μ : Viscosidad dinámica del aire a la temperatura promediada entre la entrada y salida de la cámara de calentamiento.

Reemplazando valores:

$$Re_D = \frac{0.974 * 0.4525 * 0.0254}{1.8529 * 10^{-5}} = 604.2$$

Considerando el intervalo de 100-1000 de Tabla 28, se tiene la ecuación 5.45 para el cálculo del número de Nusselt para una configuración alineada, reemplazando valores en la ecuación 5.45

$$Nu_D = 0.52 * 604.2^{0.5} * 0.702^{0.36} * \left(\frac{0.702}{0.699}\right)^{0.25} = 10.24$$

Tabla 28

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado de un banco de tubos

para $N_L > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ (tomado de Zukauskas, 1987)*

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s , se deben evaluar a la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar a T_s).

Nota: tomado de Transferencia de calor y masa 4th edición, Yunus A. Cengel

Como el valor de $N_L < 16$, se tiene que hacer una corrección en el cálculo del número de Nusselt utilizando la fórmula 5.48

$$Nu_{D,N_L < 16} = F * Nu_D \quad (5.48)$$

Dónde:

F: Factor de corrección cuando $N_L < 16$, utilizando la 0, se tiene que $F=0.9733$ para $N_L = 9$, reemplazando en la ecuación 5.48

$$Nu_{D,N_L < 16} = 0.9733 * 10.24 = 9.97$$

Tabla 29*Factor de corrección F*

Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D, N_{L < 16}} = F Nu_D$ para $N_L > 16$ y $Re_D > 1000$ (tomado de Zukauskas, 1987)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Nota: tomado de transferencia de calor y masa 4th edición, Yunus A. Cengel

Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor

$$h_{\text{conv-CBM}} = \frac{Nu_{D, N_L < 16} * K}{D} \quad (5.49)$$

Donde:

K: Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio entre la entrada y salida del aire de la cámara de calentamiento, ver Tabla 27

D: Diámetro exterior del tubo.

Reemplazando valores en la ecuación 5.49

$$h_{\text{conv-CBM}} = \frac{9.97 * 0.02643}{0.0254} = 10.37 \left[\frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$$

Calculamos el área superficial de del banco de tubos

$$A_s = N * \pi * D * L \quad (5.50)$$

Dónde:

N: Numero de total de tubos $N_T * N_L = 9 * 7 = 63$ tubos

L: Longitud de cada tubo, es igual al alto de la cámara de calentamiento de 0.30 m

Reemplazando valores en la ecuación 5.50

$$A_s = 63 * \pi * 0.0254 * 0.30 = 1.51 [m^2]$$

Gasto masico en la admisión de la cámara de calentamiento.

$$\dot{m}_1 = \rho_{i-CBM} * V_{i-CBM} * N_T * S_T * L = 1.014 * 0.168 * 7 * 0.0404 * 0.30 = 0.0145[\text{Kg/s}]$$

Ahora se podrá calcular la temperatura del aire a la salida del calentador con biomasa, reemplazando valores en la ecuación 5.44

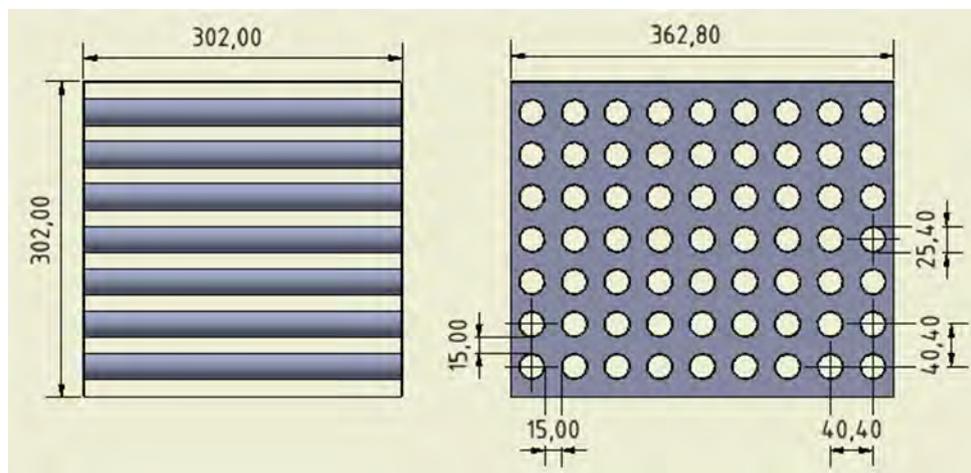
$$T_{o-CBM-cal} = 80 - (80 - 37.21) * e^{-\left(\frac{1.51*10.37}{0.0145*1004.83}\right)} = 65.4^\circ\text{C} > 65^\circ\text{C}$$

De esta manera se comprueba que el valor calculado de la temperatura del aire a la salida del calentador con biomasa es mayor al valor supuesto de la temperatura del aire a la salida del calentador con bio masa $T_{o-CBM} = 65^\circ\text{C}$, el diseño y dimensionamiento de este calentador cumple con los requisitos para calentar el aire a la temperatura requerida.

Entonces, considerando el cálculo anterior se tiene las dimensiones del calentador a biomasa como se muestra en la Figura 46, teniendo en cuenta que el espesor de la plancha es de 1 mm.

Figura 46

Dimensiones del calentador con biomasa.



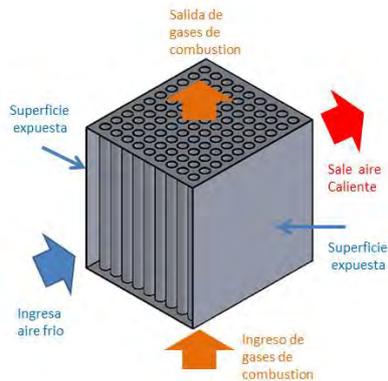
Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

5.3.2 Cálculo de la pérdida de calor por las superficies expuestas del calentador con biomasa.

se procede a calcular las pérdidas de calor por las superficies que están expuestas, para nuestro diseño son las laterales que se encuentran en dirección del flujo de aire.

Figura 47

Superficies expuestas cámara de calentamiento.

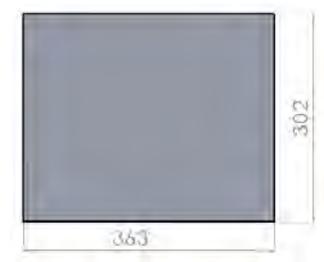


Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

Tendremos dos superficies de estas dimensiones por las cuales se perderá calor, para simplificar el cálculo supondremos que la superficie interna y externa de esta plancha tendrán las misma temperatura por tratarse de un material metálico y la resistencia que estos ofrecen al paso del calor es baja, estas superficies estarán cubiertas por un aislante de un espesor que será calculado, otra suposición que haremos será que la superficie externa del aislante que cubre esta plancha estará a la temperatura ambiente, se consideran las dimensiones de la plancha en la Figura 48

Figura 48

Superficie expuesta cámara de calentamiento, unidades en milímetros



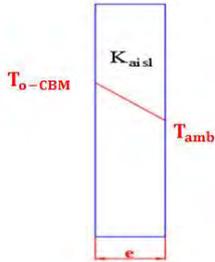
Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

Se considera que la temperatura en la superficie interna del aislante será la misma temperatura a la cual el aire sale del calentador con bio masa (65°C), y la superficie exterior del aislante estará a la temperatura ambiente (22°C), es decir a la misma temperatura que el

aire ingresa a al calentador solar, el diagrama de variación de la temperatura en el aislante, se utilizará para el cálculo del espesor del aislante, se presenta en la Figura 49

Figura 49

Caída de temperatura en las paredes.



Nota: Esquema típica de caída de temperatura en una pared

El calor que se pierde por conducción a través del aislante es:

$$Q_{cond} = A_{exp} * K_{aisl} * \frac{T_{O-CBM} - T_{amb}}{e_{aisl}} \quad (5.51)$$

Dónde:

K_{aisl} : Conductividad térmica del aislante, se usará lana de vidrio que tiene un valor de 0.040 [W/m.C], fuente Norma Técnica EM.110

e_{aisl} : Espesor del aislante en el calentador con biomasa.

A_{exp} : Área expuesta en la cámara de calentamiento.

Reemplazando valores en la ecuación 5.51 y variando el valor del espesor del aislante se presentan los valores de pérdida de calor en la Tabla 30

Tabla 30**Cálculo del espesor del aislante de la cámara de calentamiento.**

Q_{cond} [W]	K_{aisl} [W/m.C]	A_{exp} [m]	T_{O-CBM} [C]	T_{amb} [C]	e_{aisl} [mm]	e_{aisl} [pulg]
14.83	0.04	0.219	65	22	0.0254	1
11.85	0.04	0.219	65	22	0.0318	1.25
9.89	0.04	0.219	65	22	0.0381	1.5
8.46	0.04	0.219	65	22	0.0445	1.75
7.41	0.04	0.219	65	22	0.0508	2
6.59	0.04	0.219	65	22	0.0572	2.25
5.93	0.04	0.219	65	22	0.0635	2.5
5.39	0.04	0.219	65	22	0.0699	2.75
4.94	0.04	0.219	65	22	0.0762	3
4.56	0.04	0.219	65	22	0.0826	3.25
4.24	0.04	0.219	65	22	0.0889	3.5
3.95	0.04	0.219	65	22	0.0953	3.75
3.71	0.04	0.219	65	22	0.1016	4

Nota: Los valores de la tabla son calculados con la Ecuación 5.51

En el mercado podemos encontrar con facilidad lana de vidrio de un espesor de 1 y 2 pulgadas, para reducir las pérdidas de calor usaremos el espesor de 2 pulgadas o 50.8 mm, teniendo una pérdida de calor de 7.41 [W] en total por ambas caras expuestas.

Cálculo del calor requerido para calentar el aire, considerando la temperatura de la superficie del tubo con la siguiente relación.

$$Q_{CBM-1} = h_{conv-CBM} * A_S * T_{lm-CBM} \quad (5.52)$$

Dónde:

T_{lm} : Diferencia media logarítmica de temperatura.

$$T_{lm-CBM} = \frac{(T_S - T_{O-CBM}) - (T_S - T_{i-CM})}{\ln\left(\frac{T_S - T_{O-CBM}}{T_S - T_{i-CBM}}\right)} \quad (5.53)$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.53

$$T_{lm-CBM} = \frac{(85 - 65) - (85 - 37.21)}{\ln\left(\frac{85 - 65}{85 - 37.21}\right)} = 31.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.52.

$$Q_{CBM-1} = 10.37 * 1.51 * 31.9 = 499.5[W] = 0.4995[KW] \approx 0.5 [KW]$$

El calor requerido calculado considerando la diferencia media logarítmica de temperaturas (Q_{CBM-1}) es mayor que el calor calculado con la ecuación 5.43 (Q_{CBM}) de 0.427 [KW], aunque ambos valores son próximos consideraremos el valor de 0.5 [KW] porque el error en los cálculos es menor utilizando la diferencia media logarítmica de temperaturas.

CAPITULO VI: DISEÑO MECANICO

6.1 INTRODUCCION

En este capítulo se desarrollará el cálculo y dimensionamiento de la cámara de secado, mecanismo de uniformizado mediante un sistema de transmisión, selección de equipos complementarios como motores, ventiladores, etc.

6.2 CAMARA DE SECADO

La geometría de la cámara de secado será cilíndrica, contará con un sistema de uniformizado el cual consta de un eje, acoplado a un motor con un sistema de transmisión de bajas revoluciones, las cuales agitaran el producto logrando un secado igual en toda la carga como se muestra en la Figura 50

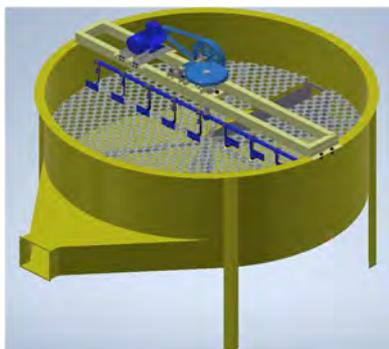
Los granos de café se secarán sobre una plancha perforada, por la cual atravesará el aire caliente de abajo hacia arriba, secando el producto con un flujo perpendicular al mismo.

Entonces, se tiene lo siguiente componentes:

- Plancha perforada
- Mecanismo de uniformizado y descarga
- Bastidor
- Puente

Figura 50

Vista del secador de café propuesto.



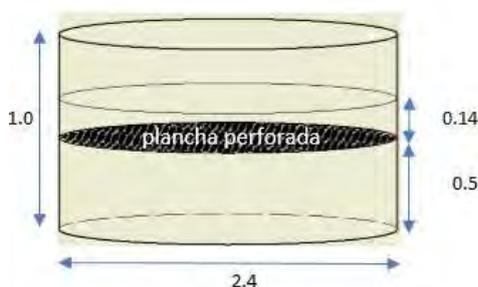
Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

6.2.1 Dimensiones del bastidor

Considerando los datos que se han expuesto en el Capítulo IV y las condiciones de secado, se estableció que el área de secado es por ambas caras de la cama del producto y toma un valor de 9.05 m², lo cual da un diámetro de 2.4 m. la altura de la cama es de 0,16 m la cual aumentará al activar el sistema de uniformizado. Por tanto, la cámara de secado tendrá las dimensiones que se muestra en la Figura 51

Figura 51

Dimensiones principales de la cámara de secado



Nota: Fuente: elaboración propia dibujado en el software Autodesk Inventor

El espesor de la plancha de la cámara de secado se calculará a partir del concepto expuesta por el autor (Ravenet Catalán, 1977, p. 204), en el cual hace mención a la relación entre el espesor de pared y la altura del silo, según la Figura 52 se puede observar que para una altura menor a 10 m, y con un diámetro inferior a 4 m. el espesor requerido es de 2 mm, sin embargo se empleará una plancha de 3 mm de espesor ya que su uso será también estructural.

6.2.2 Plancha perforada

Haciendo uso de la ecuación 6.1 expuesta por los autores (Roark et al., 2002), para plancha circular empotrada en sus bordes, se puede hallar la deflexión de la plancha

$$Ma_{xy} = \frac{3W \left(\frac{1}{\nu^3} - 1 \right) \cdot a^2}{16\pi \cdot E \cdot \frac{1}{\nu^3} \cdot t^3} \quad (6.1)$$

Donde:

Ma_{xy} : Máxima deflexión [m]

W: Peso total [Kg]

ν : Módulo de poisson [0.3]

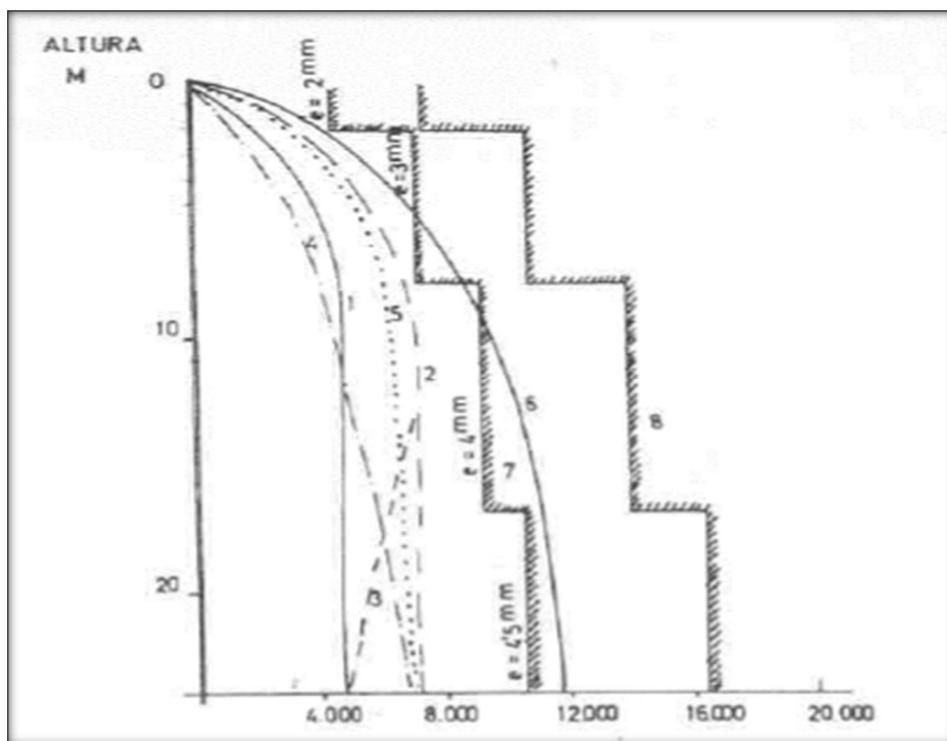
a : Radio de la plancha circular

E : Módulo de elasticidad del acero [210×10^8 Kg/m²]

t : espesor de la plancha.

Figura 52

Relación de espesor de plancha con la altura del cilindro, para diseño de silos



Nota: tomado de *Silos teoría, investigación y construcción* de (Ravenet Catalan, 1977, p. 204)

Se obtiene que para un espesor de 3 mm la deflexión es igual a 73.74 mm mientras que para 5 mm es de 15.93 mm. Para minimizar este efecto se colocarán perfiles en T radialmente y soldados al anillo interior formando sectores circulares de 60°, para disminuir la flexión ocasionada por el peso del producto sobre la plancha perforada.

De esta manera, haciendo uso de la Ecuación 6.2 y Tabla 31, para sectores circulares planos con carga uniforme, lados rectos apoyados y lado curvo fijo, tenemos (Roark et al., 2002, p. 497)

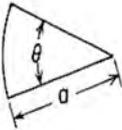
$$M_{a xy} = \alpha \cdot \frac{W \cdot a^4}{Et^3} \quad (6.2)$$

Tabla 31

Valores de las constantes α y β para distintos ángulos de sectores circulares.

28. Solid circular sector, uniformly distributed load q over the entire surface; straight edges simply supported, curved edge fixed	$\sigma_{\max} = \sigma_r$ at curved edge $= \beta \frac{qa^2}{t^2}$, $y_{\max} = \alpha \frac{qa^4}{Et^3}$				
	θ	45°	60°	90°	180°
	β	0.1500	0.2040	0.2928	0.4536
	α	0.0035	0.0065	0.0144	0.0380

(Values for $\nu = 0.3$)



Nota: tomado de *Roark's formulas for stress and strain* de (Roark et al., 2002, p. 497)

Siendo $\alpha = 0,0065$ para un ángulo de 60° , se obtiene que para un espesor de 3 mm la deflexión es de 11.88 mm.

6.3 DISEÑO DEL MECANISMO DE UNIFORMIZADO Y DESCARGA.

El uniformizado del producto y la descarga será por medio de un mecanismo provisto con patas de arrastre diametralmente opuestos y distribuidos uniformemente, Figura 54 las patas de arrastre tienen una altura menor que la altura de la cama del producto, y es debido a esto que se forman olas durante la remoción del producto moviéndose de forma radial y vertical en la cámara de secado.

Dando lugar a que el producto se mueva desde la parte superior hacia el fondo, donde tendrá un mejor contacto con el aire de secado, mejorando la transferencia de calor y uniformizando el secado.

Cálculo de las fuerzas de arrastre en el mecanismo. – con la Figura 53, se crea un elemento diferencial que origina las fuerzas de arrastre de los granos en la cámara de secado.

$$dT = r \cdot dF \quad (6.3)$$

Donde

r : Radio de arrastre [m]

F : Diferencial de fuerza de arrastre [N]

Para la fuerza de rozamiento se tiene la siguiente expresión

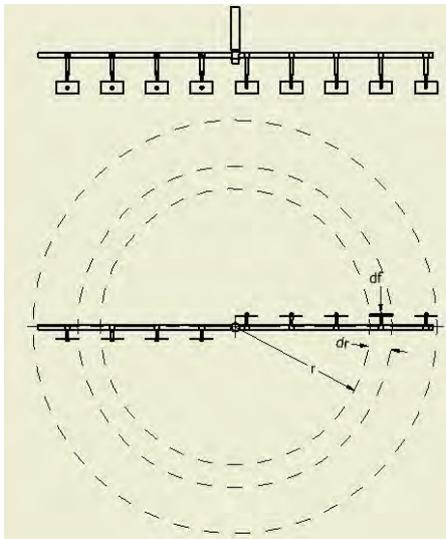
$$F = \mu \cdot N \quad (6.4)$$

Dónde: μ es el coeficiente de rozamiento, y $N = m \cdot g$, fuerza normal.

De las ecuaciones anteriores se obtiene.

Figura 53

Elemento diferencial para la fuerza de arrastre



Nota: Fuente: elaboración propia dibujado en el software Autodesk Inventor

$$dF = \mu \cdot g \cdot dm \quad (6.5)$$

Siendo:

$$dm = \rho \cdot dV, \quad dV = 2\pi \cdot h \cdot r \cdot dr$$

Sustituyendo en la ecuación 6.5, e integrando se tiene:

$$F = 2 \cdot \rho \cdot g \cdot \mu \cdot \pi \cdot h \cdot \frac{1}{2} r^2 \Big|_{r_1}^{r_2} \quad (6.6)$$

Donde:

ρ = Densidad aparente media para granos de café.

μ = Coeficiente de fricción para granos de café lavado y el acero

h = Altura del café arrastrado.

g = 9.81 m/s² aceleración de gravedad.

Haciendo uso de las Tabla 32 y Tabla 33, Reduciendo la ecuación 6.6, se obtiene.

$$F = 864.34 (r_2^2 - r_1^2) \quad (6.7)$$

Tabla 32

Valores de densidad aparente media para granos de café en diferentes estados

Estado del café	DAM (Kg. m ⁻³)	C. V. %/o	Límites de confianza para la Media			
			I(0,05)	S(0,05)	I(0,01)	S(0,01)
En cereza	624,35	0,79	622,05	626,65	621,21	627,49
Despulpado	826,00	1,63	819,50	832,50	817,10	834,90
Lavado	697,65	0,52	695,96	699,34	695,34	699,96
Pergamino seco	400,75	0,40	399,99	401,51	399,71	401,79
Almendra	722,05	0,41	720,67	723,43	720,17	723,93
Cisco de café	257,0	1,26				

Nota: tomado de coeficiente de fricción, Angulo de reposo y densidades aparentes de granos de café (Oliveros Tascon & Roa Mejia, 1985, p. 28)

Tabla 33

Valores medios del coeficiente de fricción para granos de café.

Tratamiento	Estado de los granos de café				
	En cereza	Despulpado	Lavado	Pergamino seco	Almendra
Metal	.62	.30	.67	.56	.47
Concreto	.55	.72	1.16	1.55	1.00
Alfagres	.76	.31	.92	1.02	.62

Nota: tomado de coeficiente de fricción, Angulo de reposo y densidades aparentes de granos de café (Oliveros Tascon & Roa Mejia, 1985, p. 33)

Reemplazando los valores en la ecuación 6.7, para los diferentes radios de arrastre Figura 54, y según la Tabla 34, se tiene.

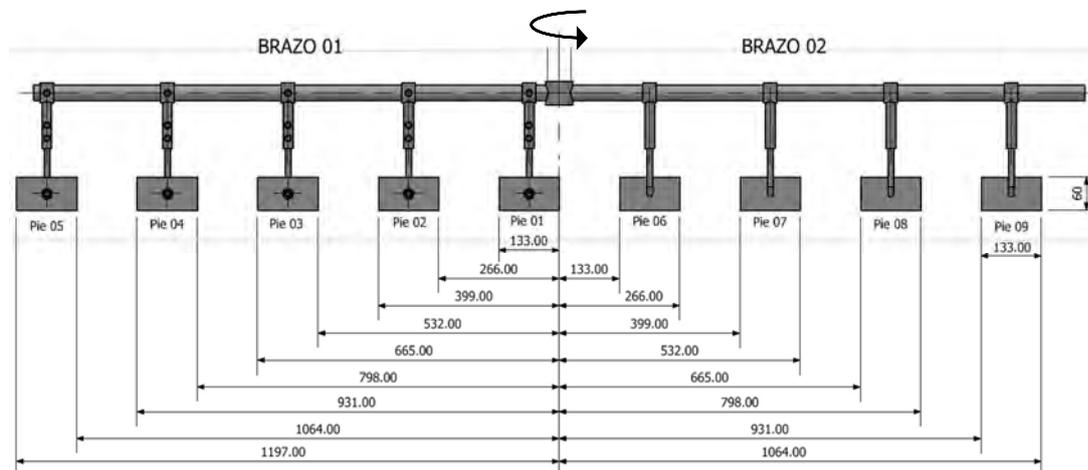
Tabla 34 Valores de la fuerza de arrastre y torque para diferentes radios de aplicación

	r1(mm)	r2(mm)	F (N)	T (N.m)
Pie 01	0.00	133.00	15.29	1.02
Pie 02	266.00	399.00	76.45	25.42
Brazo 01 Pie 03	532.00	665.00	137.60	82.36
Pie 04	798.00	931.00	198.76	171.83
Pie 05	1,064.00	1,197.00	259.92	293.84
Pie 06	133.00	266.00	45.87	9.15
Brazo 02 Pie 07	399.00	532.00	107.02	49.82
Pie 08	665.00	798.00	168.18	123.02
Pie 09	931.00	1,064.00	229.34	228.77
				985.22

Nota: Los valores son calculados cada una de las distancias por la fuerza de la Ecuación 6.7

Figura 54

Radios de arrastre por cada pie



Nota: Fuente: elaboración propia dibujado en el software Autodesk Inventor

Cálculo de la potencia requerida para el eje de uniformizado

El mecanismo no requiere de gran velocidad de giro para realizar el trabajo, siendo a lo mucho 18 RPM por consiguiente la potencia requerida puede ser hallada por la siguiente ecuación.

$$P = T \cdot \omega \quad (6.8)$$

$$P = 985.22 * 18 * \frac{2\pi}{60} \text{ W} \quad P = 1.86 \text{ Kw} = 2.49 \text{ Hp}$$

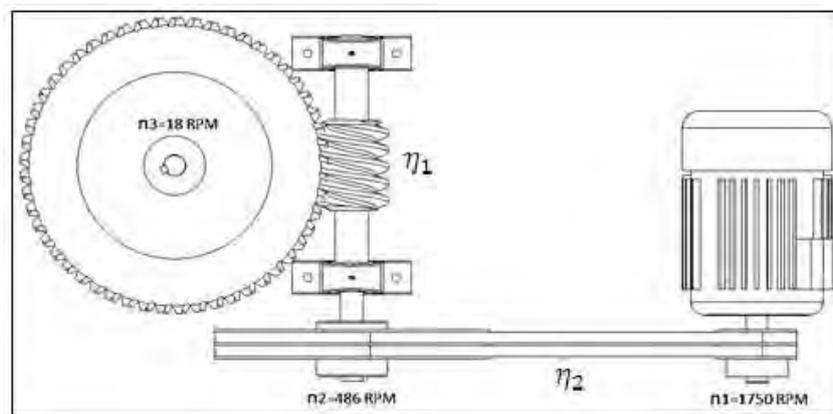
Con este resultado se selecciona un motor de accionamiento de 3 Hp, de la marca SIEMENS, anexo D.1

6.3.1 Diseño del Sistema de Transmisión

se ha considerado un sistema de transmisión de dos etapas, transmisiones por fajas en V y tornillo sin fin – rueda dentada, Figura 55, en vista que su diseño y construcción es más simple y factible además su operación y mantenimiento no requerirá de personal muy especializado. Se ha optado el diseño de un tornillo sin fin rueda dentada ya que este sistema de transmisión es adecuado para una mejor reducción de velocidad a la salida del eje con una alta relación de transmisión.

Figura 55

Esquema del sistema de transmisión propuesto



Nota: Fuente: elaboración propia dibujado en el software Autodesk Inventor

Considerando las eficiencias en cada uno de los casos se tiene:

$$\eta_1 = 1 - 0.5 \cdot \frac{n_2}{n_1} = 87.50\% \quad (6.9)$$

$\eta_2 = \sim 0.96$ para la mayoría de las transmisiones por bandas en V, según los fabricantes

La potencia de diseño en cada uno de las transmisiones será:

$$P_{a1} = \frac{P}{\eta_1} = 3.39 \text{ Hp}, \text{ Potencia de diseño para tornillo sin fin - rueda dentada}$$

$$P_{a2} = \frac{P_{a1}}{\eta_2} = 3.53 \text{ Hp} \text{ Potencia de diseño para fajas en V}$$

Con estas potencias se procede a diseñar cada uno de las transmisiones.

6.3.2 Cálculo de la transmisión por fajas en V.

Para el diseño de esta primera etapa se tomara en cuenta el procedimiento de cálculo del libro de diseño de elementos de maquina (Hori, 2002) cuyas tablas se ilustran en el anexo D.2.

Datos:

$$P_{a2} = 3.53 \text{ Hp}$$

$$n_1: 1800 \text{ RPM}$$

$$n_2: 450 \text{ RPM}$$

- Relación de transmisión:

$$m_g = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (6.10)$$

Donde D y d , diámetros de paso de la polea mayor y menor

$$m_g = 4$$

- Potencia de diseño:

$$HP_d = HP \cdot f_s \quad (6.11)$$

de la tabla N° 01 del Anexo D2, el motor eléctrico enunciado se puede decir que es de clase 1, y el factor de servicio es 1.20, para servicio normal de 8 a 10 horas, y para servicio continuo de 16 a 24 horas se adicionara 0.1, por lo que se debe considerar $f_s = 1.3$

reemplazando:

$$HP_d = 3.53(1.3)$$

$$HP_d = 4.6 \text{ Hp}$$

- Sección de la faja

De la figura 01, Anexo D2 con 4.6 Hp y 1800 RPM velocidad de entrada, se determina la sección de la faja: "A"

- Diámetro de paso de la polea mayor

Se estima un diámetro de 12" de acuerdo al estándar de la tabla N° 04 Anexo D2,

- Diámetro de paso de la polea menor De la Ecuación 6.10

$$d = 3.0 \text{ "}$$

Se verifica el cumplimiento de la tabla N° 2 y 3 del Anexo D2

- Longitud aproximada de la faja

$$L = 2C + 1.85(D + d) \quad (6.12)$$

Se asumirá una distancia de centros estimado de 18", ya que no existe ninguna restricción de espacio y siempre que cumpla las siguientes expresiones $C \geq \frac{D+3d}{2}$; $C \geq D$, reemplazando en la Ecuación 6.12 se tiene.

$$L = 2(18) + 1.85(12 + 3)$$

$L = 61$ pulg, de la tabla N° 7 Anexo D2, se selecciona la longitud estándar más próxima y es 61.3 pulg y corresponde a una faja A60

- Distancia entre centros

La distancia entre centros corregida se calcula a partir de la ecuación

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (6.13)$$

Resolviendo la ecuación

$$L = 18.32 \text{ "}$$

- Cálculo del número de fajas:

De la tabla N° 8 Anexo D2, la potencia por faja será

$$HP_{faja} = 1.77 \text{ interpolando}$$

potencia adicional por relación de transmisión.

De la tabla N° 6, Anexo D2, para sección de faja A, con $m_g = 4$, y 1800 RPM

$$HP_{adicional} = 0.01618 * 1800/100$$

$$HP_{adicional} = 0.3 Hp$$

La potencia que puede transmitir cada faja será

$$HP_{FAJA} = (HP_{faja} + HP_{adicional}) \cdot k_{\theta} \cdot k_L \quad (6.14)$$

Donde k_{θ} y k_L son factor por Angulo de contacto y factor por longitud de faja

De la tabla N° 5 Anexo D2, con $\frac{D-d}{c}$ se tiene que $k_{\theta} = 0.93$ y de la tabla N° 7 $k_L = 0.98$

Reemplazando datos en la Ecuación 6.14, se calcula la potencia que se puede transmitir por cada faja

$HP_{FAJA} = 1.6 Hp$, por tanto, el número de fajas a utilizar será

$$Nro \ de \ fajas = \frac{HP_d}{HP_{FAJA}} = \frac{3.9}{1.6} = 2.43, \text{ por tanto, se asumirá un numero entero de 3 fajas.}$$

En conclusión, los resultados de cálculo para esta transmisión serán:

Usar: 3 fajas A60, con poleas $D=12''$ y $d= 3''$ con distancia entre centros de 18.32"

- Análisis de fuerzas en bandas V

El análisis se realiza de acuerdo a la Figura 56

$$F_C = K_C \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (6.15)$$

Donde:

F_C : Tención centrífuga en lbf

V : Velocidad periférica de la banda en Ft/min

$K_C = 0.561$: constante de la Tabla 6.5

$$V = \frac{\pi n_1 d}{12} \quad (6.16)$$

n_1 : en RPM, d : en pulg, reemplazando valores se tiene:

$$V = 1413.72 \text{ Ft/min}$$

$$F_c = 1.1 \text{ lbf}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \text{ HP}_d / \text{Nro de fajas}}{n_1 \frac{d}{2}} = F_1 - F_2 \quad (6.17)$$

$$\Delta F = 35.70 \text{ lbf}$$

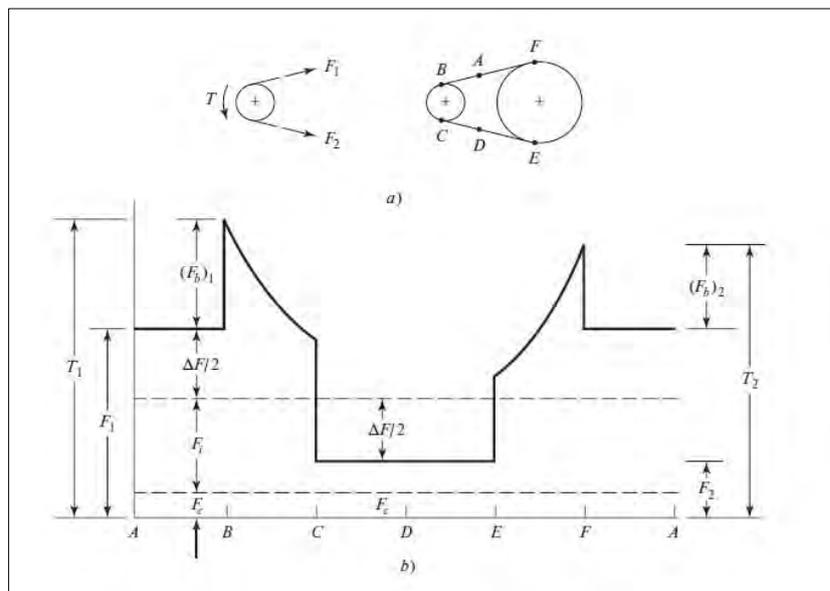
$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad (6.18)$$

$f = 0.5123$: coeficiente de fricción efectivo, según La Gates Rubber Company

- Los ángulos de contacto se determinan según la Figura 57

Figura 56

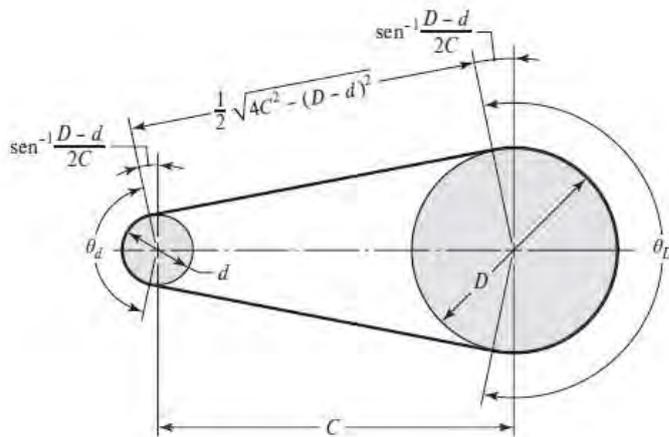
Diagrama de fuerzas y tensiones en una banda en V



Nota: tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Shigley, 2003)

Figura 57

Esquema geométrico de una banda en V



Nota: tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Shigley, 2003)

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \quad (6.19)$$

$$\psi = \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \quad (6.20)$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0.5123\phi) = 3.8771$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$\phi = 2.645 \text{ rad}$$

$$\psi = 13.91^\circ$$

$$F_1 = 49.22 \text{ lbf}$$

De la ecuación 6.17 se tiene

$$F_2 = 10.99 \text{ lbf}$$

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (6.21)$$

$$T_2 = F_2 + (F_b)_2 = F_2 + \frac{K_b}{D} \quad (6.22)$$

$K_b = 220$ de la Tabla 35

Tabla 35

Parámetros K_b y K_c para bandas en V

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Nota: tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2003)

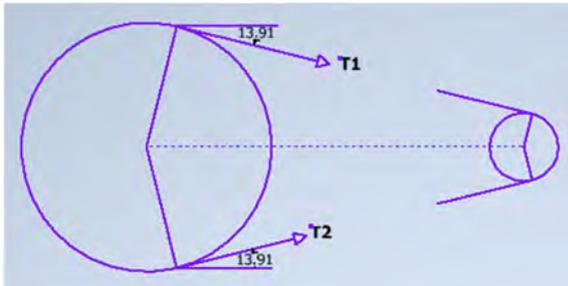
Reemplazando datos se tiene

$$T_1 = 122.56 \text{ lbf} = 545.83 \text{ N}$$

$$T_2 = 67.56 \text{ lbf} = 300.88 \text{ N}$$

Figura 58

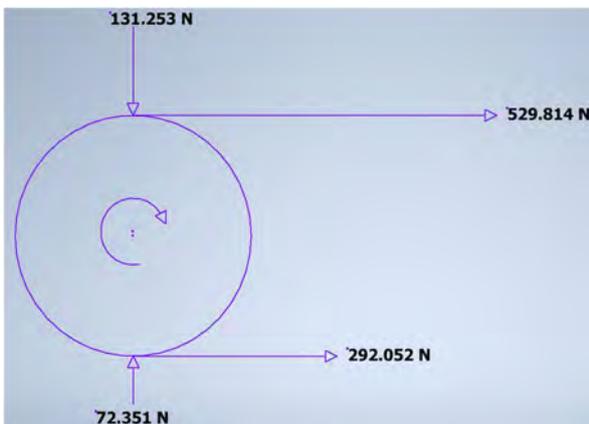
D.C.L. de la polea conducida, donde se muestra las tensiones actuantes con sus respectivos ángulos de contacto



Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

Figura 59

Fuerzas actuantes en la polea conducida



Nota: Fuente: elaboracion propia dibujado en el softwaer Autodesk Inventor

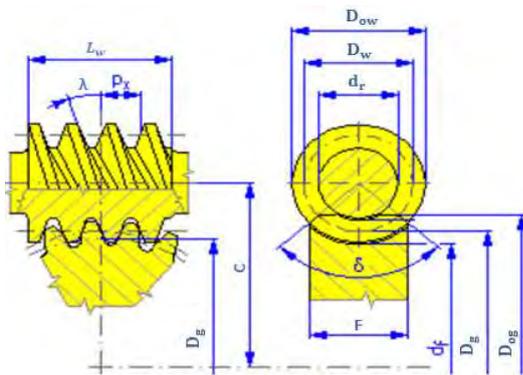
6.3.3 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN – RUEDA DENTADA TIPO CILÍNDRICO

Para el diseño de esta segunda etapa se tomará en cuenta el procedimiento de cálculo del libro de diseño de elementos de máquina del autor (Hori, 2002) cuyas tablas se ilustran en el anexo D.3.

- Cálculo geométrico

Figura 60

Esquema geométrico de una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada



Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor

Datos:

$$n_w = n_2 = 450 \text{ RPM}$$

$$n_g = n_3 = 18 \text{ RPM}$$

- Diámetro de paso del tornillo estimado

$$D_w = 0.681C^{0.875} \quad (6.23)$$

$$D_{min} \leq D_w \leq D_{max} \quad (6.24)$$

$$0.5C^{0.875} \leq D_w \leq 0.881C^{0.875}$$

Asumiremos $C = 160 \text{ mm}$

$$D_w = 57.78 \text{ mm}$$

Debemos verificar los valores restrictivos de D_w según la ecuación 6.24

$$42.42 \leq 57.78 \leq 74.74$$

$$m_g = \frac{n_w}{n_g} = \frac{N_g}{N_w} \quad (6.25)$$

$$m_g = \frac{450}{18} = 25 \quad (6.26)$$

Relaciones posibles de m_g

$$m_g = \frac{25}{1} = \frac{50}{2} = \frac{75}{3}$$

Tomaremos la segunda relación.

Entonces, $\frac{N_g}{N_w} = \frac{50}{2}$

Diámetro de paso de la rueda dentada

$$D_g = 2C - D_w \quad (6.27)$$

$$D_g = 2.160 - 57.78$$

$$D_g = 262.22 \text{ mm}$$

Paso axial del tornillo sin fin

$$P_x = \frac{\pi D_g}{N_g} \quad (6.28)$$

$$P_x = \frac{\pi(262.22)}{50} = 16.48$$

De la tabla N°03 Anexo D3, se elige $P_x = 15.875 \text{ mm}$

Diámetro de paso de la rueda dentada recalculado

$$D_g = \frac{P_x \cdot N_g}{\pi} \quad (6.29)$$

$$D_g = \frac{16.48(50)}{\pi} = 252.66 \text{ mm}$$

Diámetro de paso del tornillo sin fin

$$D_w = 2C - D_g \quad (6.30)$$

$$D_w = 2(160) - 252.66 = 67.34 \text{ mm}$$

Angulo de avance

$$\tan \lambda = \frac{P_x \cdot N_w}{\pi \cdot D_w} \quad (6.31)$$

$$\lambda = \text{ARCTANG} \left(\frac{P_x \cdot N_w}{\pi \cdot D_w} \right) = 8.535^\circ, \text{ se verifica el cumplimiento de la tabla 7 del anexo D.3}$$

- Angulo de presión normal ϕ_n

De la tabla N° 01 Anexo D.3 $\phi_n = 20^\circ$

Dedendum b_g , De la tabla N° 01 Anexo D.3

$$b_g = 0.3683P_x = 0.36683 \times 15.875 = 5.85 \text{ mm}$$

- Diámetro de raíz del tornillo sin fin

$$d_r = D_w - 2b_g \quad (6.32)$$

$$d_r = 67.34 - 2 \times 5.85 = 55.65 \text{ mm}$$

- Adendum a De la tabla N° 01 Anexo D.3

$$a = 0.3183P_x = 0.3183 \times 15.875 = 5.05 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior del tornillo sin fin

$$D_{ow} = D_w + 2a \quad (6.33)$$

$$D_{ow} = 67.34 + 2 \times 5.05 = 77.45 \text{ mm}$$

- Ancho de la rueda dentada

$$F = 1.05 \sqrt{D_{ow}^2 - D_w^2} \quad (6.34)$$

$$F = 1.05 \sqrt{(77.45)^2 - 67.34^2} = 38 \text{ mm}$$

- Longitud del tornillo sin fin

$$L_w = P_x \left(4.5 + \frac{N_g}{50} \right) \quad (6.35)$$

$$L_w = 15.875 \left(4.5 + \frac{50}{50} \right) = 87.31 \text{ mm}$$

- Diámetro en la garganta de la rueda dentada

$$D_t = D_g + 2a \quad (6.36)$$

$$D_t = 252.66 + 2(5.05) = 262.76 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior de la rueda dentada

$$D_{og} = D_t + (D_w - 2a) - \sqrt{(D_w - 2a)^2 - (0.8F)^2} \quad (6.37)$$

$$D_{og} = 262.76 + (67.34 - 2 * 5.05) - \sqrt{(67.34 - 2 * 5.05)^2 - (0.8 * 38)^2} = 271.63 \text{ mm}$$

- Radio de redondeo en el extremo del círculo exterior de la rueda dentada

$$r_e = 0.1F \quad (6.38)$$

$$r_e = 0.1(389) = 3.80 \text{ mm}$$

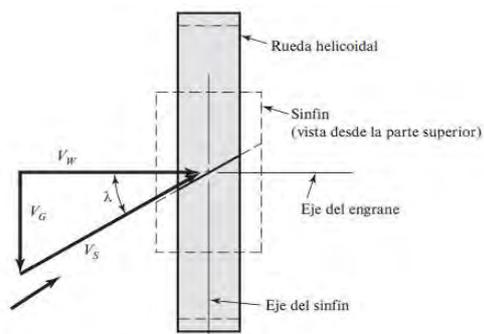
Altura total del diente h_t , De la tabla N° 01 Anexo D3

$$h_t = 0.6866P_x = 0.6866(15.875) = 10.90 \text{ mm}$$

- **Análisis de velocidades**

Figura 61

Diagrama de velocidades en una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada



Nota: tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Shigley, 2003)

$$V_w = \frac{\pi \cdot D_w n_w}{60000} \quad (6.39)$$

$$V_G = \frac{\pi \cdot D_g n_g}{60000} \quad (6.40)$$

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} \quad (6.41)$$

Reemplazando valores

$V_w = 1.59 \text{ m/s}$ velocidad tangencial del tornillo sin fin

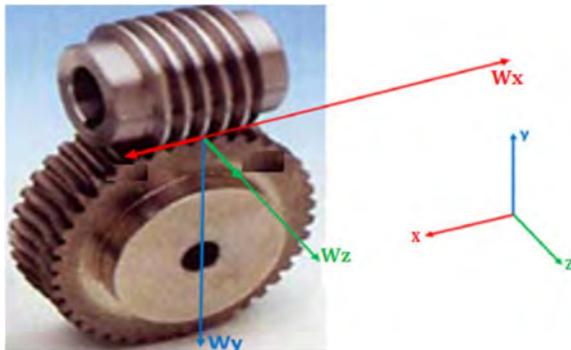
$V_G = 0.24 \text{ m/s}$ velocidad tangencial de la rueda dentada

$V_s = \frac{2}{\cos(8.535)} = 1.60 \text{ m/s}$ velocidad de deslizamiento

- **Análisis de cargas**, en los engranes de tornillo sin fin, se producen fuerzas tridimensionales como se muestra en la Figura 62, debido al ángulo de hélice y de presión normal.

Figura 62

Diagrama de fuerzas actuantes en una transmisión tornillo sin fin - rueda dentada



Nota: Fuerzas actuantes en el tornillo sin fin – rueda dentada en los tres ejes

Para obtener las fuerzas, se utilizará la fórmula de la potencia en caballos

$$W_z = \frac{746(P_{a1})}{V_w} \quad (6.42)$$

$$W_z = \frac{746(3.39)}{1.59} = 1592.78 \text{ N}$$

$$W = \frac{W_z}{\cos\phi_n \operatorname{sen}\lambda + f \cos\lambda} \quad (6.43)$$

De la figura N° 01 Anexo D.3 con $V_s = 1.60 \text{ m/s}$, se tiene que $f = 0.032$

$$W = \frac{1592.78}{\cos 20^\circ \operatorname{sen} 10.918^\circ + f \cos 10.918^\circ} = 9308.59 \text{ N}$$

$$W_y = W \operatorname{sen}\phi_n \quad (6.44)$$

$$W_y = 9308.59 \operatorname{sen} 20^\circ = 3183.73 \text{ N}$$

$$W_x = W(\cos\phi_n \cos\lambda - f \operatorname{sen}\lambda) \quad (6.45)$$

$$W_x = 9308.59(\cos 20^\circ \cos 10.918^\circ - 0.032 \operatorname{sen} 10.918^\circ) = 8606.13 \text{ N}$$

Carga tangencial que se puede transmitir en el diente de la rueda dentada

$$W_{tg} = 1.3455 \times 10^{-3} \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v \cdot F_e \cdot D_g^{0.8} \quad (6.46)$$

Factor de material $K_s = 700$ de la Figura N° 01 Anexo D.3

Factor de corrección por relación de transmisión $K_m = 0.83$ de la Figura N° 02 Anexo D.3

Factor de velocidad $K_v = 0.45$ de la Figura N° 03 Anexo D.3

$$W_{tg} = 1.3455 \times 10^{-3} \times 700 \times 0.83 \times 0.45 \times 38 \times 252.66^{0.8} = 1117 \text{ Kg}$$

Potencia en el eje de salida (rueda dentada)

$$P_o = \frac{W_{tg} \cdot D_g \cdot n_w}{1.4324 \cdot 10^6 \cdot m_g} \quad (6.47)$$

$$P_o = 3.55 \text{ Hp}$$

Fuerza de fricción

$$W_f = \frac{f \cdot W_{tg}}{\cos\phi_n \cos\lambda - f \operatorname{sen}\lambda} \quad (6.48)$$

Donde:

$f = 0.032$: Coeficiente de fricción de la figura N° 03 Anexo D.3

$$W_f = 38.66 \text{ Kg}$$

Potencia perdida por fricción

$$P_f = \frac{V_s \cdot W_f}{75} \quad (6.49)$$

$$P_f = 0.83 \text{ Hp}$$

Potencia en el eje de entrada

$$P_i = \frac{P_o + P_f}{\eta_m} \quad (6.50)$$

η_m : Eficiencia de la transmisión, se considera perdidas menores de potencia que son producidas por fricción en los cojinetes, por agitación del lubricante, por fricción en los sellos y otros del 2%

$$P_i = 4.46 \text{ Hp}$$

Eficiencia del reductor

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \quad (6.51)$$

$$\eta = 79.5 \%$$

Potencia de aplicación referida al eje de entrada

$$P_a = \frac{P_i}{K_o} \quad (6.52)$$

$K_o = 1.20$ de la tabla N°09 Anexo D3

$$P_a = \frac{4.46}{1.25} = 3.57 \text{ Hp}$$

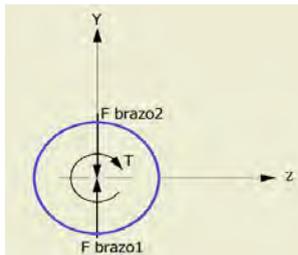
6.3.4 Diseño de Ejes.

6.3.4.1 Diseño del Eje de Uniformizado

Se reducirán las fuerzas actuantes de las patas de arrastre sobre el eje de uniformizado como se muestra en la Figura 63

Figura 63

Reducción de fuerzas de las patas de arrastre sobre el eje



Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor

De la Tabla 34 haciendo la sumatoria de fuerzas en cada brazo se tiene que:

$$F \text{ brazo1} = 688.02 \text{ N}$$

$F \text{ brazo2} = 550.41 \text{ N}$, de aquí se tiene una fuerza equivalente de:

$$F_e = F \text{ brazo1} - F \text{ brazo2} = 137.60 \text{ N}$$

$$W_z = 1592.78 \text{ N}$$

$$W_y = 3,183.73 \text{ N}$$

$$W_x = 8,606.13 \text{ N}$$

El par de torsión medio este dado por:

$$T_m = 7121.825 \left(\frac{P}{n} \right) \quad (6.53)$$

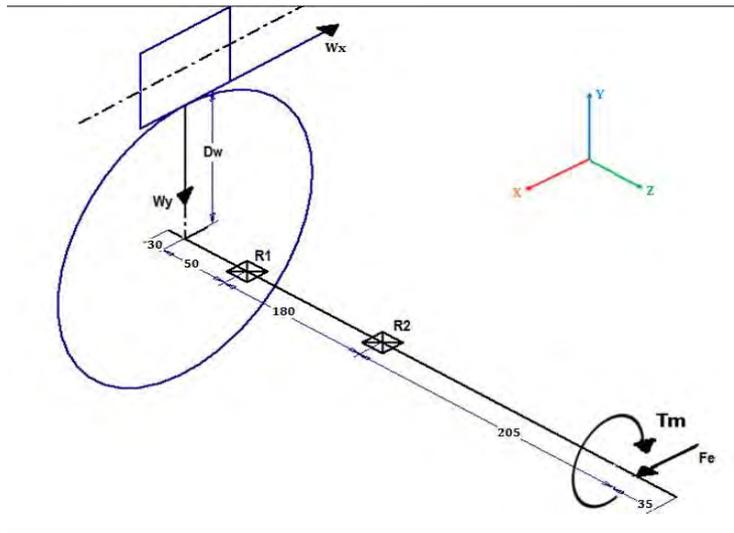
Donde:

P: Potencia del motor [Hp]; n: Numero de revoluciones del eje de uniformizado[rpm]

$$T_m = 985.19 \text{ N.m,}$$

Figura 64

D.C.L. de fuerzas actuantes en el sistema de transmisión

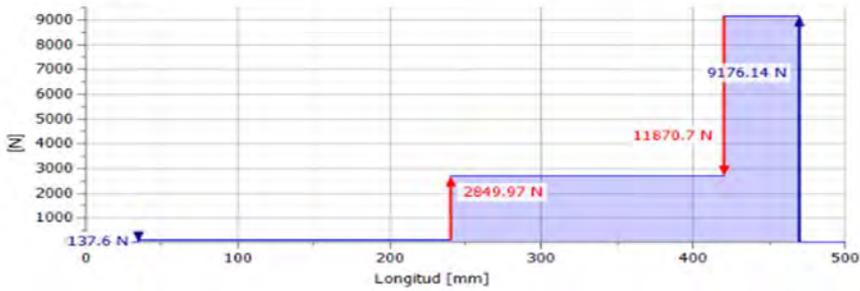


Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor

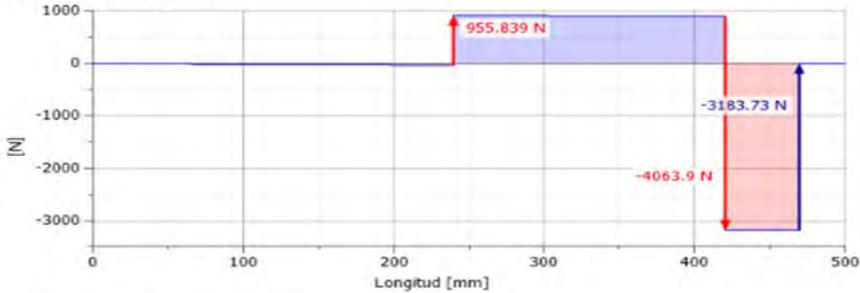
Figura 65

Diagrama de fuerzas cortantes en el eje de uniformizado

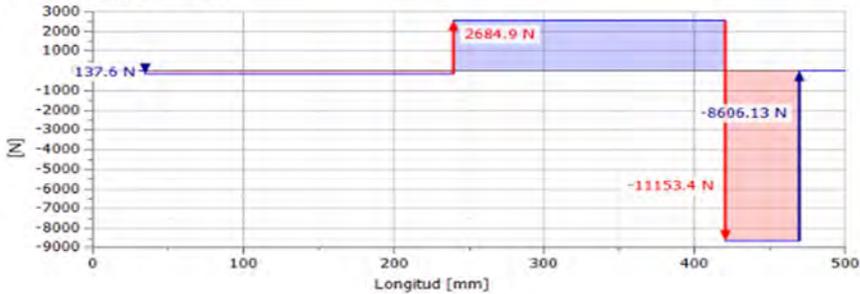
☐ Fuerza de corte



☐ Fuerza de corte, Plano YZ



☐ Fuerza de corte, Plano XZ

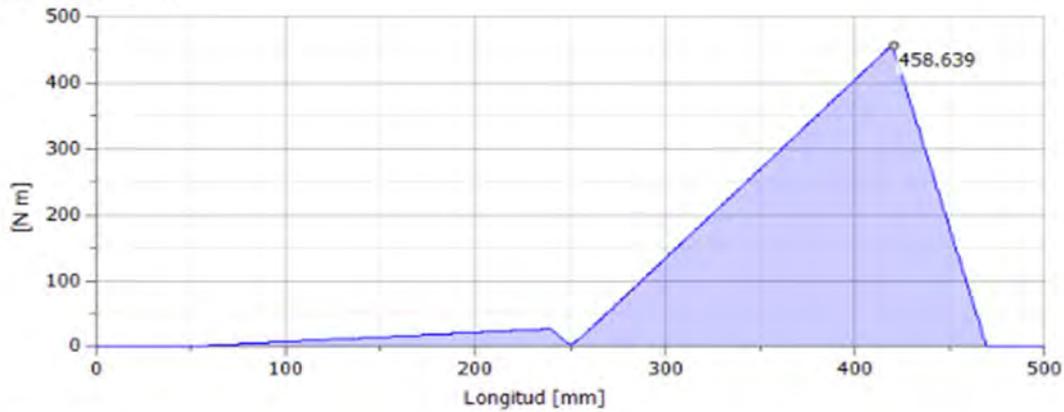


Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

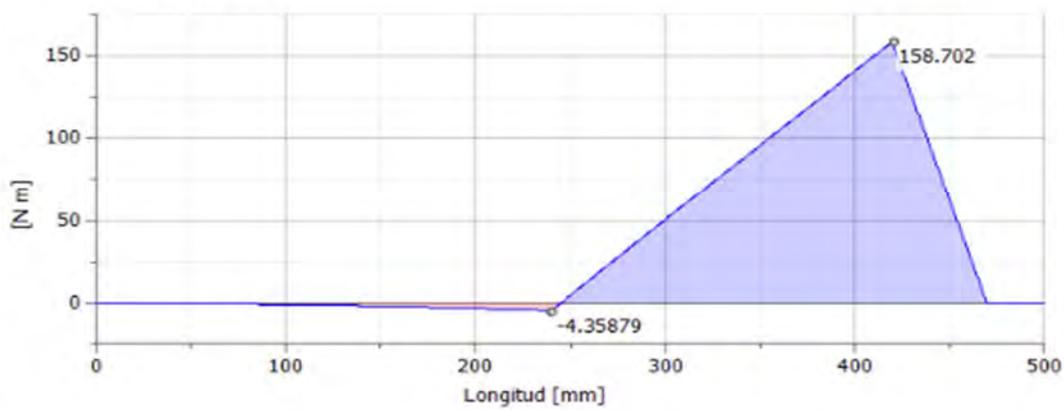
Figura 66

Diagrama de momentos flectores en el eje de uniformizado

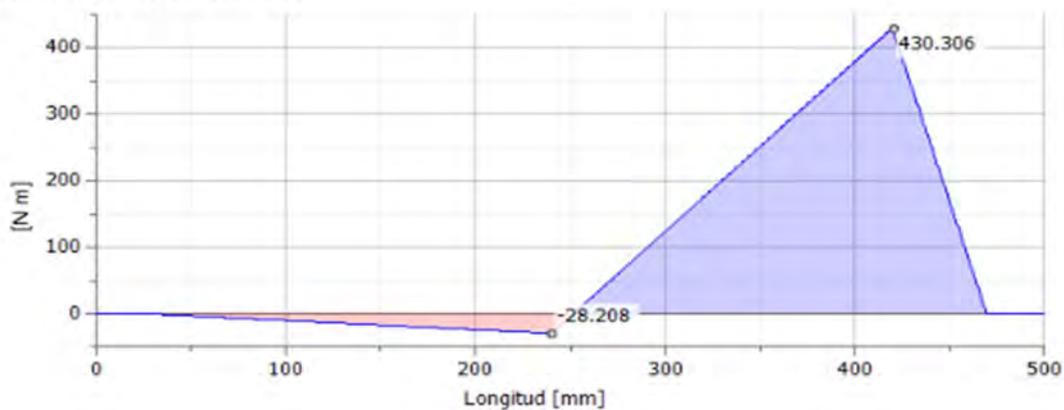
☐ Momento flector



☐ Momento flector, Plano YZ



☐ Momento flector, Plano XZ



Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

De los diagramas en el plano YZ Y XZ, se tiene:

$$M_{yz} = 158.702 \text{ N.m}$$

$$M_{xz} = 430.306 \text{ N.m}$$

El momento alternante o resultante será:

$$M_a = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XZ}^2} \quad (6.54)$$

$$M_a = 458.639 \text{ N.m}$$

FORMULA DE LA ASME PARA EL DISEÑO DE EJES

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_m \cdot M_a + \frac{\alpha F \cdot d_0 \cdot (1 - K^2)}{8} \right]^2 + (K_t \cdot T_m)^2} \quad (6.55)$$

Donde:

S_{sd} : Esfuerzo permisible a corte

K = relación de diámetros: $\frac{d_i}{d_0}$

d_i : Diámetro interno del eje

d_0 : Diámetro externo del eje

K_m : Factor de carga de momento flector

K_t : Factor de carga de torsión

T_m : Torque medio en el eje

M_a : Momento flector alternante o promedio

F : Fuerza axial en el eje

α : Constante; 1 para ejes en tensión

ESFUERZO PERMISIBLE A CORTE

Se acostumbra tomar el menor valor de:

$$S_{sd} = 0.3S_y \quad \text{o} \quad S_{sd} = 0.18S_u$$

Si en el eje existe canal chavetero o rosca, al valor del esfuerzo permisible de debe multiplicar por 0.75

Siendo, S_y : Resistencia a la fluencia y S_u : Resistencia a la tracción (Rotura)

Con $d_0 = 50$ mm estimado, y Asumiendo un material Acero al carbono AISI 1045 (CK45) con

$S_y=370$ Mpa; $S_u=650$ Mpa y $S_{sd}=0.3*370*0.75=83.25$ Mpa ver anexo D4

reemplazando en la ecuación 6.55 se tiene:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi 0.05^3 (1 - 0^4)} \sqrt{\left[1.5 * 458.639 + \frac{1 * 1592.78 * 0.05 * (1 - 0^2)}{8} \right]^2 + (1 * 985.19)^2}$$

$$S_{sd} = 49.19 \text{ Mpa}$$

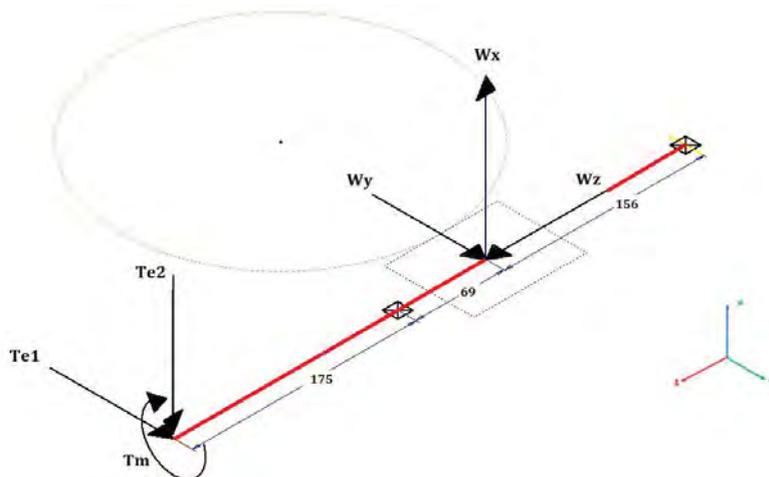
Análisis: Como $49.19 < 83.25$ satisface el diseño con un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{83.25}{49.19} = 1.69$$

6.3.4.2 Diseño del eje sin fin.

Figura 67

Diagrama de fuerzas actuantes en el eje sin fin



Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor

$$W_y = 3183.73 \text{ N}$$

$$W_z = 8606.13 \text{ N}$$

$$W_x = 1592.78 \text{ N}$$

$$T_{e1} = 529.814 + 292.052 = 821.866 \text{ N, ver Figura 59}$$

$$T_{e2} = 131.253 - 72.351 = 58.902 \text{ N} , \text{ ver Figura 59}$$

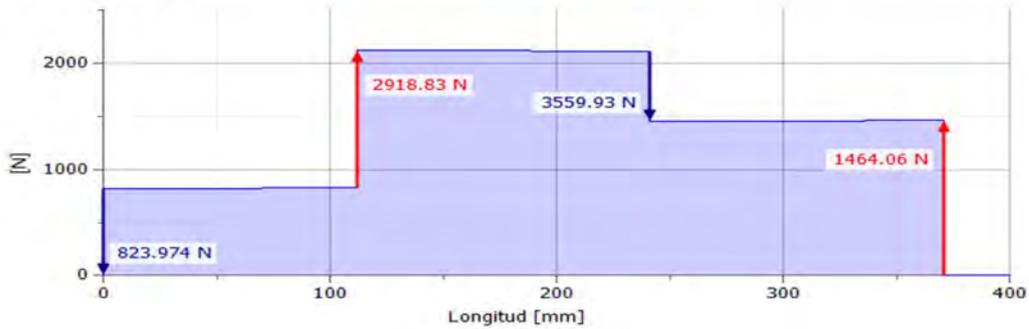
$$T_m = 55.85 \text{ N.m.}$$

Con la ayuda del programa Autodesk Inventor, se ilustra los diagramas en los planos ortogonales

Figura 68

Diagrama de fuerzas resultantes del eje sin fin

☐ Fuerza de corte

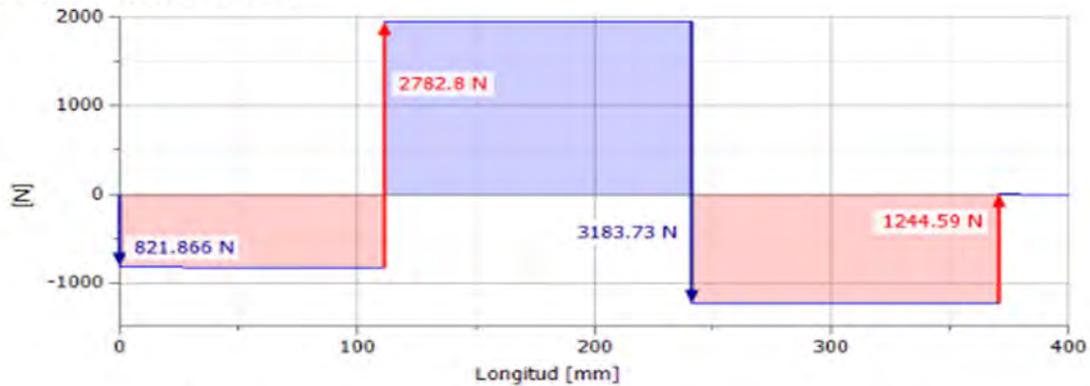


Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

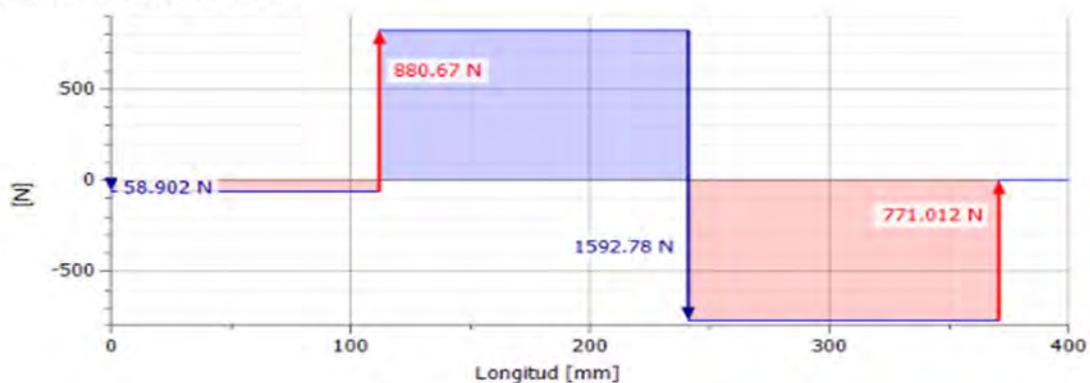
Figura 69

Diagrama de fuerzas cortantes del eje sin fin en los planos YZ y XZ

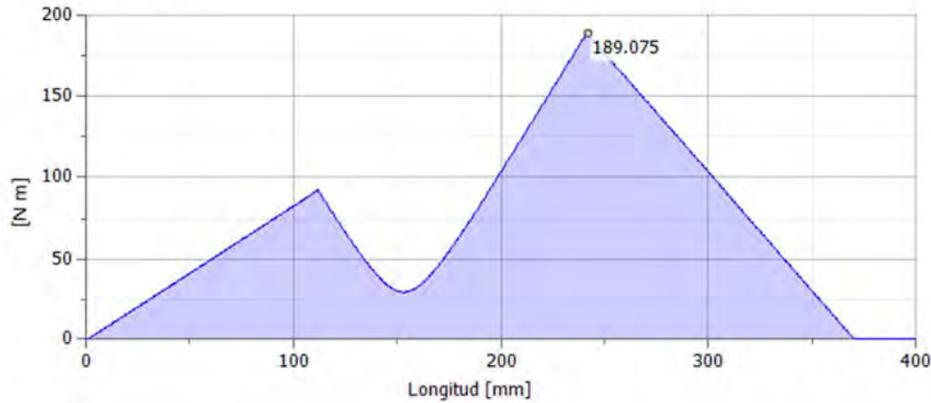
☐ Fuerza de corte, Plano YZ



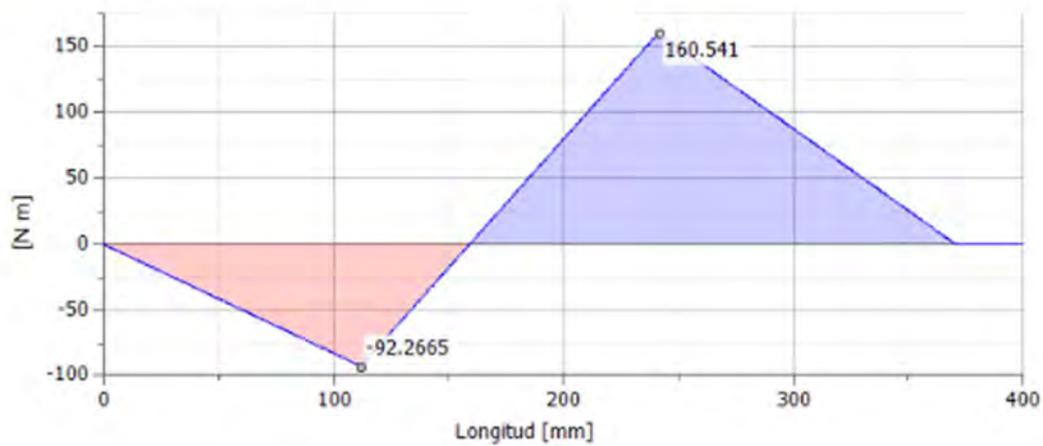
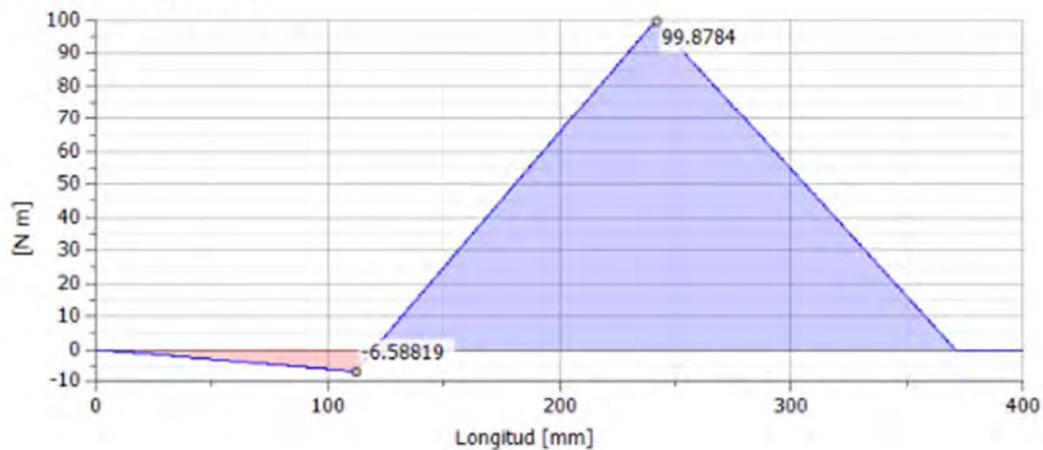
☐ Fuerza de corte, Plano XZ



Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

Figura 70*Diagrama de momentos flectores resultantes*☐ **Momento flector**

Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

Figura 71*Diagrama de momentos flectores en el eje sin fin planos YZ y XZ*☐ **Momento flector, Plano YZ**☐ **Momento flector, Plano XZ**

Nota: Graficado con la ayuda del programa Autodesk Inventor.

De los diagramas, se tiene:

$$M_{yz} = 160.541 \text{ N.m}$$

$$M_{xz} = 99.878 \text{ N.m}$$

$$M_a = 189.075 \text{ N.m}$$

Material Acero al carbono AISI 1045 (CK45) con $S_y=370$ Mpa; $S_u=650$ Mpa y $S_{sd}=0.3*370*0.75=83.25$ Mpa y Con $d_0 = 30$ mm estimado, y

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi 0.03^3 (1 - 0^4)} \sqrt{\left[1.5 * 189.075 + \frac{1 * 0.03 * 6350.91 (1 - 0^2)}{8} \right]^2 + (1 * 55.85)^2}$$

$$S_{sd} = 55.63 \text{ Mpa}$$

Analisis:

Como $55.63 < 83.25$ satisface el diseño con un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{83.25}{55.63} = 1.50$$

6.4 SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Las reacciones de las chumaceras están presentes en ambos apoyos de los ejes sin fin y el eje de uniformizado, según los diagramas de fuerza cortante – momento flector, se tiene para cada uno de ellas.

Chumaceras Del Eje De Uniformizado.

De acuerdo al diagrama, de fuerzas cortantes y momentos flectores en los planos , se tiene las reacciones en ambos apoyos.

$$R1 = 2849.97 \text{ N}$$

$$R2 = -11870.7 \text{ N}$$

Cálculo de las fuerzas axiales y radiales.

Fuerza axial

$$F_a = W_z = 1592.78 \text{ N}$$

Fuerza radial resultante

$$F_r = \sqrt{R_{xy}^2 + R_{xz}^2} \quad (6.56)$$

Reemplazando datos en la ecuación Ecuación 6.56 se tiene:

$$F_{r1} = 2847.97 \text{ N, fuerza radial en el apoyo 1}$$

$$F_{r2} = 11870.70 \text{ N, fuerza radial en el apoyo 2}$$

Cálculo De La Duración Nominal De La Chumacera.

$$L = \frac{60nL_n}{10^6} \quad (6.57)$$

L: Duración Nominal en revoluciones por millón.

L_n : Duración Nominal en horas, ver Tabla 36

n: Numero de revoluciones del eje (rpm).

Entonces:

Recomendaciones sobre vida de rodamientos para varias clases de maquinaria.

Tabla 36

Duración de la vida de chumaceras según la aplicación

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en periodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Tecles en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Nota: Tomado de NTN corporation Cat. No. 2400IX/S.

Con $L_n=20000$ Y $n =18$ RPM, se tiene que:

$L=21.6$ millones de revoluciones de ciclo

cálculo de la carga radial dinámica equivalente

lógicamente, se selecciona dos chumaceras del mismo tipo, para un eje del mismo diámetro, para efectos de cálculo se considera al apoyo con mayor carga, $F_{r2} = F_r$,

$$P_r = X.F_r + Y.F_a \quad (6.58)$$

P_r : carga radial dinámica equivalente

F_r : carga radial

F_a : carga axial

X : factor de carga radial

Y : factor de carga axial

En vista que el eje trabaja de forma vertical, se selecciona una chumacera tipo brida cuadrada, UCF210D1 con diámetro de 50 mm, con numero de rodamiento UC210D1, ver catálogo, según anexo D5 con los siguientes datos:

$f_0 = 14.4$ factor, $C_{or} = 23200$ N, Capacidad básica de carga estática y $C_r = 35000$ N, Capacidad básica de carga dinámica

Tabla 37

Carga radial equivalente (Fuente: NTN corporation Cat. No. 2400IX/S)

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Nota 1) El factor f_0 para calcular la carga radial equivalente ha sido añadido a las tablas dimensionales en el catálogo.

2) C_{or} es la capacidad básica de la carga estática.

(Vea la tabla de dimensiones)

Cuando los valores $\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$ ó $\frac{F_a}{F_r}$ no están en conformidad con aquellos dados en la Tabla 7.4 de arriba, encuentre el valor por interpolación.

Con las recomendaciones de la Tabla 37

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}} = 0.73 \quad \frac{F_a}{F_r} = 0.16 \quad \text{entonces } X = 1.0 \text{ y } Y = 0.0$$

Reemplazando en la Ecuación 6.58 se tiene el siguiente valor:

$$P_r = 4319.64 \text{ N}$$

cálculo de la carga básica dinámica

$$L = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \tag{6.59}$$

Reemplazando datos:

$$C_r = 12029.99 \text{ N}$$

este valor es menor que la capacidad básica de carga dinámica, de manera que

12029.99 N < 35000 N, por lo tanto, satisface el diseño y elegimos la chumacera del tipo

UCF210D1.

Chumaceras Del Eje Sin Fin.

De acuerdo a los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores, se tiene las reacciones en ambos apoyos.

Fuerza radial, de la ecuación 6.56, reemplazando datos

$$F_{r1} = 2918.83 \text{ N, fuerza radial en el apoyo 1}$$

$$F_{r2} = 1464.06 \text{ N, fuerza radial en el apoyo 2}$$

$$F_a = W_z = 8606.13 \text{ N N fuerza axial}$$

De la Tabla 6.6 con $L_n = 4000$ Y $n = 450$ RPM, según la ecuación 6.59, se tiene que:

$$L = 108 \text{ millones de revoluciones de ciclo}$$

cálculo de la carga radial dinámica equivalente

lógicamente, se selecciona dos chumaceras del mismo tipo, para un eje del mismo diámetro, para efectos de cálculo se considera al apoyo con mayor carga, $F_{r1} = F_r$

En vista que el eje trabaja de forma horizontal, se selecciona una chumacera tipo puente, UCP206D1 con diámetro de 30 mm, con numero de rodamiento UC206D1, ver catálogo, según anexo D5 , con los siguientes datos:

$$f_0 = 14.3 \text{ factor}$$

$$C_{or} = 29200 \text{ N, Capacidad básica de carga estática}$$

$$C_r = 43500 \text{ N, Capacidad básica de carga dinámica}$$

Con las recomendaciones de la Tabla 37

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}} = 3.11, \quad \frac{F_a}{F_r} = 2.139 \text{ entonces } X = 0.56 \text{ y } Y = 1.15$$

Reemplazando en la Ecuación 6.58 se tiene el siguiente valor:

$$P_r = 8966.34 \text{ N}$$

cálculo de la carga básica dinámica

$$C_r = 42699.51 \text{ N}$$

este valor es menor que la capacidad básica de carga dinámica, de manera que

$42699.51 \text{ N} < 43500 \text{ N}$, por lo tanto, satisface el diseño y elegimos la chumacera del tipo UCP206D1.

CAPITULO VII: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

7.1 Introducción

El presente capítulo se refiere a la descripción de materiales y equipos que se deben emplear para la fabricación del secador, así mismo se detallan las características de montaje de todo el sistema tanto mecánico como hidráulico.

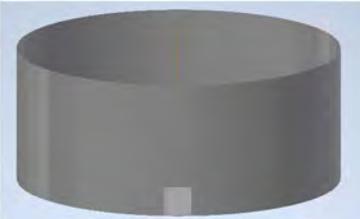
El suministro de materiales, equipos y montaje se efectuará teniendo en consideración las normas técnicas vigentes.

7.2 Especificaciones técnicas de materiales

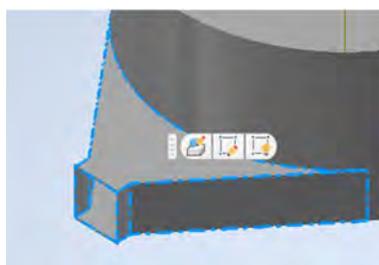
7.2.1 Cámara de secado

Tabla 38

Especificaciones técnicas del tambor

Parámetro	Descripción	Ud.	Observación
Planchas metálicas para el tambor			
			
Función	Depósito de granos		
Volumen total	4.52	m ³	Tambor cilíndrico
Dimensiones			
• Diámetro	2.4	m	
• Altura	1.0	m	
Espesor de plancha	2.0	mm	
Material	Plancha galvanizada e=2mm		
Norma técnica	ASTM A653		

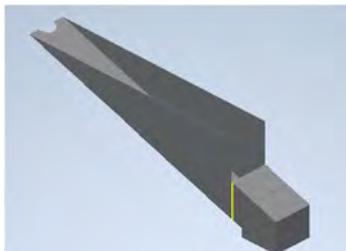
Difusor de entrada



Geometría	Rectangular variable
Función	Conducir el aire caliente a la cámara de secado y distribuir uniformemente en todo el tambor

Material	Plancha galvanizada e=2mm		
Norma técnica	ASTM A653		
Dimensiones	de	2400x1200x2mm	mm Comercial

Canal de descarga, elemento de descarga



Función	Descarga de los granos secos, mediante conductos tipo canal de fácil manejo		
Material	Plancha galvanizada e=2mm		
Norma técnica	ASTM A653		
Dimensiones	de	2400x1200x2mm	mm Comercial

Angulares de refuerzo para soporte estructural



Función	Reforzar toda la cámara de secado de modo que pueda soportar toda la masa de granos a secar.		
Perfil	L3x3x1/4		
Material perfil	ASTM A36		

Soporte de plancha perforada y masa de secado



Función	Estructura para soporte de plancha perforada con la masa de secado, debe soportar la capacidad másica, para el que está diseñado.		
Material	Perfil T40x40x4.5mm disposición radial a 60° y tubo $\Phi 3'' \times 3/16''$, posición vertical.		
Norma técnica	ASTM A36		

Plancha perforada



Función	Superficie de secado por ambas caras perforada, Φ agujero=5 mm, distancia entre centros 7.5 mm		
---------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------	--	--

Material	Plancha galvanizada e=3 mm
Norma técnica	ASTM A653
Geometría de plancha	Circular $\Phi=2.4$ m

7.2.2 Mecanismo de uniformizado

Tabla 39

Especificaciones técnicas del mecanismo de uniformizado

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
Pie de arrastre			
			
Función	Arrastre de los granos en cada giro del brazo para el uniformizado del secado.		
Elementos:			
Tubo redondo galvanizado 1 1/4x3mm, L=3cm			
Tubo redondo galvanizado 1/2x3mm, L=10cm			
Barra Circular galvanizada 1/2", dobléz en L, rosca en extremo M14x2, L=24.4cm			
Plancha galvanizada 3 mm, medidas 7cmx13.3cm			
Perno hexagonal con tuerca M8x12			
Tuerca hexagonal M14x2			
Material perfil	ASTM A653		
Espaciamiento entre pies	26.6	cm	
Cantidad de pies de arrastre		9 und	

Brazo de uniformizado

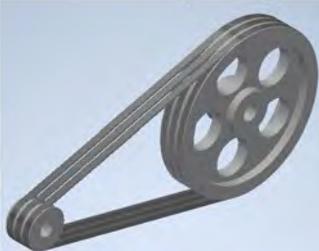


Función	Sostener los pies de arrastre en cada brazo, se conectan al eje de uniformizado en la parte central.		
Material	Tubo galvanizado 1"x3mm, L=1.135 m		
Norma técnica	ASTM A653		

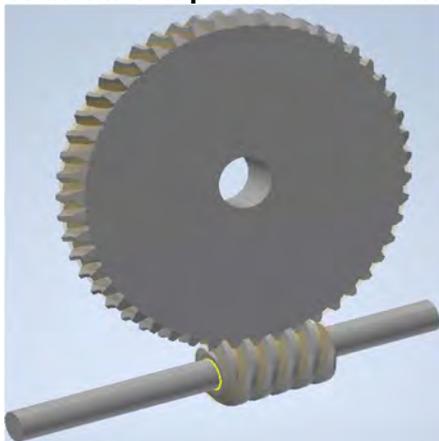
7.2.3 Sistema de transmisión

Tabla 40

Especificaciones técnicas de la transmisión

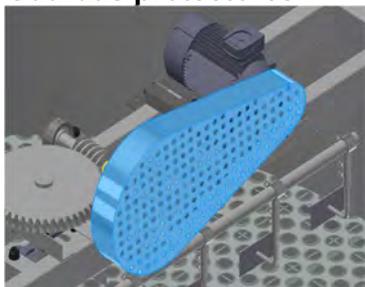
Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
Transmisión por fajas en V			
			
Tipo de transmisión	Fajas en V		
Función	Transmitir potencia desde el motor hasta al eje del tornillo sin fin		
Numero de fajas	03 und		
Medida de fajas	A60		
Distancia entre centros	18.32 pulg		
Medida de polea motriz	3"x3A		
Medida de polea Conducida	12"x3A		
Material de poleas	Fundición de aluminio		

Transmisión por tornillo sin fin – rueda dentada



Tipo de transmisión	Tornillo sin fin – rueda dentada		
Función	Transmitir potencia al sistema de uniformizado		
N° de dientes rueda dentada		50	
Diámetro de paso rueda dentada		252.7 mm	
N° de entradas tornillo sin fin		02	
Diámetro de paso tornillo sin fin		67.3 mm	
Diámetro de eje sin fin		30 mm	
Distancia entre centros		180 mm	

Guardas/protectores



Función	Proteger a los operadores de posibles accidentes en la banda de transmisión		
Material	Plancha galvanizada e=1mm		

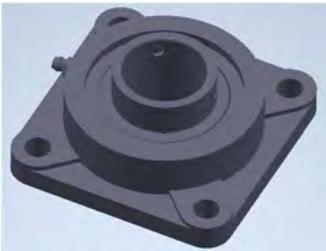
Norma técnica ASTM A653

Chumaceras horizontales



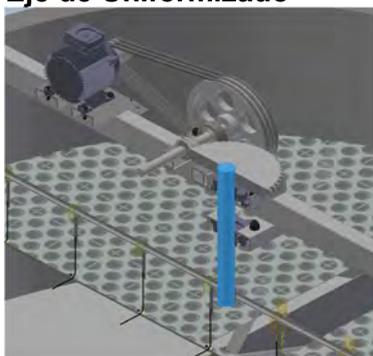
Función	Sostener el eje sin fin en posición horizontal, deben estar montadas en una superficie plana o base rígida, soportan cargas radiales.
Características	Chumacera tipo puente, con rodamiento de bolas, autoalineables, con tornillo de fijación prisionero y punto de engrase superior
Medida	UCP206D1
Cant.	02 und

Chumaceras verticales



Función	Sostener el eje de uniformizado en posición vertical, deben estar montadas en una superficie plana o base rígida, soportan cargas axiales.
Características	Chumacera tipo brida cuadrada, con rodamiento de bolas, autoalineables, con tornillo de fijación prisionero y punto de engrase lateral
Medida	UCF210D1
Cant.	02 und

Eje de Uniformizado



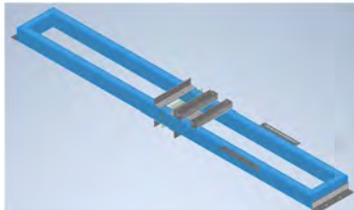
Función	Transmitir movimiento y potencia a los brazos de uniformizado, esta sujeta a cargas torsionales y radiales
Diámetro	50 mm
Longitud de eje	0.5 m

7.2.4 Puesto soporte

Tabla 41

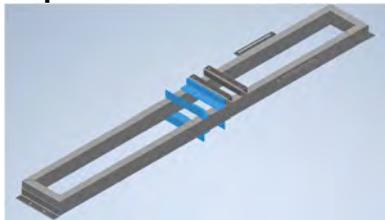
Especificaciones técnicas del puesto soporte

Marco estructural



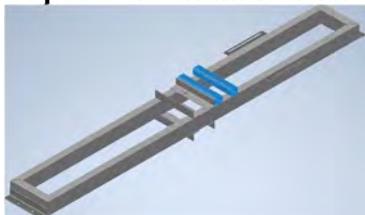
Función	Soportar todas las cargas del sistema de transmisión y uniformizado incluido motor eléctrico
Material	Tubo rectangular 4"x2"x1/8"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	2.451x0.3 m

Soporte de chumacera vertical



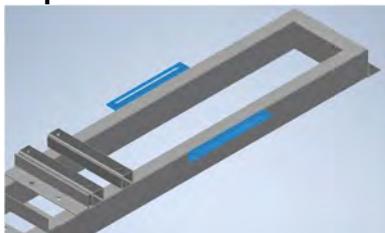
Función	Sirven de base donde se soportan las chumaceras verticales
Material	Angular L 2"x2"x3/16"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	L=0.3 m
Cant.	4 und

Soporte de chumacera horizontal



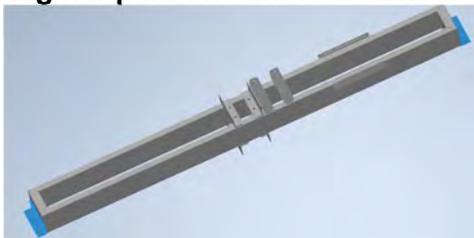
Función	Sirven de base donde se soportan las chumaceras horizontales.
Material	Tubo cuadrado 2"x3/16"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	L=0.3 m
Cant.	2 und

Soporte de motor



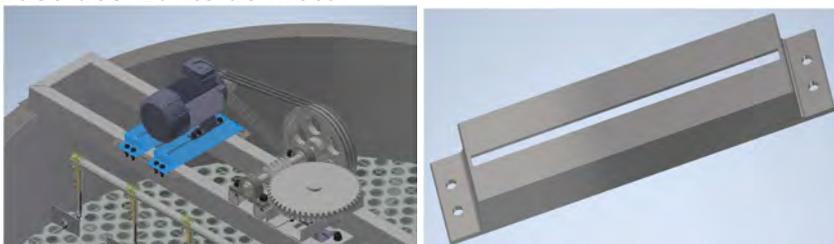
Función	Sirven de base donde se soporta el motor eléctrico, tiene una cara ranurada para el deslizamiento del motor, de manera que se puede templar las fajas de transmisión.
Material	Angular L1.5"x1.5"x3/16"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	L=0.3 m
Cant.	2 und

Angular para ensamble al tambor



Función	Sirven de base para el ensamble del puente soporte al tambor.
Material	Angular L2"x2"x3/16"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	L=0.3 m
Cant.	2 und

Base deslizante de motor



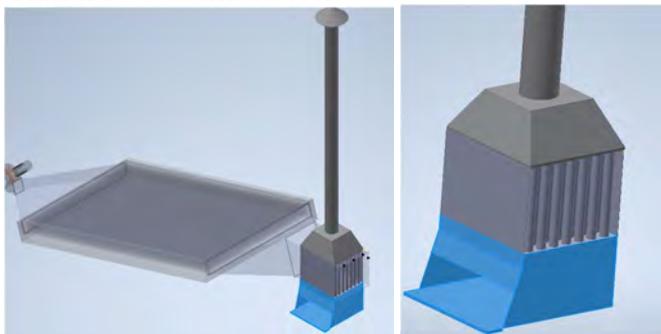
Función	Sirven de base y templador de las fajas de transmisión.
Material	Angular L1.5"x1.5"x3/16"
Norma técnica	ASTM A36
Dimensiones	L=0.3 m
Cant.	2 und

7.2.5 Sistema de calentamiento con biomasa

Tabla 42

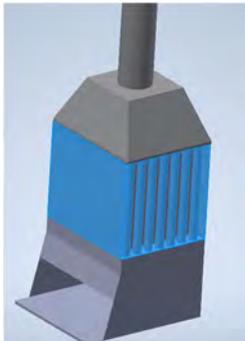
Especificaciones del sistema de calentamiento con biomasa

Cámara de combustión



Función	La cámara de combustión está diseñada para contener la biomasa y proporcionar un entorno donde pueda quemarse de manera eficiente.
Material	Plancha galvanizada e=2 mm
Norma Técnica	ASTM A653

Intercambiador de calor



Función	Transferir eficientemente el calor al aire de secado, sin que los gases de combustión se mezclen, está dispuesto con un banco de tubos de flujo cruzado.
Material	Carcaza: Plancha galvanizada e=2 mm Tubos: tubo Diam.=1", e=1mm, L=0.302 m
Norma Técnica	ASTM A653

Chimenea

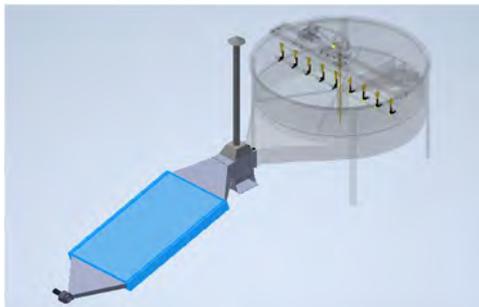


Función	La función principal de una chimenea es expulsar de manera segura al exterior los gases producidos durante la combustión, también Una chimenea crea un tiraje natural o corriente ascendente debido a la diferencia de temperatura y presión entre los gases calientes dentro de la chimenea
Material	Plancha galvanizada e=1 mm
Norma Técnica	ASTM A653
Diámetro	4"
Longitud	2 m

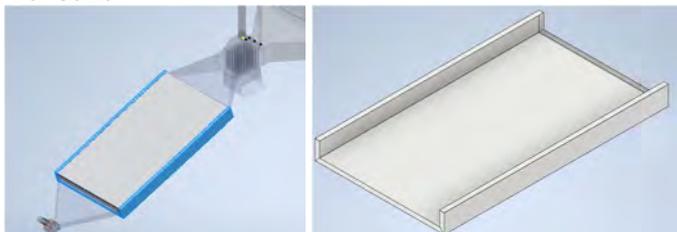
7.2.6 Sistema de calentamiento solar

Tabla 43

Especificaciones técnicas del colector solar.

Colector solar

Función: Absorber la energía del sol, y transferirla al aire de secado, el aire frío entra al colector y al pasar por él, eleva su temperatura. Medidas 2032x1175x176 mm

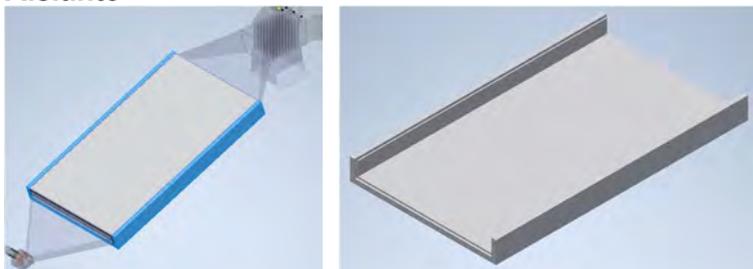
Carcaza

Función

Sirve como protector anticorrosivo y como base donde se aloja todo el sistema, está fabricado en chapa metálica galvanizada, con doblez según indicaciones en los planos.

- Material
- Norma Técnica

Plancha galvanizada e=1 mm
ASTM A653

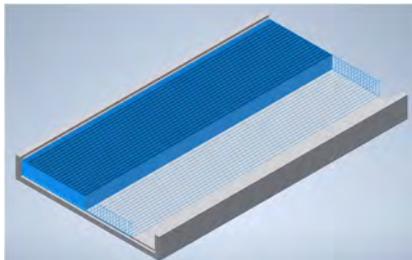
Aislante

Función

Minimizar las pérdidas de calor para asegurar que la mayor parte de la energía capturada del sol se transfiera al aire de secado.

Material
Conductividad térmica

Poliestireno expandido de alta densidad e=2"
0.0033-0.0043 w/m.°c

Tubo calentador

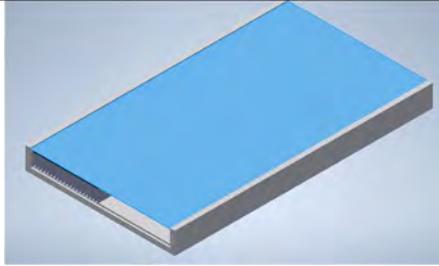
Función

Los tubos de aluminio calientan el aire de secado que fluyen por ellos.

Material
Perfil
Norma técnica
Cantidad
Longitud de tubo

Aluminio
7856 (tubo rectangular AL 25.40x101.60x1.70 mm)
ASTM B209
42 TUBOS
2.02 m

Cubierta de vidrio



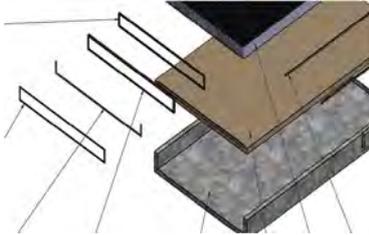
Función

Capturar y retener el calor que se genera en el interior del colector solar, este fenómeno es conocido como efecto invernadero, además protege al sistema del ambiente externo lluvias, viento, pérdidas por convección.

Material
Norma técnica
Dimensiones

Vidrio plano transparente e=3.2 mm
ASTM C1036-16
2026.4x1096.4 mm

Empaques



Función

La función más importante de los empaques es el sellado para evitar que el aire caliente generado dentro del colector se escape por grietas o uniones entre componentes

Material
Espesor / color
Temperatura de trabajo

Plancha de Goma para juntas (caucho nitrilico NBR) o neopreno
2 mm / negro
-20 hasta 120°C

7.2.7 Ductos de unión

Tabla 44

Especificaciones Técnicas de ductos de unión.

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
Ductos de unión 01 y 02			
Función	Unir los calentadores para transportar aire caliente		

Norma Técnica	ASTM A653
Material	Plancha galvanizada e=1mm
Construcción	Plancha doblada con pestañas, que facilita la unión o ensamble con los calentadores y esta unidos mediante pernos y tuercas.

7.3 Especificaciones técnicas de EQUIPOS

7.3.1 Especificaciones técnicas de motor eléctrico.

Tabla 45

Especificaciones de motor eléctrico

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
Equipo	Motor eléctrico, de uso general con patas base rígida		
Función	Accionar el sistema de uniformizado generando movimiento rotatorio que mantiene los granos en constante movimiento.		
Marca/Modelo	Siemens/1LF31824YK201B		
Potencia	3 Hp		
Tipo	Monofásico, Jaula de ardilla		
Rpm	1800		
Tensión nominal	127/220		
N° polos	4		
Dimensiones	Anexo B		
Tableros			
Tablero de operación de motor eléctrico monobloque			

Especificaciones del ventilador

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
Equipo	Ventilador centrífugo, de uso general con patas base rígida		
Función	Generar el flujo de aire necesario para el secado, a la vez es el encargado de aumentar la presión del aire que permite superar resistencias dentro del sistema.		
Potencia	1 Hp		
Tipo	Monofásico		
Rpm	1800		
Tensión nominal	127/220		

7.4 Especificaciones técnicas de fabricación y montaje

7.4.1 Especificaciones técnicas de unión por soldadura y otras

Tabla 46

Especificaciones técnicas de soldadura

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
○ Unión entre perfiles estructurales			

Tipo de soldadura	ARCO ELECTRICO para todas las uniones soldadas
Electrodo	E6011
Corriente	40 – 80 A
○ Unión entre planchas delgadas	
Tipo de soldadura	MIG
Material de aporte	Alambre ER70-S, 0.8 – 0.9 mm
Corriente	50 – 120 A
○ Pintura en general	
• Base	Zinc-cromato
• Acabado	Esmalte sintético

7.4.2 Especificaciones técnicas Montaje e instalaciones

Tabla 47

Especificaciones técnicas de montaje e instalaciones

Parámetro	Descripción	Unidad	Observación
○ Personal			
Técnico mecánico de producción	Formación técnica en mecánica de producción o mantenimiento industrial, con dominio de herramientas de ensamblaje, medición, soldadura y lectura de planos		
○ Responsabilidades	Ensamblar estructuras, marcos, ductos y componentes móviles, alinear ejes y sincronizar las transmisiones, realizar ajustes de pernos y verificar tolerancias en ejes		
Técnico electricista	Formación técnica en electricidad industrial o electromecánica, con conocimiento en motores eléctricos, ventiladores, variadores de velocidad, lectura de diagramas eléctricos y con conocimientos básicos de control		
Responsabilidades	Uso adecuado de EPPs Instalar y conectar el motor eléctrico ventilador y controles, verificar sentido de giro, amperaje, voltaje y consumo, cableado en general de todas las instalaciones. Uso adecuado de EPPs		

CAPITULO VIII: EVALUACION ECONOMICA

8.1. Costos y Presupuesto

En este capítulo se detallan los costos directos para la construcción del secador, el mismo que se ha subdividido en cinco sub presupuestos que son: diseño de ingeniería, fabricación, equipamiento, montaje e instalaciones, considerando los metrados por cada partida y su respectivo análisis de costos unitarios

8.1.1. Consideraciones generales

El presupuesto total para la construcción del módulo será la suma de los Costos de Diseño, fabricación, equipamiento, montaje e instalaciones.

Los costos de diseño corresponden al desarrollo de ingeniería (recolección de datos, cálculo, diseño y elaboración de planos)

Los costos de fabricación, contiene los costos de mano de obra, materiales y subcontratos.

Los costos equipamiento comprende la adquisición de equipos como motor y ventilador.

Los costos de montaje comprenden la mano de obra de técnicos especialistas en montaje o ensambladores.

Los costos de instalaciones corresponden a los cableados principales, colocación de tableros eléctricos y demás accesorios que pongan en funcionamiento el módulo secador.

La moneda considera es en soles (S/.)

8.1.2. Presupuesto total para la construcción del modulo

Se considera el presupuesto estimado para la construcción del módulo, donde está considerado la mano de obra, materiales, equipos y subcontratos que se requieran.

Tabla 48

Presupuesto para la construcción del secador

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio	Parcial	Sub Total
1	DISEÑO DE UN SECADOR DE CAFE DE 500 KG DE CAPACIDAD	-	-	-	-	26781.57
1.1	DISEÑO E INGENIERIA					5966.6
1.1.1.1	DISEÑO DE UN SECADOR MECANICO	glb	1	5000	5000	
1.1.2.1	ELABORACION DE PLANOS	und	1	966.6	966.6	
1.2	FABRICACION					14909.27
1.2.1	CAMARA DE SECADO					3810.62
1.2.1.1	TAMBOR	glb	1	3810.62	3810.62	
1.2.2	MECANISMO DE UNIFORMIZADO					4399.17
1.2.2.1	SISTEMA DE ARRASTRE	und	1	781.15	781.15	
1.2.2.2	SISTEMA DE TRANSMISION	und	1	2727	2727	
1.2.2.3	PUENTE SOPORTE	und	1	891.02	891.02	
1.2.3	SISTEMA DE CALENTAMIENTO					6699.48
1.2.3.1	SISTEMA DE CALENTAMIENTO CON BIOMASA	und	1	1057.77	1057.77	
1.2.3.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR	und	1	4767.03	4767.03	
1.2.3.3	DUCTOS	und	1	874.68	874.68	
1.3	EQUIPAMIENTO					2600
1.3.1	EQUIPOS ELECTRICOS	glb	1	2600	2600	
1.4	MONTAJE					753.7
1.4.1	MONTAJE DE CAMARA DE SECADO Y MECANISMO DE UNIFORMIZADO	glb	1	455.9	455.9	
1.4.2	MONTAJE DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO	glb	1	297.8	297.8	
1.5	INSTALACIONES ELECTRICAS					2552
1.5.1	CIRCUITO DE CONTROL Y FUERZA	glb	1	2293.8	2293.8	
1.5.2	ILUMINACION Y TOMA CORRIENTE	glb	1	258.2	258.2	

Costo Directo **26,781.57**

Presupuesto Total **26,781.57**

[Son: veintiséis mil setecientos ochenta y uno con 57/100 nuevos soles]

Nota: Elaborado en software Delphin Express BIM 360-2024

8.1.3. Análisis de costos unitarios

Los costos unitarios es la descomposición detallada de todos los insumos necesarios (mano de obra, materiales, sub contratos, equipos y herramientas) para la ejecución de una unidad de partida, con el propósito de conocer su costo total unitario por unidad de medida.

se considera todos los costos unitarios, para la fabricación del secador propuesto, que determinara el costo inicial de la inversión.

Tabla 49

Análisis de costos unitarios de las partidas del presupuesto

Partida: 1.1.1.1		DISEÑO DE UN SECADOR MECANICO		Rendimiento: 1 glb/Día		
				Costo Unit. por glb		5000
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
SUB-CONTRATOS						5000
370010002	SC Servicio de diseño de un secador, incluye estudios, cálculos en ingeniería	und	-	1	5000	5000

Partida: 1.1.2.1**ELABORACION DE PLANOS**

Rendimiento:0.25 und/Día

Costo Unit. por und **966.6**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						720
471060001	Ingeniero mecánico	dia	1	4	180	720
EQUIPO						21.6
370010001	Herramientas	%mo	-	3	720	21.6
SUB-CONTRATOS						225
60010001	SC Servicio de ploteo de planos	und	-	15	15	225

Partida: 1.2.1.1**TAMBOR**

Rendimiento:0.25 glb/Día

Costo Unit. por glb **3810.62**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						540
470010001	Operario soldador	dia	0	3	130	390
300010004	Ayudante soldador	dia	0	3	50	150
MATERIALES						2413.62
170010001	Plancha galvanizada de 2 mm	m ²	-	18.27	69.8	1275.25
100010007	Plancha galvanizada de 3mm	m ²	-	4.52	106.6	481.83
100010006	Angular 3x3x1/4"	m	-	8.04	35	281.4
100010008	Acero estructural T 40x40x 4.5mm	m	-	7.2	23.7	170.64
100010009	Tubo 3"x3/16"	m	-	0.5	36.3	18.15
100010010	Platina 1.5x1/4"	m	-	7.54	8.8	66.35
300010001	Electrodo E6011 cellocord	kg	-	5	18.5	92.5
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	-	5	4.5	22.5
300010003	Disco de desbaste 4"	und	-	1	5	5
EQUIPO						507
370010001	Herramientas	%mo	-	5	540	27
490010001	Máquina de soldar 250A	he	0.5	16	15	240
100010020	Amoladora manual 4"	he	0.5	16	8	128
100010021	Taladro eléctrico manual	he	0.5	16	7	112
SUB-CONTRATOS						350
301060006	SC Servicio de rolado de plancha metálica	und	-	1	30	30
710010001	SC Servicio de perforado de plancha galvanizada 3 mm	und	-	1	300	300
100010005	SC Servicio de rolado de perfil estructural	und	-	1	20	20

Partida: 1.2.2.1**SISTEMA DE ARRASTRE**

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und **781.15**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						310
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
300010004	Ayudante soldador	dia	0	1	50	50
MATERIALES						215.65
100010012	Tubo galvanizado 1 1/4 x 3 mm	m	-	0.27	14.4	3.89
100010013	Tubo galvanizado 1/2"x 3 mm	m	-	0.9	6.6	5.94
100010014	Barra Circular galvanizada 1/2"	m	-	2.192	55.9	122.53
100010007	Plancha galvanizada de 3mm	m ²	-	0.084	106.6	8.95
100010016	Pemo hexagonal c/tuerca M8x16, galvanizada	und	-	27	0.7	18.9

100010017	Tuerca hexagonal M14, galvanizada	und	-	9	0.6	5.4
100010018	Tubo galvanizado de 1"x3 mm	m	-	2.27	13.3	30.19
100010019	Tubo galvanizado de 2"x3 mm	m	-	0.05	26.9	1.35
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	-	3	4.5	13.5
300010003	Disco de desbaste 4"	und	-	1	5	5
EQUIPO						255.5
490010001	Máquina de soldar 250A	he	1	8	15	120
370010001	Herramientas	%mo	-	5	310	15.5
100010020	Amoladora manual 4"	he	1	8	8	64
100010021	Taladro eléctrico manual	he	1	8	7	56

Partida: 1.2.2.2**SISTEMA DE TRANSMISION**

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und **2727**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						440
470010001	Operario soldador	dia	0	3	130	390
300010004	Ayudante soldador	dia	0	1	50	50
MATERIALES						1985
100010022	Polea ranurada 3"x3A, material fundición de aluminio	und	-	1	43	43
100010023	Polea ranurada 12"x3A, material fundición de aluminio	und	-	1	120	120
100010024	Fajas en V, tipo A60	und	-	3	63	189
100010025	Tornillo sin fin 2 entradas, Dw=67.3	und	-	1	150	150
100010026	Rueda dentada 50 dientes, Dg=252.7	und	-	1	250	250
100010027	Chumacera horizontal UCP206D1	und	-	2	185	370
100010028	Chumacera Vertical UCF210D1	und	-	2	235	470
100010029	Chaveteros para ejes	und	-	2	21.5	43
100010030	Eje de uniformizado, D=50 mm, L=0.5m	und	-	1	350	350
EQUIPO						22
370010001	Herramientas	%mo	-	5	440	22
SUB-CONTRATOS						280
100010050	SC Servicio de maquinado de tornillo sin fin, eje y chaveteros	und	-	1	280	280

Partida: 1.2.2.3**PUENTE SOPORTE**

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und **891.02**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						310
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
300010004	Ayudante soldador	dia	0	1	50	50
MATERIALES						325.52
100010031	Tubo rectangular 4x2x1/8"	und	-	5.5	35.2	193.6
100010032	Angular 2x2x3/16"	und	-	1.8	18.1	32.58
100010033	Angular 1.5x1.5x3/16"	und	-	2.15	12.8	27.52
100010034	Tubo cuadrado 2x3/16"	und	-	0.6	27.2	16.32
300010001	Electrodo E6011 cellocord	kg	-	2	18.5	37
300010003	Disco de desbaste 4"	und	-	1	5	5
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	-	3	4.5	13.5
EQUIPO						255.5
370010001	Herramientas	%mo	-	5	310	15.5
490010001	Máquina de soldar 250A	he	2	16	15	240

Partida: 1.2.3.1

SISTEMA DE CALENTAMIENTO CON BIOMASA

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und 1057.77

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						360
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
300010004	Ayudante soldador	dia	0	2	50	100
MATERIALES						519.77
170010001	Plancha galvanizada de 2 mm	m ²	-	1.57	69.8	109.59
100010036	Tubo redondo D=1", e= 1 mm	m	-	19.03	19.2	365.38
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	-	2	4.5	9
100010047	Plancha galvanizada de 1 mm	m ²	-	1	35.8	35.8
EQUIPO						178
370010001	Herramientas	%mo	-	5	360	18
100010051	Equipo de soldadura autógena	he	0.2	1.6	100	160

Partida: 1.2.3.2

SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und 4767.03

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						360
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
300010004	Ayudante soldador	dia	0	2	50	100
MATERIALES						4199.03
100010037	Empaque 01	und	-	2	40	80
100010038	Empaque 02	und	-	2	45	90
100010039	Empaque 03	und	-	2	55	110
100010040	Cubierta de vidrio e=3 mm	m ²	-	2.22	72.8	161.62
100010041	Empaque 04	und	-	1	80	80
100010042	Perfil AL L12.5x25x2.1 mm	m	-	6.26	14.5	90.77
100010043	Poliestireno expandido 2"	m ²	-	2.88	15.1	43.49
100010044	Perfil AL L 5/8x3/8x1/8	m	-	4	11.7	46.8
100010045	Perfil AL L 1/2X1/4X1 mm	m	-	4	6.5	26
100010046	Perfil AL canal U 3/8x3/8X1 mm	m	-	2.42	7.9	19.12
100010047	Plancha galvanizada de 1 mm	m ²	-	3.38	35.8	121
100010048	Tubo rectangular AL 102x25.5x1.7 mm	m	-	84.84	39.2	3325.73
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	-	1	4.5	4.5
EQUIPO						178
370010001	Herramientas	%mo	-	5	360	18
100010052	Cizalla para corte de plancha	he	0.25	2	80	160
SUB-CONTRATOS						30
301060006	SC Servicio de rolado de plancha metálica	und	-	1	30	30

Partida: 1.2.3.3

DUCTOS

Rendimiento:1 und/Día

Costo Unit. por und 874.68

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						360
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
300010004	Ayudante soldador	dia	0	2	50	100
MATERIALES						106.68
100010047	Plancha galvanizada de 1 mm	m ²	-	2.98	35.8	106.68
EQUIPO						378

370010001	Herramientas	%mo	-	5	360	18
100010051	Equipo de soldadura autógena	he	0.25	2	100	200
100010052	Cizalla para corte de plancha	he	0.25	2	80	160
SUB-CONTRATOS						30
301060006	SC Servicio de rolado de plancha metálica	und	-	1	30	30

Partida: 1.3.1		EQUIPOS ELECTRICOS		Rendimiento:1 glb/Día		
Costo Unit. por glb						2600
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
EQUIPO						2600
100010004	Motor eléctrico 3 Hp	und	0	1	1650	1650
100010053	Ventilador centrífugo	und	0	1	950	950

Partida: 1.4.1		MONTAJE DE CAMARA DE SECADO Y MECANISMO DE UNIFORMIZADO		Rendimiento:1 glb/Día		
Costo Unit. por glb						455.9
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						390
470010001	Operario soldador	dia	0	3	130	390
MATERIALES						46.4
100010054	Pemo hexagonal M16x50	und	-	16	1.2	19.2
100010055	Tuerca hexagonal M16	und	-	16	0.7	11.2
100010056	Arandela 16	und	-	32	0.5	16
EQUIPO						19.5
370010001	Herramientas	%mo	-	5	390	19.5

Partida: 1.4.2		MONTAJE DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO		Rendimiento:1 glb/Día		
Costo Unit. por glb						297.8
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						260
470010001	Operario soldador	dia	0	2	130	260
MATERIALES						24.8
100010057	pemo hexagonal M6x12	und	-	24	0.4	9.6
100010058	Tuerca Hexagonal M6	und	-	24	0.5	12
100010059	Pemo hexagonal M5x16	und	-	4	0.4	1.6
100010060	Tuerca hexagonal M5	und	-	4	0.4	1.6
EQUIPO						13
370010001	Herramientas	%mo	-	5	260	13

Partida: 1.5.1		CIRCUITO DE CONTROL Y FUERZA		Rendimiento:1 glb/Día		
Costo Unit. por glb						2293.8
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						1693.8
70010001	cable Nro 12	m	-	60	1.48	88.8
70010002	termomagnético 40A	und	-	2	55	110
70010003	caja de registro PVC 6 polos	und	-	1	35	35
100010002	Tablero de control incluye interruptores pulsadores y demás accesorios	und	-	1	1350	1350
720010002	Manguera corrugada 1/2" eléctricos	m	-	20	5.5	110
SUB-CONTRATOS						600
100010001	sc servicio de un técnico electricista para instalaciones eléctricas	glb	-	1	600	600

Partida: 1.5.2

ILUMINACION Y TOMA CORRIENTE

Rendimiento: 1 glb/Día

Costo Unit. por glb

258.2

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						258.2
490010002	soket para iluminación	und	-	2	7	14
490010003	foco led	und	-	2	15	30
70010001	cable Nro 12	m	-	40	1.48	59.2
490010004	Tomacorriente de 2 salidas	und	-	2	12	24
720010003	Cable nro 14	m	-	30	1.4	42
490010006	Tubería pvc eléctrica	m	-	70	1.1	77
720010001	Curva pvc eléctricos	und	-	10	1.2	12

Nota: Elaborado en software Delphin Express BIM 360-2024

8.1.4. Relación de insumos

Tabla 50

Lista de personal, materiales, equipos y subcontratos

Código	Descripción	Unid.	Cantidad	Costo	Total
MANO DE OBRA					4050
471060001	Ingeniero mecánico	dia	4	180	720
470010001	Operario soldador	dia	21	130	2730
300010004	Ayudante soldador	dia	12	50	600
MATERIALES					11788.47
170010001	Plancha galvanizada de 2 mm	m ²	19.8401	69.8	1384.84
70010001	cable Nro 12	m	100	1.48	148
70010002	termomagnético 40A	und	2	55	110
70010003	caja de registro PVC 6 polos	und	1	35	35
100010002	Tablero de control incluye interruptores pulsadores y demás accesorios	und	1	1350	1350
300010001	Electrodo E6011 cellocord	kg	7	18.5	129.5
300010002	Disco de corte para metal 4"	und	14	4.5	63
300010003	Disco de desbaste 4"	und	3	5	15
100010006	Angular 3x3x1/4"	m	8.04	35	281.4
100010007	Plancha galvanizada de 3mm	m ²	4.6039	106.6	490.78
100010008	Acero estructural T 40x40x 4.5mm	m	7.2	23.7	170.64
100010009	Tubo 3"x3/16"	m	0.5	36.3	18.15
100010010	Platina 1.5x1/4"	m	7.5398	8.8	66.35
100010012	Tubo galvanizado 1 1/4 x 3 mm	m	0.2701	14.4	3.89
100010013	Tubo galvanizado 1/2"x 3 mm	m	0.9	6.6	5.94
100010014	Barra Circular galvanizada 1/2"	m	2.1919	55.9	122.53
100010016	Perno hexagonal c/tuerca M8x16, galvanizada	und	27	0.7	18.9
100010017	Tuerca hexagonal M14, galvanizada	und	9	0.6	5.4
100010018	Tubo galvanizado de 1"x3 mm	m	2.2699	13.3	30.19
100010019	Tubo galvanizado de 2"x3 mm	m	0.0502	26.9	1.35
100010022	Polea ranurada 3"x3A, material fundición de aluminio	und	1	43	43
100010023	Polea ranurada 12"x3A, material fundición de aluminio	und	1	120	120
100010024	Fajas en V, tipo A60	und	3	63	189
100010025	Tornillo sin fin 2 entradas, Dw=67.3	und	1	150	150
100010026	Rueda dentada 50 dientes, Dg=252.7	und	1	250	250
100010027	Chumacera horizontal UCP206D1	und	2	185	370

100010028	Chumacera Vertical UCF210D1	und	2	235	470
100010029	Chaveteros para ejes	und	2	21.5	43
100010030	Eje de uniformizado, D=50 mm, L=0.5m	und	1	350	350
100010031	Tubo rectangular 4x2x1/8"	und	5.5	35.2	193.6
100010032	Angular 2x2x3/16"	und	1.8	18.1	32.58
100010033	Angular 1.5x1.5x3/16"	und	2.15	12.8	27.52
100010034	Tubo cuadrado 2x3/16"	und	0.6	27.2	16.32
100010036	Tubo redondo D=1", e= 1 mm	m	19.0302	19.2	365.38
100010037	Empaque 01	und	2	40	80
100010038	Empaque 02	und	2	45	90
100010039	Empaque 03	und	2	55	110
100010040	Cubierta de vidrio e=3 mm	m ²	2.2201	72.8	161.62
100010041	Empaque 04	und	1	80	80
100010042	Perfil AL L12.5x25x2.1 mm	m	6.26	14.5	90.77
100010043	Poliestireno expandido 2"	m ²	2.8801	15.1	43.49
100010044	Perfil AL L 5/8x3/8x1/8	m	4	11.7	46.8
100010045	Perfil AL L 1/2X1/4X1 mm	m	4	6.5	26
100010046	Perfil AL canal U 3/8x3/8X1 mm	m	2.4203	7.9	19.12
100010047	Plancha galvanizada de 1 mm	m ²	7.3598	35.8	263.48
100010048	Tubo rectangular AL 102x25.5x1.7 mm	m	84.8401	39.2	3325.73
100010054	Perno hexagonal M16x50	und	16	1.2	19.2
100010055	Tuerca hexagonal M16	und	16	0.7	11.2
100010056	Arandela 16	und	32	0.5	16
100010057	perno hexagonal M6x12	und	24	0.4	9.6
100010058	Tuerca Hexagonal M6	und	24	0.5	12
100010059	Perno hexagonal M5x16	und	4	0.4	1.6
100010060	Tuerca hexagonal M5	und	4	0.4	1.6
490010002	soket para iluminación	und	2	7	14
490010003	foco led	und	2	15	30
490010004	Tomacorriente de 2 salidas	und	2	12	24
490010006	Tubería pvc eléctrica	m	70	1.1	77
720010001	Curva pvc eléctricos	und	10	1.2	12
720010002	Manguera corrugada 1/2" eléctricos	m	20	5.5	110
720010003	Cable nro 14	m	30	1.4	42
	EQUIPO				4428.1
370010001	Herramientas	%mo	4.6444	4050	188.1
100010004	Motor eléctrico 3 Hp	und	1	1650	1650
490010001	Maquina de soldar 250A	he	40	15	600
100010020	Amoladora manual 4"	he	24	8	192
100010021	Taladro eléctrico manual	he	24	7	168
100010051	Equipo de soldadura autógena	he	3.6	100	360
100010052	Cizalla para corte de plancha	he	4	80	320
100010053	Ventilador centrifugo	und	1	950	950
	SUB-CONTRATOS				6515
370010002	SC Servicio de diseño de un secador, incluye estudios, cálculos en ingeniería	und	1	5000	5000
60010001	SC Servicio de ploteo de planos	und	15	15	225
100010001	sc servicio de un técnico electricista para instalaciones eléctricas	glb	1	600	600
301060006	SC Servicio de rolado de plancha metálica	und	3	30	90
100010005	SC Servicio de rolado de perfil estructural	und	1	20	20
710010001	SC Servicio de perforado de plancha galvanizada 3 mm	und	1	300	300
100010050	SC Servicio de maquinado de tornillo sin fin, eje y chaveteros	und	1	280	280
				TOTAL:	26,781.57

Nota: Elaborado en software Delphin Express BIM 360-2024

8.2. CALIDAD DEL CAFÉ Y COSTO DEL SERVICIO DE SECADO

En Perú, el proceso de secado del café y su calidad están estrechamente ligados, un secado adecuado es crucial para obtener un café de alta calidad, evitando problemas como el desarrollo de sabores indeseables o la proliferación de microorganismos. Los métodos de secado más comunes son el secado solar y el secado mecánico, cada uno con sus propias ventajas y desventajas.

Importancia del secado:

- **Conservación:** Un secado adecuado evita la proliferación de microorganismos y la actividad enzimática que puede deteriorar el grano durante el almacenamiento.
- **Calidad sensorial:** El secado afecta directamente el sabor y aroma del café.
- **Valor comercial:** Un café de alta calidad, bien secado, puede alcanzar un mejor precio en el mercado como café de exportación.

En el secado de café propuesto se utilizan secadoras con equipos mecánicos, sistema de calentamiento solar y biomasa los cuales representaran un ahorro en costo operativo en el proceso de secado el cual logra controlar la temperatura y el flujo de aire para acelerar el proceso de secado. Este método puede reducir el tiempo de secado a unas 18 a 24 horas, manteniendo la temperatura del aire entre 50 a 65°C.

Tradicionalmente en Perú desde la época colonial se sigue usando la unidad de peso quintal que es equivalente a 100 libras y este a 46 kg.

El precio del servicio de secado será obtenido como un porcentaje de la diferencia de precios que representa un secado tradicional en piso y un secado técnico en el secador propuesto. Los precios por quintal de café mostrados en la Tabla 51 son precios promedios del quintal de café en la temporada de café del año 2025.

Tabla 51*Precios promedios por quintal de café*

Item	Proceso de secado	Peso (Quintal)	Peso (Kg)	Precio (S/.)	PU (S/. /kg)
1	Café secado en piso tradicional	1	46	520	11.30
2	Café secado en secador técnico	1	46	820	17.83
				Diferencia	6.52
				Costo secado 7%	0.457

Nota: La referencia de los precios por quintal corresponden a la temporada del año 2025

De esta manera podemos indicar que el precio por el servicio de secado este alrededor del S/. 0,457 por cada Kg. de café secado en nuestro secador técnico.

8.3. ANALISIS ECONOMICO

El Poder económico financiero del proyecto deberá ser analizado desde el punto de vista de un negocio de venta de un servicio de secado de café, proceso de secado que marcará la diferencia en calidad de un café secado en forma tradicional (secado directo en piso) y un café de calidad de exportación (secado en secador técnico) de acuerdo a precios de mercado.

CALCULO DE INGRESOS.

El cálculo de ingresos provendrá netamente de la venta del servicio de secado de café por cada unidad de peso que es alrededor del S/. 0,652 por cada Kg. de café secado en nuestro secador técnico.

Por otro lado debemos tener en cuenta que la temporada de cosecha es entre abril y julio de cada año para lo cual hemos definido en la siguiente tabla en cada temporada de cosecha el secador puede trabajar 108 días.

El secador estaría entonces en capacidad de trabajar 108 días al año, secando 500 Kg de café por día trabajado que multiplicado por el costo del servicio de secado por Kg representarían nuestros ingresos anuales tal como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 52*Cálculo de días anuales por temporada*

Tiempo de cosecha	Meses	Mes	Días
Inicio de cosecha	Abril cada año		
Fin de cosecha	Julio cada año	4	120
		Días secado	120
		10% mantenimiento	-12
		Días trabajo	108

Los ingresos anuales por el servicio de secado serán el producto de los días trabajados por la cantidad de café secado por día (500 Kg) por el precio de secado por Kg, el calculo se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 53*Cálculo del ingreso anual*

Días trabajados	Peso por día	Costo de secado	Ingreso anual.
Día	Kg	S/. /Kg	S/.
108	500	0.457	24,652.17

Los ingresos anuales por el servicio de secado ascienden en promedio a veinte y cuatro mil seiscientos cincuenta y dos con 17/100 soles.

CALCULO DE DESEMBOLSOS

Los costos totales de inversión se definen como la suma del capital fijo y el capital de explotación neta.

a) Activos fijos como ya se indicó, los activos fijos comprenden las inversiones fijas y los costos de capital previos a la producción y comprende lo siguiente:

- Inversiones fijas
- Gastos de capital previos a la producción
- Capital de explotación neta.

b) Costos totales de Inversión

Se calcula a partir de las cifras de los gastos previos a la producción, las inversiones fijas y el capital de trabajo neto.

FINANCIACION DEL PROYECTO.

El plan general de financiación para los proyectos consiste en satisfacer las necesidades de capital de inversión inicial mediante participación en el capital social y/o préstamos a largo plazo, en este caso se debe satisfacer el costo del secador solar completo y una previsión de capital para la operación inicial. Puesto que el equipo brindara solo servicio no requiere de capital de trabajo para insumos y otros , solo prever los costos de mantenimiento y operación anual que serán tomados como un porcentaje del capital inicial.

Dado que es factible obtener préstamos, el proceso de financiación del proyecto se inicia con la obtención de un prestamos bancario a tasas de interés comerciales del mercado.

8.2 CALCULO DE RENTABILIDAD POR METODOS DINAMICOS

Los métodos dinámicos para el cálculo de la rentabilidad del proyecto de inversión son herramientas financieras que toman en cuenta el **valor del dinero en el tiempo**. A diferencia de los métodos estáticos, estos consideran que un sol recibido hoy tiene más valor que un sol recibido en el futuro debido a la inflación, los intereses y el costo de oportunidad.

Los principales métodos dinámicos son:

8.4. Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto (VAN), también conocido como Valor Presente Neto (VPN), es la diferencia entre el valor actualizado de los flujos de caja futuros que generará un proyecto y la inversión inicial. La fórmula del VAN es la siguiente:

$$VAN = -I_0 + \frac{FC_1}{(1+k)^1} + \frac{FC_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{FC_n}{(1+k)^n}$$

Donde:

- I_0 : Inversión inicial del proyecto.

- FC_1 : Flujo de caja en el período t.
- k: Tasa de descuento o de actualización, que representa la rentabilidad mínima exigida al proyecto (costo de capital).

Criterio de Decisión

- Si $VAN > 0$, el proyecto es rentable y se acepta. Los flujos de caja futuros actualizados superan la inversión inicial.
- Si $VAN = 0$, el proyecto es indiferente, no genera ni pérdidas ni ganancias. La rentabilidad es igual a la tasa de descuento.
- Si $VAN < 0$, el proyecto no es rentable y se rechaza. Los flujos de caja actualizados son menores que la inversión inicial.

8.5. Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) es la tasa de descuento que hace que el VAN de un proyecto sea igual a cero. Representa la rentabilidad anual del proyecto en porcentaje.

La TIR es el valor de "k" que satisface la siguiente ecuación:

$$0 = -I_0 + \frac{FC_1}{(1+TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1+TIR)^2} + \dots + \frac{FC_n}{(1+TIR)^n}$$

Para calcular la TIR, generalmente se recurre a software financiero o a métodos de prueba y error, ya que no se puede despejar directamente de la fórmula.

Criterio de Decisión

Para que un proyecto sea aceptado, su TIR se compara con la tasa de descuento (k).

- Si $TIR > k$, el proyecto es rentable y se acepta.
- Si $TIR = k$, el proyecto es indiferente.
- Si $TIR < k$, el proyecto no es rentable y se rechaza.

El Período de Recuperación Descontado (PRD) es el tiempo que tarda un proyecto en recuperar la inversión inicial, pero utilizando los flujos de caja ya actualizados. Este método tiene en cuenta el valor del dinero en el tiempo, a diferencia de su versión simple.

8.6. Criterio de Decisión

- Si el PRD es menor que el plazo máximo de recuperación establecido por la empresa, el proyecto es viable.
- Si el PRD es mayor que el plazo máximo establecido, el proyecto se rechaza.

Aunque es una herramienta útil, no considera los flujos de caja que ocurren después de la recuperación de la inversión.

Tabla 54

Flujo de caja acumulado proyectado

FLUJO DE INGRESOS Y EGRESOS SECADOR DE CAFÉ 500 KG

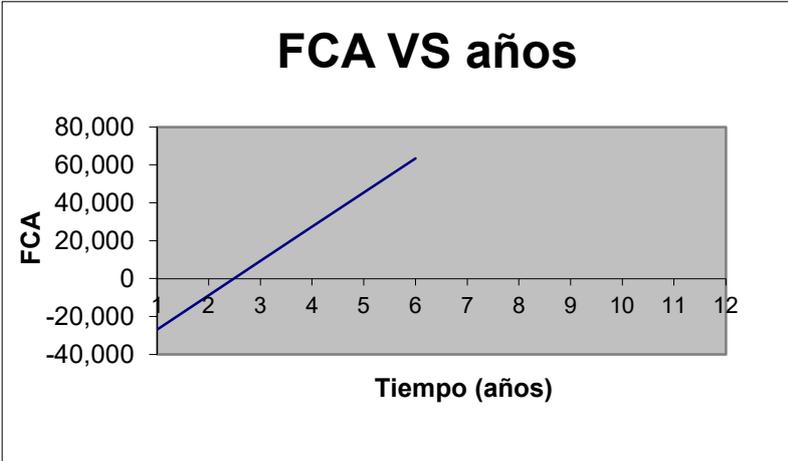
Año	Venta de servicio secado	Valor de Recup	Total Ingresos S/.	Inversión	Amortiza	Costo de Operación	Costo de Mantenimi.	Total egresos S/.	Flujo Económico	Flujo Acumulado
2025	0.00		0.00	26,781.57		0.00	0.00	26,781.57	-26,781.57	-26,781.57
2026	24,652.17		24,652.17		6,159.76	535.63	0.00	6,695.39	17,956.78	-8,824.79
2027	24,652.17		24,652.17		6,159.76	267.82	133.91	6,561.48	18,090.69	9,265.90
2028	24,652.17		24,652.17		6,159.76	267.82	133.91	6,561.48	18,090.69	27,356.59
2029	24,652.17		24,652.17		6,159.76	267.82	133.91	6,561.48	18,090.69	45,447.28
2030	24,652.17		24,652.17		6,159.76	267.82	130.00	6,557.58	18,094.60	63,541.88
2031			0.00							
2032			0.00							
2033			0.00							
2034			0.00							
2035		2,678.16	2,678.16							
			125,939.03		30,798.81			59,718.99		

VAN	TIR
S/.34,208.90	61%

Se ha considerado una tasa porcentual comercial del 23.0 % de acuerdo a la tasa comercial de los bancos en el año 2025

Figura 72

grafica del flujo de caja anual proyectado



TASA INTERES	0.23
VAN (fp)	34,208.90
TIR (fp)	0.61
PO TIME	1 año 6 meses
Maxima Exposicion	-26781.57

CONCLUSIONES

- El diseño del secador propuesto, que utiliza energía solar y biomasa, cumple con los requerimientos energéticos y técnicos, establecidos en la fase inicial de la presente investigación y según los cálculos teóricos realizados, los resultados garantizan un secado eficiente, uniforme y sostenible en un tiempo máximo de 16.61 horas, constituyendo una alternativa factible para mejorar el proceso de secado.
- La aplicación de la norma VDI, permitió optimizar el diseño mediante la matriz morfológica proponiéndose 5 alternativas de solución, y la evaluación técnica - económica nos da un resultado favorable para la consideración número 04 y de esta manera se cumple los requerimientos energéticos, mecánicos, económicos y de seguridad, asegurando su funcionamiento óptimo.

- Durante el desarrollo del diseño térmico e hidráulico, los resultados fueron los siguientes:

Temperatura de secado 65 °C, velocidad del aire de entrada en la cámara de secado 1 m/s y con estos parámetros se ha logrado un periodo de secado de 16.61 horas, considerando los parámetros ambientales y del producto, el calor total requerido para el proceso de secado es de 151,601.66 Kcal evaporándose un total de 244.32 Kg de agua.

Del cálculo hidráulico se tiene una caída de presión total en el sistema de 140.44 pa y flujo de aire de 539.07 CFM, datos que nos llevan a la selección del ventilador.

- Para el diseño del sistema de calentamiento del aire.

Los cálculos de la radiación solar en el lugar han arrojado una radiación efectiva mínima de 349.1 w/m².h a las 4 p.m. y máxima de 752 al medio día w/m².h, alcanzando una temperatura superficial en el colector de 37.27 °C a las 4 p.m. y 49.73 °C al mediodía.

Para el calentador solar se debe utilizar 42 tubos de aluminio de sección 100x40x1.8 mm, con una longitud de 2m, encapsulados en una caja debidamente aislado por la base y laterales con material poliestireno expandido de 2" de espesor, para la cubierta del colector

se debe usar una lámina de vidrio de 3.2 mm y esta de estar separada una distancia de 9 mm de la superficie de los tubos par minimizar perdidas de calor por convección.

Para la utilización de la biomasa se ha diseñado una cámara de combustión conectado a un intercambiador de calor del tipo banco de tubos de flujos perpendiculares, con un arreglo de 9x7 tubos de 1" de diámetro, donde el aire se calienta por el intercambio de calor de los gases de combustión de la biomasa.

- Del diseño mecánico se tiene: un secador de geometría cilíndrica tipo tambor de 2.4 m de diámetro y altura de 1 m, adecuada para secar granos provistas con palas agitadoras que giran concéntricamente mediante un eje de 50 mm de diámetro y longitud 0.5 m a 18 RPM, mediante un sistema de transmisión por fajas y tornillo sin fin que se conectan a un motor eléctrico de 3 hp a 1800 rpm

En la transmisión por fajas se ha calculado 3 fajas en "V" A60 con poleas $D=12"$ y $d=3"$ con una distancia entre centros de 18.32"

En la transmisión por tornillo sin fin, se tiene: número de dientes de la rueda dentada 50, número de entradas del tornillo sin fin 2 dientes, diámetro de paso de la rueda 252.7 mm, diámetro de paso del tornillo 67.3 mm, diámetro del eje sin fin 30 mm, distancia entre centros 180 mm

- La evaluación económica, requiere una inversión de S/. 26,781.57, con un VAN de S/.34,208.90 y un TIR de 61%, recuperándose la inversión en un periodo de 1.5 Años declarándose viable, rentable y sostenible técnica y económicamente.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda a otros tesisistas efectúen la construcción del secador de acuerdo a los cálculos establecidos y realizar las pruebas experimentales en un contexto real, lo que nos permitirá validar los cálculos realizados.
- Analizar el uso del secador propuesto, para secar otros productos de la región como el cacao, maíz, y darle mayor valor agregado, trabajos que podrían desarrollar como otros temas de tesis.

- Mejorar el rendimiento del colector solar, mediante el uso múltiples cubiertas de vidrio, que evitan la pérdida de calor por convección debido a las corrientes naturales de aire en la superficie exterior del colector.
- Mejorar el rendimiento del colector solar, mediante el uso múltiples cubiertas de vidrio, que evitan la pérdida de calor por convección debido a las corrientes naturales de aire en la superficie exterior del colector.

BIBLIOGRAFIA

- Barrantes Vargas, J. E. (2022). Análisis de las diferentes fuentes energéticas para el proceso de secado de café en la empresa CoopeTarrazú, para el segundo semestre del año 2021 y primero del 2022. Universidad Tecnica Nacional sede central.
- Barriga Flores, P. R. (2009). Funcionamiento de cooperativas cafetaleras y su impacto en la vida familiar de sus asociados.
- Bedregal, R. (2014). diseño, modelo matemático y simulación de un colector solar de doble flujo y ventilacion forzada, con generadores de turbulencia. simposio peruano de energia solar y del ambiente (XXI - SPES), 11, 10 - 14. Obtenido de <https://scholar.google.es/scholar?hl=es&as>
- Caballero Cava, J. A. (2015). Diseño de una Secadora de Cacao Para Almacenaje con Capacidad de T/Dia. Pontificia Universidad Catolica del Peru.
- Cengel A, Y., & Michael A, B. (2012). Termodinamica (7ma ed.). McGraw-Hill.
- Eufracio, W. (2010). modelamiento y simulacion de un secador solar activo para granos en el valle del mantaro. Obtenido de (tesis doctoral) universidad nacional de trujillo, trujillo, peru: <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/7730>
- Gutiérrez-Flórez, J. M., & Copete-López, H. (2009). Hacia la Mejora del Secado Mecánico del Café en Colombia. *TecnoLógicas*, 23, 109. <https://doi.org/10.22430/22565337.241>
- Hori, J. J. (2002). Diseño de elementos de maquinas (5 ed.).
- Iglesias , R., José, R., Lastres, O., López, P., Farrena, N., & Ibáñez, G. (2017). diseño, construcción y evaluación de un secador solar para mango ataulfo. revista mexicana de ciencias agrícolas, 8(8), 1719 - 1732. Obtenido de http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S200709342017000801719&lang=es
- Maella, L., & Morales, J. (2018). evaluación del comportamiento térmico en régimen pasivo.

tecnológicas, 21(41), 29-44. Obtenido de
http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S012377992018000100003&lang=es

Oliveros Tascon, C. E., & Roa Mejia, G. (1985). Coeficiente de fricción, Angulo de reposo y densidades aparentes de granos de café.

Passamai, V. (2015). Determinación de radiación solar horaria para días claros mediante planilla de cálculo.

Pumacalli, E., Ríos, V., & Molliendo, E. (2016). construcción de un secador solar para el secado de plantas medicinales de comercialización en la provincia de tambopata. el ceprocimad, 04(2), 53 - 67 . Obtenido <https://journal.ceprosimad.com/index.php/ceprosimad/article/view/50>

Ravenet Catalan, J. (1977). Silos, Teoría, Investigación y construcción. Editores técnicos asociados s.a.

Roark, R. J., Young, W. C., & Budynas, R. G. (2002). Roark's formulas for stress and strain (7th ed). McGraw-Hill.

Rojas Quintanilla, B., & Fuentes Tupayachi, U. (1986). Diseño y Evaluación de un Secador Solar Experimental Para Café y Cacao. Universidad Nacional San Antonio Abad del Cuzco.

Romero Loaiza, R. (1998). Secador Solar Tipo Túnel Para Café. Universidad Nacional San Antonio Abad del Cuzco.

Shigley, J. E. (2003). Diseño en ingeniería mecánica.

Termodinámica Cengel 7th _ Yunus A. Cengel (PDFDrive.com).pdf. (s. f.).

Transferencia de Calor y Masa—Cengel 4Ed.pdf. (s. f.).

Yunus A, C., & Afshin J, G. (2011). Transferencia de calor y masa (4ta ed.). McGraw-Hill.

ANEXO A

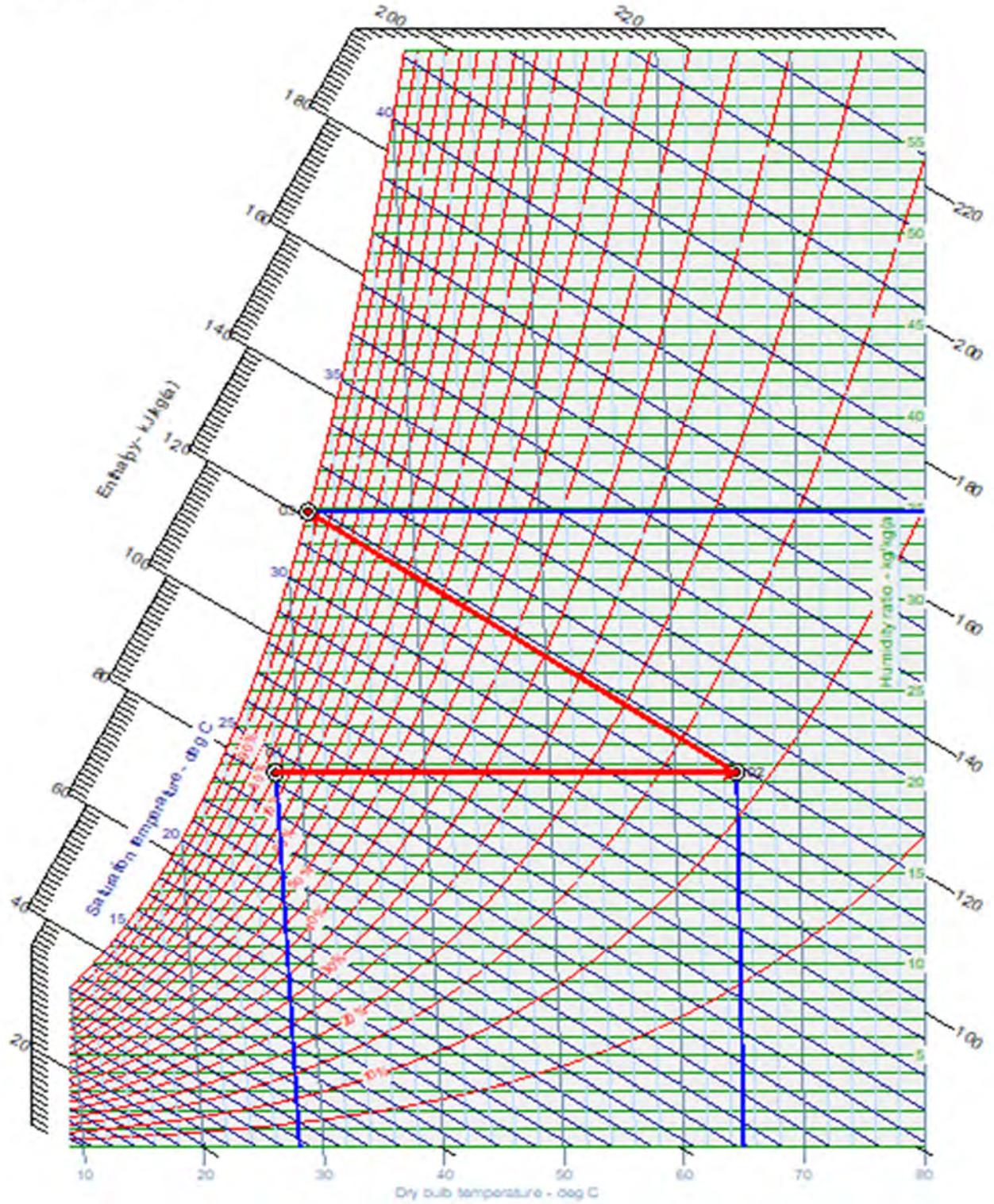
MATRIZ DE CONSISTENCIA

TITULO: DISEÑO DE UN SECADOR DE CAFÉ DE 500 KG DE CAPACIDAD, MEDIANTE EL USO DE ENERGIA SOLAR Y BIOMASA					
	PROBLEMA	OBJETIVO	HIPOTESIS	VARIABLES	
GENERAL	¿Cómo se puede mejorar el proceso de secado de café para una capacidad determinada aplicando energías alternativas en el proceso?	Diseñar un secador de café de 500 Kg de capacidad, mediante el uso de energía solar y biomasa	Con el diseño de un secador de café de 500 Kg de capacidad, mediante el uso de energía solar y biomasa se podría mejorar el proceso de secado de manera eficiente y sostenible.	Variable Independiente. - Capacidad - Fuentes de energía. - Calidad Variable Dependiente. - Secado	
ESPECIFICO	¿Cómo se puede optimizar el diseño de manera sistemática?	Desarrollar el diseño conceptual utilizando la norma VDI	La utilización de la norma VDI, permitirá optimizar el diseño de manera sistemática	Variable Independiente. - Tipo de secador. - Fuentes de energía. V. Dependiente. - Uniformidad del secado, disponibilidad de recursos energéticos	Cap. III
	¿Cuáles son los requisitos de diseño térmico e hidráulico del secador para una capacidad de 500 Kg?	Desarrollar el diseño térmico e hidráulico del secador para una capacidad de 500 Kg de café húmedo	El diseño térmico e hidráulico, permitirá optimizar el tiempo de secado para una capacidad de 500 Kg	Variable Independiente. - Temperatura de secado - Flujo de aire Variable Dependiente. - Tiempo de secado	Cap. IV
	¿Cómo se puede calentar el aire de secado de manera rentable y sostenible?	Diseñar un sistema de calentamiento de aire de secado, mediante el uso de energía solar y biomasa	El uso de energía solar y biomasa, permitirá usar alternativas energéticas de la zona	Variable Independiente. - área del colector solar, long. y nro de tubos del colector - volumen de la cámara de combustión, configuración, longitud y nro de tubos del intercambiador de calor a biomasa. Variable Dependiente. - cantidad de calor	Cap. V
	¿Cuáles son los requisitos de diseño mecánico para el secador propuesto?	Efectuar el diseño mecánico del secador, para una capacidad de 500 Kg de café	El diseño adecuado del sistema mecánico permitirá optimizar su funcionamiento, eficiencia y rendimiento del equipo.	Variable Independiente. - Modelo geométrico del secador - Diseño del removedor de granos Variable Dependiente. - Potencia del motor, capacidad	Cap. VI
	¿Cuáles serán los resultados de una evaluación económica?	Desarrollar la evaluación económica del plan de investigación	De la evaluación económica, los beneficios esperados justificaran la inversión.	Variable Independiente. - Costos de fabricación: costos fijos y variables Variable Dependiente. - VAN, TIR,	Cap. VIII

ANEXO B

CARTA PSICROMETRICA QUILLABAMBA 1050 m.s.n.m.

Pressure: 89330.7798 Pa



Nota: Graficado en el software Greenheck HDPPsyChart

ANEXO C

C.1 CATALOGO DE VENTILADORES

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Caudal máximo (cfm)	954,1
Velocidad (rpm)	1400
Presión estática máxima (Pa)	278,8
Presión total máxima (Pa)	278,8

ERP

Marca	SODECA, S.L.U.	Eficiencia estática del ventilador según EU 327/2011 (%)	51,1%
Modelo	CJVR-315-4M-RE	Índice de fugas internas máximas (%)	1,1%
Tipología	NRVU / UVU	Rendimiento energético de los filtros	No aplica
Tipo accionamiento	Velocidad variable	Alarma visual de filtros	No aplica
Tipo recuperador	Ninguno	Nivel de potencia acústica (LWA) (dBA)	73
Caudal nominal (m ³ /s)	0,254	Sitio web	www.sodeca.com
Potencia de entrada eléctrica efectiva (kW)	0,263	Cumplimiento ErP	2018
SFPint (W/m ³ /s)	230,00		
Velocidad frontal a caudal de diseño (m/s)	2,50		
Presión nominal externa (Pa)	171		

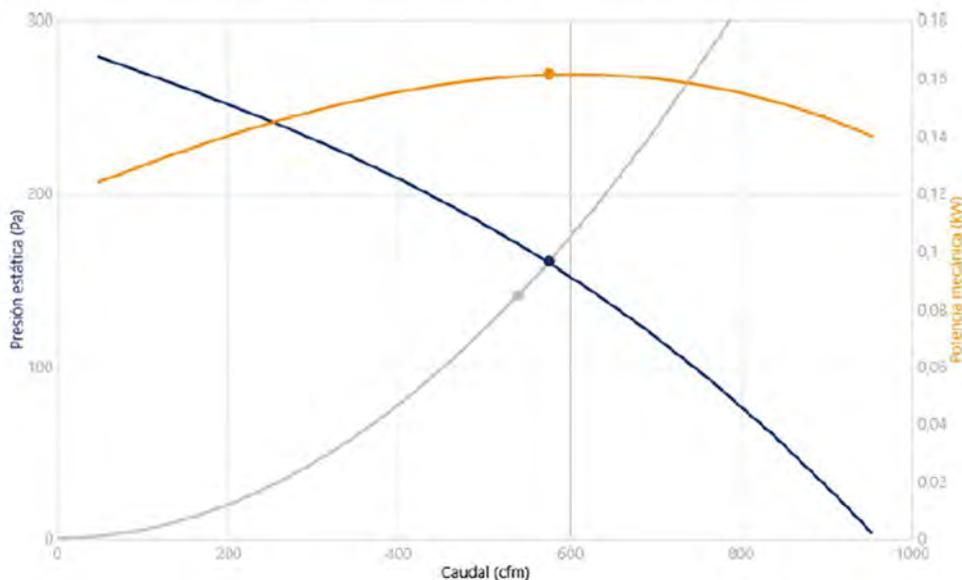
ESQUEMA DE CONEXIONES

DATOS DEL MOTOR

Potencia Mecánica Nominal (kW)	0,13	Polos	4P
Hz/fases	50/1	Corriente máx. (A) 220-240 V	0,6
Motor (rpm)	1400	Protección del motor	IP54

Curva característica del ventilador

CURVA CARACTERÍSTICA Y ACÚSTICA PARA 1,2KG/M³



Punto Diseño

Q (cfm)	539,1
Pe (Pa)	140,4

Punto Servicio (PS)

Q (cfm)	574,7
Pe (Pa)	159,6
Pd (Pa)	4,414
Pt (Pa)	164
Velocidad (rpm)	1400
Máx. Temp. (°C)	60
Velocidad salida aire (m/s)	2,712
Eficiencia mecánica (Pt) (%)	27,67
SFP (kW/m ³ /s)	0,9718
Potencia mecánica (kW)	0,1608

Nota: Tomado de catalogo general de ventiladores SODECA

ANEXO D

D.1 CATALOGO DE MOTORES ELECTRICOS MONOFASICO SIEMENS

Motores monofásicos

Motores monofásicos totalmente cerrados tipo 1LF3



Tabla de selección

Motores monofásicos jaula de ardilla
totalmente cerrados con ventilación exterior,
aislamiento clase F, F.S.1.0

Potencia CP	r.p.m.	Armazón	Modelo	Cat. Spiridon horizontal con patas	Catálogo Spiridon con brida C y patas		Cat. Spiridon ejecución JM AK = 4.5"	Tensión nominal Volt	Corriente Nominal A
					AK = 4.5"	AK = 8.5"			
3 3	3600 1800	182T 182T	1LF31822YK 1LF31824YK	1LF1822YK201B 1LF31824YK201B	1LF31822YK281B 1LF31824YK281B	1LF31822YK211B 1LF31824YK211B	1LF31822YK271B 1LF31824YK271B	127/220 127/220	23.5/13.8 31.2/15.2
5 5	3600 1800	184T 184T	1LF31842YK 1LF31844YK	1LF31842YK401B 1LF31844YK401B	1LF31842YK481B 1LF31844YK481B	1LF31842YK411B 1LF31844YK411B	1LF31842YK471B 1LF31844YK271B	220 220	21.0 25.3
7.5 10	1800 1800	213T 215T	1LF32134YK 1LF32154YK	1LF32134YK401B 1LF32135YK401B	-- --	-- --	-- --	220 220	34.0 46.6

Potencia CP	Polos	Capacitor de arranque				Capacitor permanente				Conjunto centrífugo Cat. Spiridon	Tablilla platinos Catálogo Spiridon
		Bote tamaño	Mf	Volt	Catálogo Spiridon	Bote tamaño	Mf	Volt	Catálogo Spiridon		
3 3	2 4	7 7	590-708 590-708	140 140	A7B82500008011 A7B82500008011	5 5	60 60	250 250	A7B82500007973 A7B82500007973	A7B82500018111 A7B82500018109	A7B82500018426 A7B82500018426
5 5	2 4	7 7	1000-1200 1000-1200	140 140	A7B82500008012 A7B82500008012	5 5	100 100	250 250	A7B82500007137 A7B82500007137	A7B82500018111 A7B82500018109	A7B82500018110 A7B82500018110
7.5 10	4 4	8 8	1175-1410 1340/1688	165 165	A7B82500008856 A7B82500008861	8 8	125 150	250 250	A7B82500008843 A7B82500008860	A7B82500008786 A7B82500008786	A7B82500018110 A7B82500018110



D.2 TRANSMISION POR FAJAS EN “V”

TABLA 1:
FACTORES DE SERVICIO PARA TRANSMISIONES POR FAJAS EN V

MAQUINAS MOVIDAS	CLASE 1	CLASE 2
Agitadores de líquidos:	1.1	1.2
Agitadores de semilíquidos:	1.2	1.3
Batidoras en la industria papelera	1.3	1.5
Bombas centrifugas	1.1	1.2
Bombas reciprocantes	1.3	1.5
Bombas rotativas de desplazamiento positivo	1.2	1.3
Chancadoras de mandíbula, de rodillos giratorios	1.4	1.6
Compresoras centrifugas	1.1	1.2
Compresoras reciprocantes	1.3	1.5
Cribas giratorias	1.3	1.5
Elevadores de cangilones	1.3	1.5
Excitadores	1.3	1.5
Extractores	1.1	1.2
Generadores	1.2	1.3
Líneas de ejes (ejes de transmisión)	1.2	1.3
Maquinarias de imprenta	1.2	1.3
Maquinarias de Lavandería	1.2	1.3
Maquinarias para aserradoras	1.3	1.5
Maquinarias para fabricación de ladrillos	1.3	1.5
Maquinarias para fabricación de caucho: calandrias, mezcladoras, extrusoras	1.4	1.6
Maquinaria textil	1.3	1.5
Maquinas herramientas	1.2	1.3
Mezcladoras de masa en la industria panificadora	1.2	1.3
Molino de barras, de bolas, de tubos	1.4	1.6
Molinos de martillos	1.3	1.5
Prensas punzadoras	1.2	1.3
Pulverizadores	1.3	1.5
Sopladores	1.1	1.2
Sopladores de desplazamiento positivo	1.3	1.5
transportadores de artesas, de paletas, de tornillo	1.3	1.5
Transportadoras de fajas para arena, granos , etc.	1.2	1.3
Transportadores para trabajos livianos	1.1	1.2
Ventiladores hasta 10 Hp	1.1	1.2
Ventiladores mayores de 10 HP	1.2	1.3
Winches, montacargas, elevadores	1.4	1.6
Zarandas vibratorias	1.2	1.3

FIGURA 1:
SELECCIÓN DE LA SECCION DE FAJA EN V

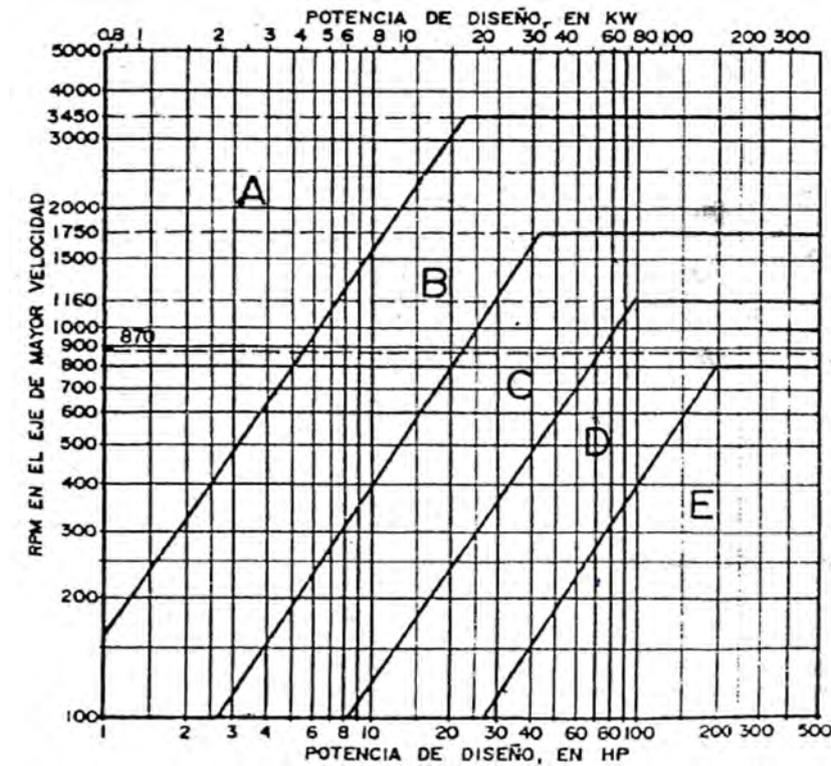




TABLA 2:

DIAMETRO EXTERIOR MINIMO RECOMENDADO DE POLEAS PARA FAJAS EN V A UTILIZAR EN MOTORES

HP MOTOR	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
0.5	2.5	2.5	2.2			
0.75	3.0	2.5	2.4	2.2		
1	3.0	2.5	2.4	2.4	2.2	
1.5	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4	2.2
2	3.6	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4
3	4.5	3.6	3.0	3.0	2.4	2.4
5	4.5	4.5	3.8	3.0	3.0	2.4
7.5	5.3	4.5	4.4	3.8	3.0	3.0
10	6.0	5.3	4.4	4.4	3.8	3.0

TABLA 3

SECCIONES ESTANDARES DE FAJAS Y DIAMETROS DE PASO MINIMO DE LAS POLEAS

SECCION	ANCHO MM	ALTURA MM	DIAMETROS DE PASO DE POLEAS MM	
			RECOMENDADO	MINIMO
A	12.7	7.9	76 A 127	66
B	16.7	10.3	137 A 190	117
C	22.2	13.5	229 A 305	178
D	31.8	19	330 A 508	305
E	38.1	23	533 A 711	457

TABLA 4

POLEAS ESTANDARES PARA FAJAS EN V (EN PULGS)

SECCION A		SECCION B		SECCION C		SECCION D		SECCION E
3.0	6.2	4.6	9.4	7.0	14.0	12.0	27.0	21.0
3.2	6.4	4.8	11.0	7.5	16.0	13.0	33.0	21.6
3.4	7.0	5.0	12.4	8.0	18.0	13.4	40.0	22.0
3.6	7.6	5.2	13.6	8.5	20.0	13.5	48.0	22.8
3.8	8.2	5.4	15.4	9.0	24.0	14.0	58.0	23.2
4.0	9.0	5.6	18.4	9.4	30.0	14.2		24.0
4.2	10.6	5.8	20.0	9.5	36.0	14.5		27.0
4.4	12.0	6.0	25.0	9.6	44.0	14.6		31.0
4.6	15.0	6.2	30.0	9.8	50.0	15.0		35.0
4.8	18.0	6.4	38.0	10.0		15.4		40.0
5.0	19.6	6.6		10.2		15.5		46.0
5.2	24.6	6.8		10.5		16.0		52.0
5.4	29.6	7.0		10.6		18.0		58.0
5.6	37.6	7.4		11.0		18.4		66.0
5.8		8.0		12.0		20.0		74.0
6.0		8.6		13.0		22.0		84.0

TABLA 5

FACTOR POR ANGULO DE CONTACTO

$\frac{D-d}{C}$	θ	K_{θ}	$\frac{D-d}{C}$	θ	K_{θ}
0.00	180	1.00	0.80	133	0.87
0.10	174	0.99	0.90	127	0.85
0.20	169	0.97	1.00	120	0.82
0.30	163	0.96	1.10	113	0.80
0.40	157	0.94	1.20	106	0.77
0.50	151	0.93	1.30	99	0.73
0.60	145	0.91	1.40	91	0.70
0.70	139	0.89	1.50	83	0.65

TABLA 6

POTENCIA ADICIONAL POR RELACION DE TRANSMISION

RELACION DE TRANSMISION	SECCION DE FAJA				
	A	B	C	D	E
0.00 a 1.01	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
1.02 a 1.04	0.00180	0.00472	0.0131	0.0466	0.0890
1.05 a 1.08	0.00360	0.00944	0.0263	0.0931	0.1780
1.09 a 1.12	0.00539	0.01415	0.0394	0.1397	0.2670
1.13 a 1.18	0.00719	0.01189	0.0525	0.1863	0.3560
1.19 a 1.24	0.00899	0.02359	0.0656	0.2329	0.4450
1.25 a 1.34	0.01079	0.02831	0.0788	0.2794	0.5340
1.35 a 1.51	0.01259	0.03303	0.0919	0.3260	0.6230
1.52 a 1.99	0.01439	0.03774	0.1050	0.3726	0.7120
2.00 o mas	0.01618	0.04425	0.1182	0.4191	0.8010

Los valores de la tabla multiplicar por: N° RPM/100



TABLA 7
LONGITUD DE FAJA Y FACTOR POR LONGITUD DE FAJA

SECCION A			SECCION B			SECCION C			SECCION D			SECCION E		
FAJA N°	LONG PASO	K_L												
A26	27.3	0.81	B35	36.8	0.81	C51	53.9	0.8	D120	123.3	0.86	E144	148.5	0.9
A31	32.3	0.84	B38	39.8	0.83	C60	62.7	0.82	D128	131.3	0.87	E180	184.5	0.91
A33	34.3	0.85	B42	43.8	0.85	C68	70.9	0.85	D144	147.3	0.9	E195	199.5	0.92
A35	36.3	0.87	B46	47.8	0.87	C75	77.9	0.87	D158	161.3	0.92	E210	214.5	0.94
A36	37.3	0.87	B51	52.8	0.89	C81	83.9	0.89	D162	165.3	0.92	E225	226	0.95
A38	39.3	0.88	B53	54.8	0.89	C85	87.9	0.9	D173	176.3	0.93	E240	241	0.96
A40	41.3	0.89	B55	56.8	0.9	C90	92.9	0.91	D180	183.3	0.94	E270	271	0.99
A42	43.3	0.9	B58	59.8	0.91	C96	98.9	0.92	D195	198.3	0.96	E300	301	1.01
A43	44.3	0.9	B60	61.8	0.92	C100	102.9	0.92	D210	213.3	0.96	E330	331	1.03
A46	47.3	0.92	B62	63.8	0.92	C105	107.9	0.94	D225	225.8	0.99	E360	361	1.05
A48	49.3	0.93	B64	65.8	0.93	C112	114.9	0.95	D240	240.8	1	E390	391	1.07
A51	52.3	0.94	B66	67.8	0.93	C120	122.9	0.97	D255	255.8	1.01	E420	421	1.09
A53	54.3	0.95	B68	69.8	0.95	C124	126.9	0.97	D270	270.8	1.03	E480	481	1.12
A55	56.3	0.96	B71	72.8	0.95	C128	130.9	0.98	D300	300.8	1.05	E540	541	1.14
A58	59.3	0.97	B75	76.8	0.97	C136	138.9	0.99	D315	315.8	1.06	E600	601	1.17
A60	61.3	0.98	B78	79.8	0.97	C144	146.9	1	D330	330.8	1.07	E660	661	1.19
A62	63.3	0.98	B81	82.8	0.98	C158	160.9	1.02	D360	360.8	1.09			
A64	65.3	0.99	B83	84.8	0.98	C162	164.9	1.03	D390	390.8	1.11			
A66	67.3	0.99	B85	86.8	0.99	C173	175.9	1.04	D420	420.8	1.12			

TABLA 8
POTENCIA QUE PUEDEN TRANSMITIR LAS FAJAS SECCION A

RPM DEL EJE RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE																	
	2.6 "	2.8 "	3.0 "	3.2 "	3.4 "	3.6 "	3.8 "	4.0 "	4.2 "	4.4 "	4.6 "	4.8 "	5.0 "	5.2 "	5.6 "	6.0 "	6.4 "	7.0 "
1160	0.74	0.90	1.06	1.22	1.37	1.53	1.68	1.83	1.98	2.13	2.28	2.43	2.58	2.73	3.01	3.30	3.58	3.99
1750	0.98	1.21	1.44	1.66	1.88	2.10	2.32	2.53	2.74	2.95	3.16	3.37	3.57	3.77	4.16	4.55	4.92	5.46
3450	1.41	1.80	2.19	2.56	2.92	3.27	3.61	3.94	4.25	4.56	4.85	5.13	5.40	5.65	6.12	6.52	6.86	7.25
200	0.20	0.23	0.26	0.29	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.48	0.51	0.55	0.58	0.61	0.67	0.73	0.79	0.88
400	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	0.64	0.70	0.76	0.82	0.88	0.93	0.99	1.05	1.11	1.22	1.33	1.45	1.61
600	0.46	0.55	0.64	0.72	0.81	0.90	0.98	1.07	1.15	1.23	1.32	1.40	1.48	1.57	1.73	1.89	2.06	2.30
800	0.57	0.68	0.80	0.91	1.02	1.13	1.24	1.35	1.46	1.57	1.68	1.79	1.89	2.00	2.21	2.42	2.63	2.94
1000	0.67	0.81	0.95	1.08	1.22	1.36	1.49	1.63	1.76	1.89	2.02	2.15	2.28	2.41	2.67	2.92	3.17	3.54
1200	0.76	0.93	1.09	1.25	1.41	1.57	1.73	1.88	2.04	2.19	2.35	2.50	2.65	2.80	3.10	3.39	3.68	4.11
1400	0.85	1.04	1.22	1.41	1.59	1.77	1.95	2.13	2.31	2.48	2.66	2.83	3.00	3.17	3.51	3.84	4.16	4.63
1600	0.93	1.14	1.35	1.55	1.76	1.96	2.16	2.36	2.56	2.76	2.95	3.14	3.33	3.52	3.89	4.25	5.61	5.12
1800	1.00	1.23	1.47	1.69	1.92	2.15	2.37	2.59	2.80	3.02	3.23	3.44	3.65	3.85	4.25	4.64	5.02	5.57
2000	1.07	1.33	1.58	1.83	2.07	2.32	2.56	2.80	3.03	3.26	3.49	3.72	3.94	4.16	4.59	5.00	5.40	5.97
2200	1.13	1.41	1.68	1.95	2.22	2.48	2.74	2.99	3.25	3.49	3.74	3.98	4.21	4.44	4.89	5.33	5.74	6.33
2400	1.19	1.49	1.78	2.07	2.35	2.63	2.91	3.18	3.45	3.71	3.97	4.22	4.46	4.71	5.17	5.62	6.04	6.63
2600	1.24	1.56	1.87	2.18	2.48	2.78	3.07	3.35	3.63	3.91	4.18	4.44	4.69	4.94	5.42	5.88	6.30	6.88
2800	1.29	1.63	1.96	2.28	2.60	2.91	3.21	3.51	3.80	4.09	4.37	4.64	4.90	5.16	5.64	6.10	6.52	7.07
3000	1.34	1.69	2.04	2.38	2.71	3.03	3.35	3.66	3.96	4.25	4.54	4.82	5.08	5.34	5.83	6.28	6.68	7.20
3200	1.37	1.74	2.11	2.46	2.81	3.14	3.47	3.79	4.10	4.40	4.69	4.97	5.24	5.50	5.98	6.41	6.80	7.27
3400	1.41	1.79	2.17	2.54	2.90	3.24	3.58	3.91	4.22	4.53	4.82	5.10	5.37	5.62	6.09	6.50	6.86	7.27
3600	1.44	1.84	2.23	2.61	2.98	3.33	3.68	4.01	4.33	4.64	4.93	5.21	5.47	5.72	6.17	6.55	6.86	
3800	1.46	1.87	2.28	2.67	3.04	3.41	3.76	4.10	4.42	4.72	5.01	5.29	5.54	5.78	6.20	6.55	6.81	

TABLA 9
Parámetros de bandas en V

Tabla 17-16	Sección de la banda	K_0	K_c
Algunos parámetros de bandas en V*	A	220	0.561
	B	576	0.965
	C	1 600	1.716
	D	5 680	3.498
	E	10 850	5.041
	JV	230	0.425
	SV	1098	1.217
	8V	4830	3.288

* Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.



D.3. TRANSMISIONES RUEDA DENTADA – TORNILLO SIN FIN

TABLA 1:

PROPORCIONES DE LOS DIENTES DE LAS RUEDAS DENTADAS - TORNILLO SIN FIN

		TIPO CILINDRICO				TIPO DOBLE GARGANTA
		$\leq 30^\circ$	$30^\circ a \leq 35^\circ$	$35^\circ a \leq 40^\circ$	$40^\circ a \leq 45^\circ$	
ANGULO DE AVANCE	λ					
ADENDUM	a	$0.3183P_x$	$0.2685P_x$	$0.2546P_x$	$0.2228P_x$	$0.225P_n$
DEDENDUM	b_g	$0.3683P_x$	$0.3314P_x$	$0.2947P_x$	$0.2758P_x$	$0.611h_k$
ALTURA TOTAL	$h_t =$	$0.6866P_x$	$0.6179P_x$	$0.5493P_x$	$0.4806P_x$	$0.5P_n$
ALTURA DE TRABAJO	$h_k =$	$0.6366P_x$	$0.5729P_x$	$0.5093P_x$	$0.4456P_x$	$0.9h_t - 0.45P_n$
ANGULO DE PRESION NORMAL	$\phi_n =$	20°	25°	25°	25°	20°
ALTURA DEL DIENTE	%	0	10	20	30	-

TABLA 2:

PASOS RECOMENDADOS		NOMINALES	
Pulg	mm	Pulg	mm
0.20	5.08		
0.25	6.35		
0.30	7.62		
0.40	10.16		
0.50	12.70		
0.75	19.05		
1.00	25.40		
1.25	31.75		
1.50	38.10		

TABLA 3:

PASOS AXIALES RECOMENDADOS	
Pulg	mm
1/4	6.3500
5/16	7.9375
3/8	9.5250
1/2	12.7000
5/8	15.8750
3/4	19.0500
1	25.4000
1 1/4	31.7500
1 1/2	38.1000
1 3/4	44.4500
2	50.8000

TABLA 4:

MODULOS AXIALES RECOMENDADOS

m_x (mm)	P_x (pulg)
1.00	0.12368
1.25	0.15461
1.60	0.19790
2.00	0.24737
2.50	0.30921
3.15	0.38961
4.00	0.49474
5.00	0.61842
6.30	0.77921
8.00	0.98948
10.00	1.23685
12.50	1.54606
16.00	1.97896
20.00	2.47370

TABLA 5:

TOLERANCIAS TIPICAS DE MONTAJE PARA RUEDAS DENTADAS - TORNILLO SIN FIN CILINDRICOS Y DOBLE GARGANTA

DISTANCIA ENTRE CENTROS (mm)	TOLERANCIAS, en (mm)		
	DISTANCIA ENTRE CENTROS	POSICION AXIAL	ALINEAMIENTO (mm/m)
0 - 75	± 0.012	± 0.025	0.667
75 - 150	± 0.025	± 0.050	0.417
150 - 380	± 0.050	± 0.075	0.25
> 380	± 0.075	± 0.100	0.167

TABLA 6:

NUMERO DE DIENTES RECOMENDADO PARA LA RUEDA DENTADA

DISTANCIA ENTRE CENTROS (mm)	TIPO CILINDRICO	TIPO DOBLE GARGANTA
	MINIMO	RECOMENDADO
50	20	20 - 40
75	25	24 - 50
100	25	30 - 50
125	25	30 - 50
200	25	40 - 60
250	29	40 - 60
380	35	50 - 60
500	40	50 - 70
610	45	60 - 80

TABLA 7:

LIMITES SUGERIDOS DEL ANGULO DE AVANCE

NUMERO DE ENTRADAS	ANGULO DE AVANCE
1	$< 6^\circ$
1 - 2	$\leq 12^\circ$
3 - 4	$10^\circ - 24^\circ$
5 - 6	$15^\circ - 36^\circ$
≥ 7	$\geq 20^\circ$



FIGURA 1

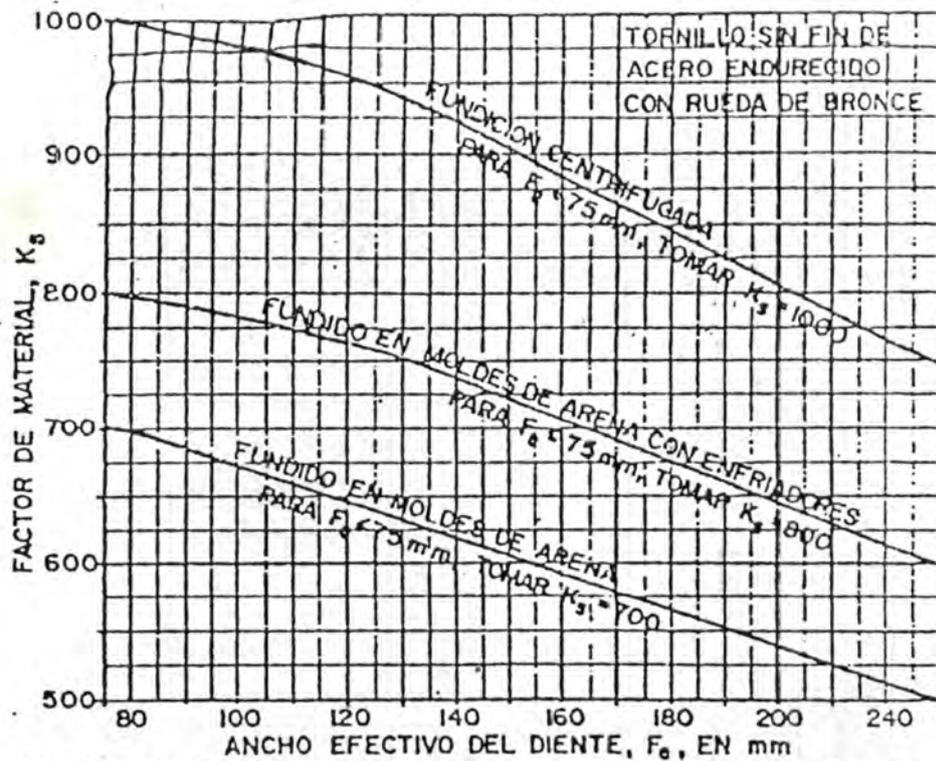


FIG.1: FACTOR DE MATERIAL, K_s , PARA ENGRANAJE-TORNILLO SIN FIN TIPO CILINDRICO

FIGURA 2

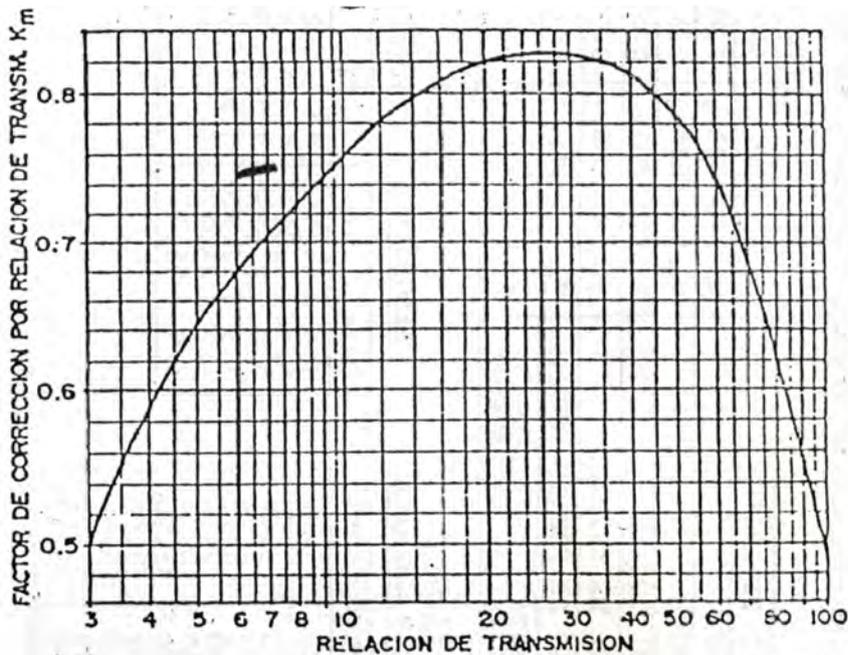


FIG. 2: FACTOR DE CORRECCION POR RELACION DE TRANSMISION, K_m , PARA ENGRANAJE-TORNILLO SIN FIN, TIPO CILINDRICO



FIGURA 3

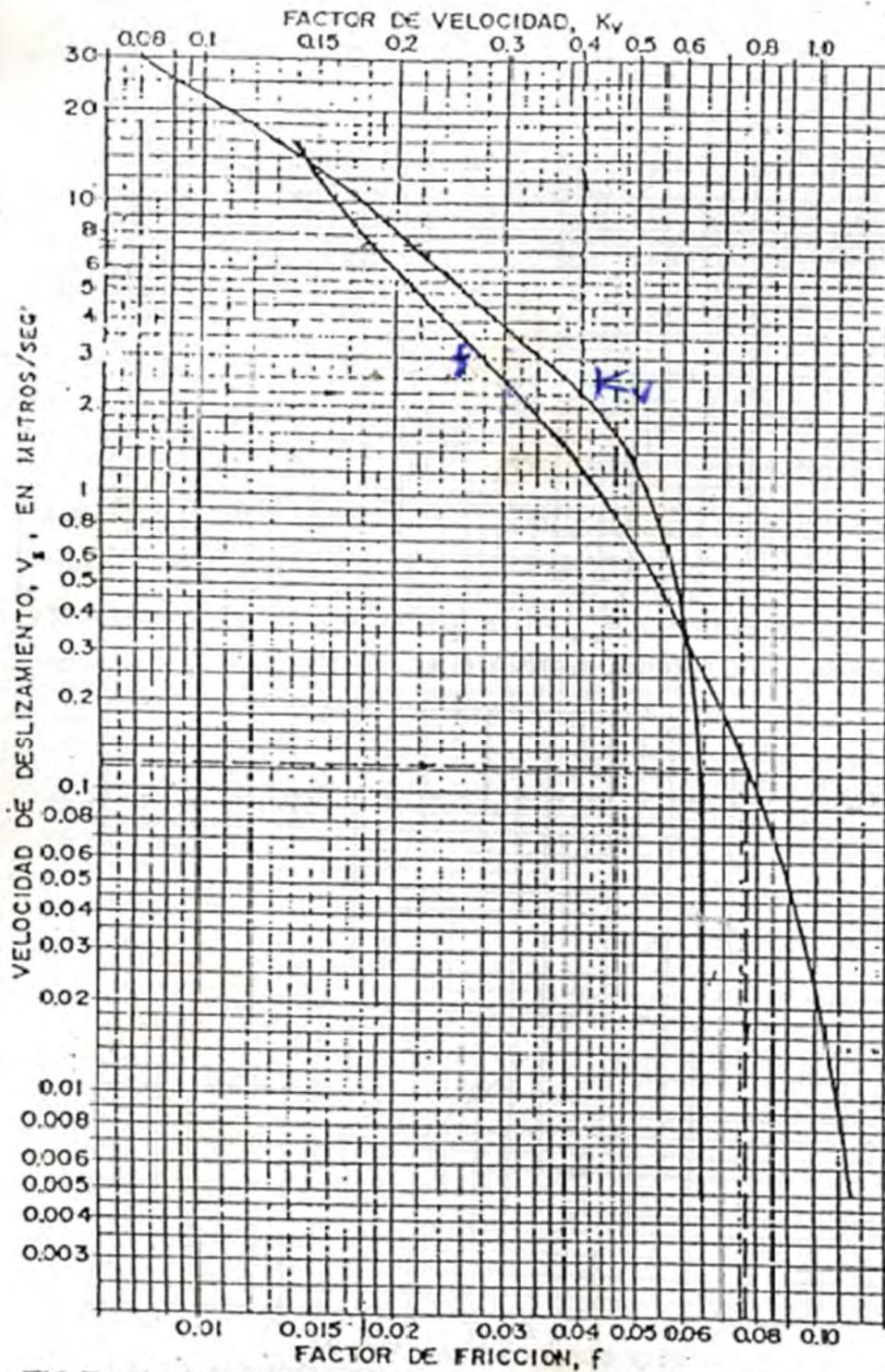


FIG.3: FACTORES DE VELOCIDAD (K_v) Y DE FRICCIÓN (f), PARA RUEDA DENTADA-TORNILLO SIN FIN, TIPO CILINDRICO

TABLA 8



FACTORES DE SERVICIO PARA REDUCTORES TIPO RUEDA DENTADA - TORNILLO SIN FIN

ACCIONAMIENTO	DURACION DEL SERVICIO POR DIA	CARACTERISTICAS DE CARGAS DE MAQUINAS MOVIDAS		
		USI POR ME	CHOQUES MODERADOS	CHOQUES FUERTES
MOTOR ELECTRICO	Ocasional, 1/2 hora	0.80	0.50	1.00
	Intermitente 2 horas	0.90	1.00	1.25
	10 horas	1.00	1.25	1.50
	24 horas	1.25	1.50	1.75
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA MULTICILINDRICO	Ocasional, 1/2 hora	0.90	1.00	1.25
	Intermitente 2 horas	1.00	1.25	1.50
	10 horas	1.25	1.50	1.75
	24 horas	1.50	1.75	2.00
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA MONOCILINDRICO	Ocasional, 1/2 hora	1.00	1.25	1.50
	Intermitente 2 horas	1.25	1.50	1.75
	10 horas	1.50	1.75	2.00
	24 horas	1.75	2.00	2.25
MOTOR ELECTRICO CON ARRANQUES Y PARADAS FRECUENTES (más de 10 arranques por día).	Ocasional, 1/2 hora	0.90	1.00	1.25
	Intermitente 2 horas	1.00	1.25	1.50
	10 horas	1.25	1.50	1.75
	24 horas	1.50	1.75	2.00

Los valores dados en la tabla son para arranques normales ó para situaciones momentáneas con cargas de pico hasta del 200 % de la capacidad nominal de diseño.

D.4. CATALOGO DE ACEROS ESPECIALES PARA DISEÑO DE EJES.

V 155	AISI : 4340 H
VCN	DIN : 34 Cr Ni Mo 5
	WN : 1.6582

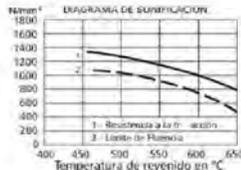
Tipo de aleación : C0,34 Cr1,5 Ni1,5 Mo0,2 Si0,30 Mn0,50%
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros.

Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
 Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
 Temple: al aceite 830 - 860 °C
 Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
 Revenido: 540 - 680 °C
 Normalizado: 850 - 880 °C
 Nitruado: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO					
más N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Dímetro mm. desde hasta	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estiración % mín.	Resistencia según DVM Joule
800	248	16 - 40	960	1180 - 1380	9	40	41
		40 - 100	895	1080 - 1280	10	45	48
		100 - 160	785	980 - 1180	11	50	48
		160 - 250	685	880 - 1080	12	55	48
			580	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

V 945	AISI : 1045
H	DIN : CK 45
	WN : 1.1191

Tipo de aleación : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
 Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

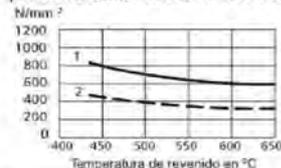
ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD
 Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: 1100 - 850 °C
 Normalizar: 840 - 870 °C
 Recocer: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
 Temple: al agua (*) 820 - 850 °C
 Dimensiones menores: al aceite 830 - 860 °C
 Revenido: Según el uso 100 - 300 °C
 Nitruado: en baño de sal 580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia. Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un pre-calentamiento. Electrodo BOHLER UTP 6020 ó 6824LC.



1.- Resistencia a la tracción
 2.- Límite de fluencia

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Dímetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

(*) Consultar con el Departamento Técnico.



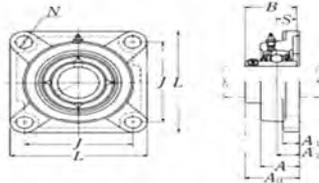
FACTORES DE MOMENTO Y DE TORSION UTILIZADOS EN EL CALCULO POR RESISTENCIA DE EJES. FORMULA DE LA ASME

TIPO DE CARGA	K_m	K_t
EJE ESTACIONARIO:		
- Carga aplicada gradualmente...	1.0	1.0
- Carga súbitamente aplicada...	1.5 - 2.0	1.5 - 2.0
EJE GIRATORIO:		
- Carga aplicada gradualmente...	1.5	1.0
- Carga constante.....	1.5	1.0
- Carga súbitamente aplicada con choques menores.....	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5
- Carga súbitamente aplicada con choques fuertes.....	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0

D.5. CATALOGO DE CHUMACERAS.

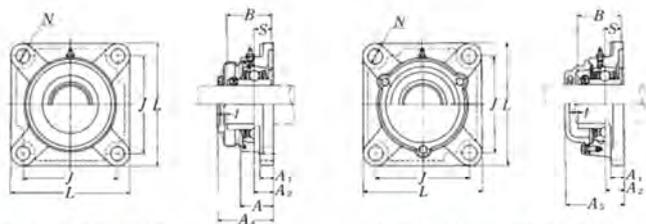
UCF2 **NTN**

Chumacera tipo brida cuadrada, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		L	J	A ₁	A ₂	A	N	A ₃	B	S		
50	UCF210D1	143	111	22	16	40	16	54.6	51.6	19	M14	UC210D1
1 3/16	UCF210-113D1											UC210-113D1
1 7/8	UCF210-114D1	5 5/8	4 3/8	55/64	5/8	1 9/16	5/8	2 5/32	2.0315	0.748	1/2	UC210-114D1
1 15/16	UCF210-115D1											UC210-115D1
2	UCF210-200D1											UC210-200D1

UCF2 **NTN**



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCF...D1
Extremo cerrado: SM-UCF...D1

Tipo con guardapolvo de acero fundido
Extremo abierto: C-UCF...D1
Extremo cerrado: CM-UCF...D1

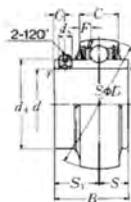
Número ¹⁾ del alojamiento	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero prensado	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero fundido	Dimensiones nominales			Peso de la chumacera		
			J máx.	A ₁	A ₃	UCF	S(SM)	C(CM)
F210D1	S(SM)-UCF210D1	C(CM)-UCF210D1	3	65.5	72	2.5	2.5	3.0
F210D1	S(SM)-UCF210-113D1	C(CM)-UCF210-113D1						
F210D1	S(SM)-UCF210-114D1	C(CM)-UCF210-114D1	1/8	2 19/32	2 27/32	5.5	5.5	6.6
F210D1	S(SM)-UCF210-115D1	C(CM)-UCF210-115D1						
F210D1	S(SM)-UCF210-200D1	C(CM)-UCF210-200D1						



UC2

NTN

Rodamientos de bolas
Tipo con tornillo de fijación (Prisionero)

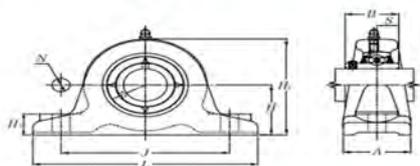


Diámetro del eje mm pulg.	Número del rodamiento	Dimensiones nominales											Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f _s	Peso kg lb
		d	D	B	C	r _s mm	S	G	ds	dt	F	S ₁	N dinámica C _d	lb estática C _e		
50	UC210D1	50	90	51.6	24	1.5	19	32.6	9	M8 × 1	62.4	5.9	35 000	23 200	0.78	2.03
1 13/16	UC210-113D1	1.8125														
1 7/8	UC210-114D1	1.0750	3.5433	2.0315	0.9449	0.059	0.748	1.283	0.354	5/16-24UNF	2.4567	0.232	7 900	5 200	14.4	1.92
1 5/8	UC210-115D1	1.9375														
2	UC210-200D1	2.0000														

UCIP2

NTN

Chumacera tipo puente para ejes gruesos, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



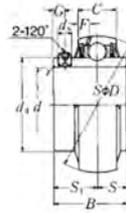
Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales										Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento	Número ²⁾ del alojamiento	Peso de la chumacera kg lb
		H	L	J	A	N	H ₁	H ₂	B	S	H ₃				
40	UCIP208D1	60	200	150	60	19	25	115	49.2	19	M16	UC208D1	IP208D1	4.8	
1 1/2	UCIP208-108D1											UC208-108D1	IP208D1	11	
1 3/16	UCIP208-109D1	2 23/64	7 7/8	5 29/32	2 3/8	3/4	3 1/32	4 1 1/2	1.9370	0.748	5/8	UC208-109D1			
45	UCIP209D1	70	210	160	60	19	25	128	49.2	19	M16	UC209D1	IP209D1	5.5	
1 5/8	UCIP209-110D1											UC209-110D1			
1 11/16	UCIP209-111D1	2 3/4	8 9/32	6 19/64	2 3/8	3/4	3 1/32	5 1/32	1.9370	0.748	5/8	UC209-111D1	IP209D1	12	
1 3/4	UCIP209-112D1											UC209-112D1			
50	UCIP210D1	70	220	170	60	19	28	132	51.6	19	M16	UC210D1	IP210D1	6.1	
1 7/8	UCIP210-113D1											UC210-113D1			
1 7/8	UCIP210-114D1	2 3/4	8 21/32	6 1 1/16	2 3/8	3/4	1 3/32	5 3/16	2.0315	0.748	5/8	UC210-114D1	IP210D1	13	
1 5/8	UCIP210-115D1											UC210-115D1			
2	UCIP210-200D1											UC210-200D1			
55	UCIP211D1	80	230	180	60	19	28	148	55.6	22.2	M16	UC211D1	IP211D1	7.3	
2	UCIP211-200D1											UC211-200D1			
2 1/16	UCIP211-201D1	3 5/32	9 1/16	7 3/32	2 3/8	3/4	1 3/32	5 1 3/16	2.1890	0.874	5/8	UC211-201D1	IP211D1	16	
2 1/8	UCIP211-202D1											UC211-202D1			
2 3/16	UCIP211-203D1											UC211-203D1			



UC2

NTN

Rodamientos de bolas
Tipo con tornillo de fijación (Prisionero)

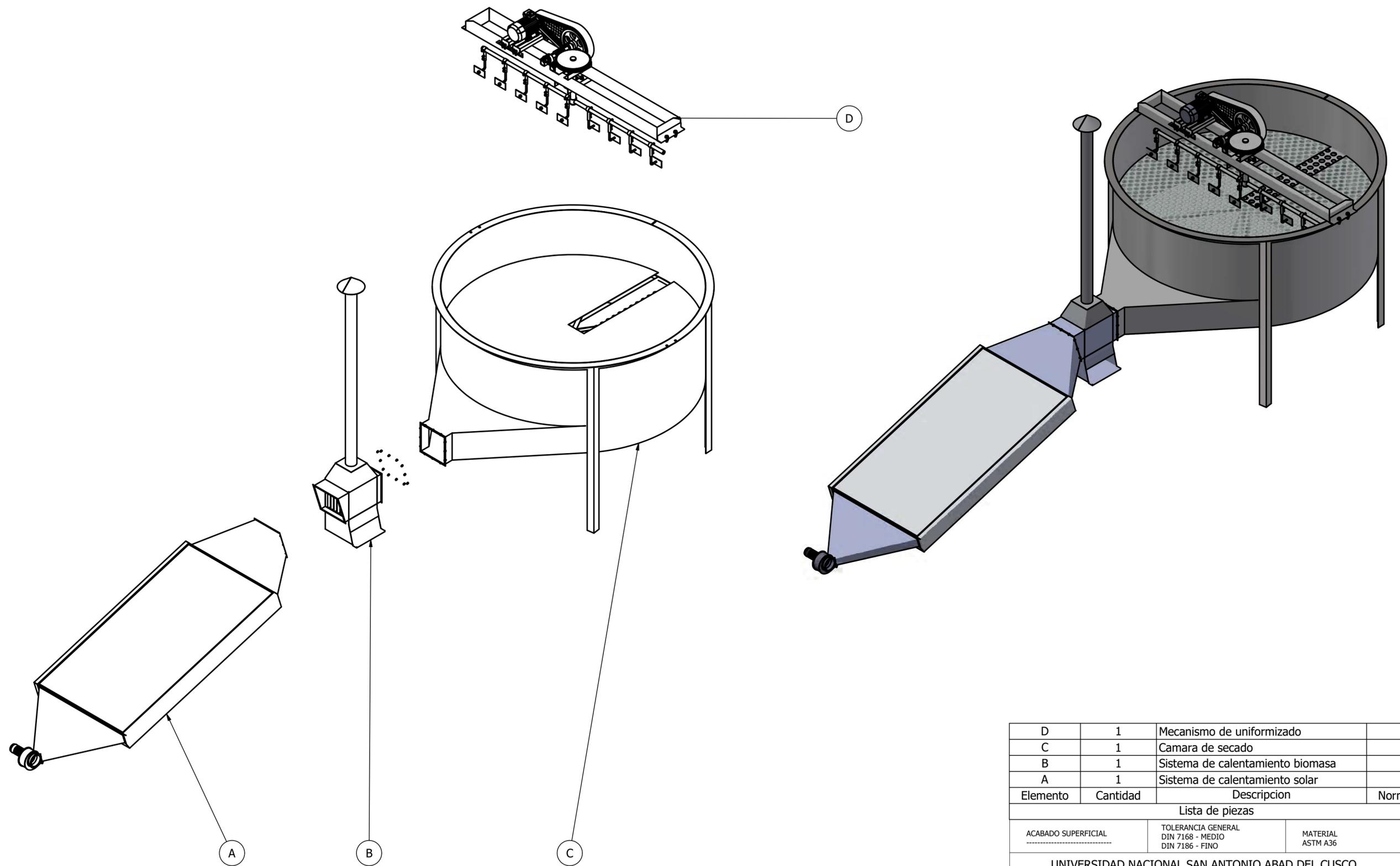


Diámetro del eje mm pulg.	Número del rodamiento	Dimensiones nominales											Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f _i	Peso	
		d	D	B	C	r _s mm min.	S	S ₁ pulg.	G	d _s	d _e	F	N dinámica C ₁	lbf estática C ₂		kg	lb
50	UC210D1	50	90	51.6	24	1.5	19	32.6	9	M8 × 1	62.4	5.9	35 000	23 200	0.78		
1 13/16	UC210-113D1	1.8125														2.03	
1 7/8	UC210-114D1	1.8750	3.5433	2.0315	0.9449	0.059	0.748	1.283	0.354	5/16-24UNF	2.4567	0.232	7 900	5 200	14.4	1.92	
1 15/16	UC210-115D1	1.9375														1.81	
2	UC210-200D1	2.0000														1.69	
55	UC211D1	55	100	55.6	25	2	22.2	33.4	9	M8 × 1	69	6.0	43 500	29 200	1.04		
2	UC211-200D1	2.0000														2.71	
2 1/16	UC211-201D1	2.0625	3.9370	2.1890	0.9843	0.079	0.874	1.315	0.354	5/16-24UNF	2.7165	0.236	9 750	6 550	14.3	2.60	
2 1/8	UC211-202D1	2.1250														2.46	
2 3/16	UC211-203D1	2.1875														2.34	
60	UC212D1	60	110	65.1	27	2	25.4	39.7	10	M10 × 1.25	77	6.2	52 500	36 000		1.46	
2 3/8	UC212-204D1	2.2500														3.66	
2 1/2	UC212-205D1	2.3125	4.3307	2.5630	1.0630	0.079	1.000	1.563	0.394	3/8-24UNF	3.0315	0.244	11 800	8 150	14.3	3.50	
2 5/8	UC212-206D1	2.3750														3.33	
2 7/16	UC212-207D1	2.4375														3.17	
65	UC213D1	65	120	65.1	32	2	25.4	39.7	10	M10 × 1.25	82.5	8.7	57 500	40 000		1.88	
2 1/2	UC213-208D1	2.5000	4.7244	2.5630	1.2598	0.079	1.000	1.563	0.394	3/8-24UNF	3.2480	0.343	12 900	9 000	14.4	4.26	
2 3/8	UC213-209D1	2.5625														4.09	
70	UC214D1	70	125	74.6	33	2	30.2	44.4	12	M10 × 1.25	87	8.8	62 000	44 000		2.10	
2 5/8	UC214-210D1	2.6250														5.09	
2 11/16	UC214-211D1	2.6875	4.9213	2.9370	1.2992	0.079	1.189	1.748	0.472	3/8-24UNF	3.4252	0.346	14 000	9 900	14.5	4.87	
2 3/4	UC214-212D1	2.7500														4.65	
75	UC215D1	75	130	77.8	34	2	33.3	44.5	12	M10 × 1.25	93	9.0	66 000	49 500		2.34	
2 7/16	UC215-213D1	2.8125														5.73	
2 5/8	UC215-214D1	2.8750	5.1181	3.0630	1.3386	0.079	1.311	1.752	0.472	3/8-24UNF	3.6614	0.354	14 900	11 100	14.7	5.49	
2 15/16	UC215-215D1	2.9375														5.25	
3	UC215-300D1	3.0000														4.98	
80	UC216D1	80	140	82.6	35	2.5	33.3	49.3	12	M10 × 1.25	98.1	9.5	72 500	53 000		2.78	
3 1/16	UC216-301D1	3.0625														6.57	
3 1/8	UC216-302D1	3.1250	5.5118	3.2520	1.3780	0.098	1.311	1.941	0.472	3/8-24UNF	3.8622	0.374	16 300	11 900	14.6	6.28	
3 1/16	UC216-303D1	3.1875														6.00	

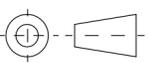
Observaciones: 1) Para la serie de rodamientos de pulgadas, el factor f_i para calcular el equivalente de la carga radial es el mismo que en las series métricas.

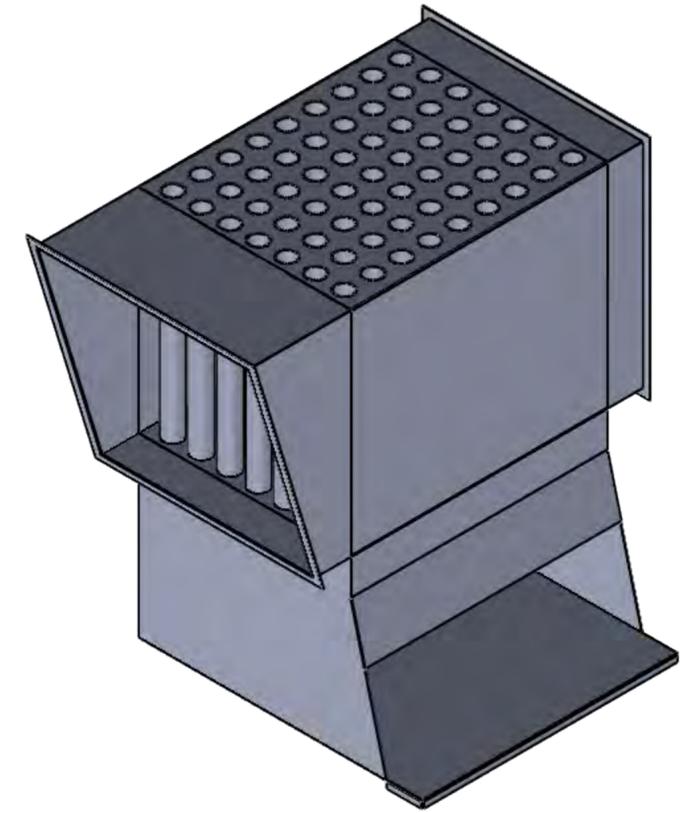
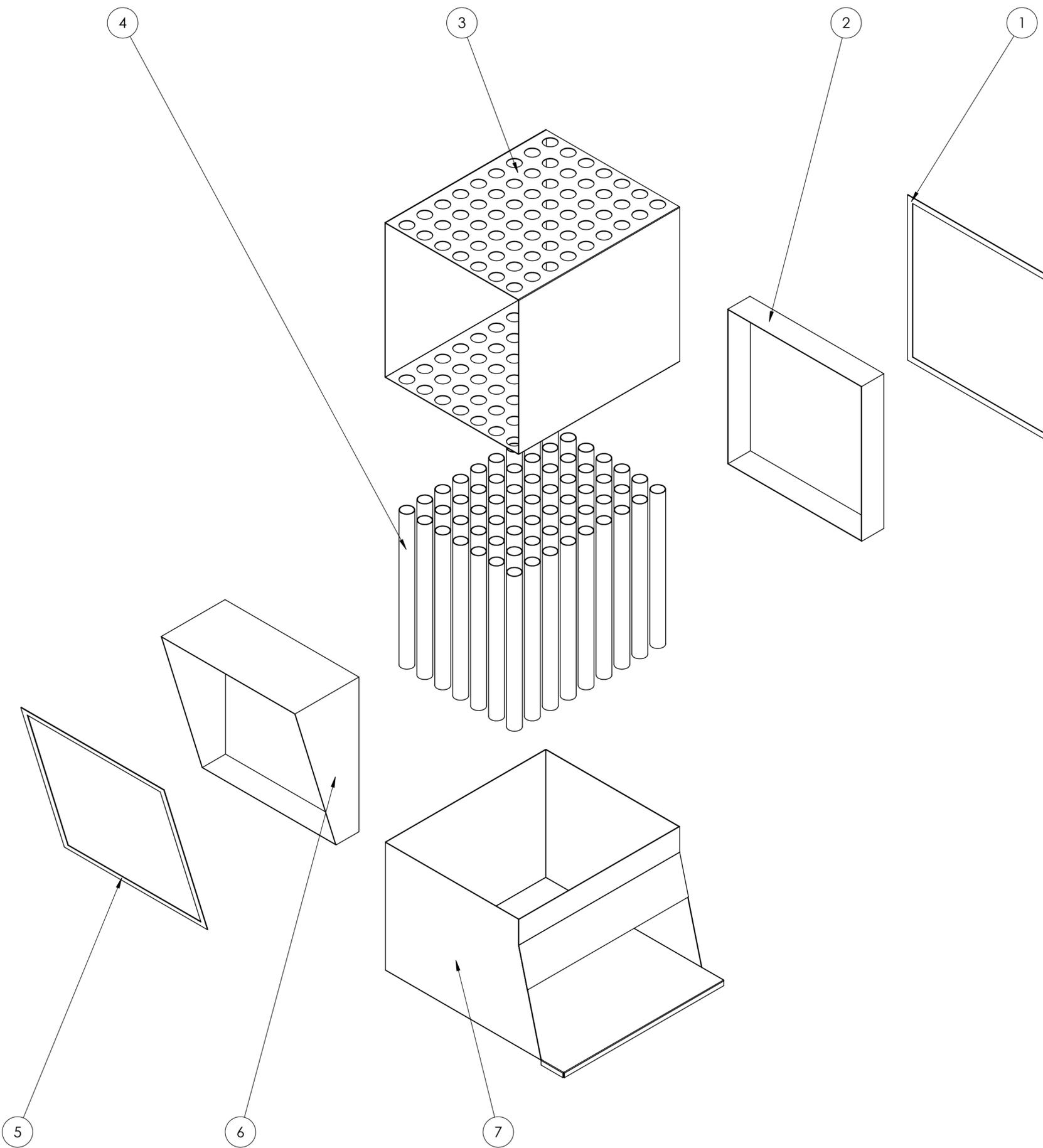
ANEXO E

PLANOS

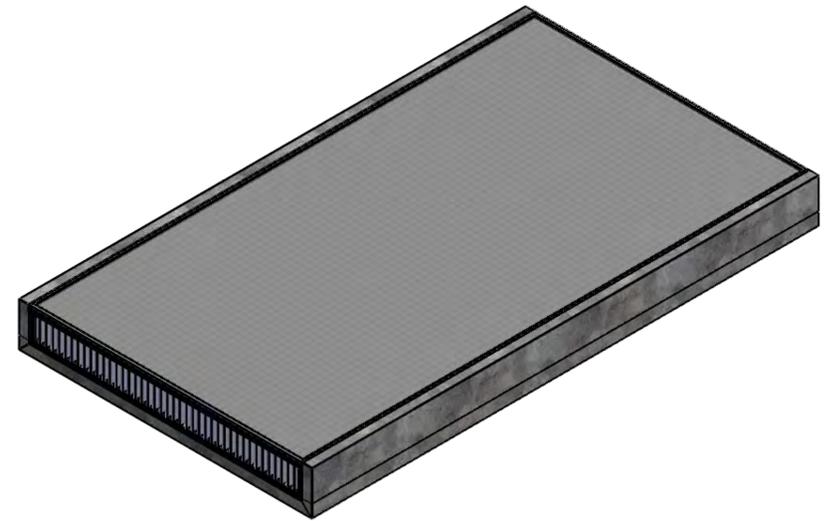
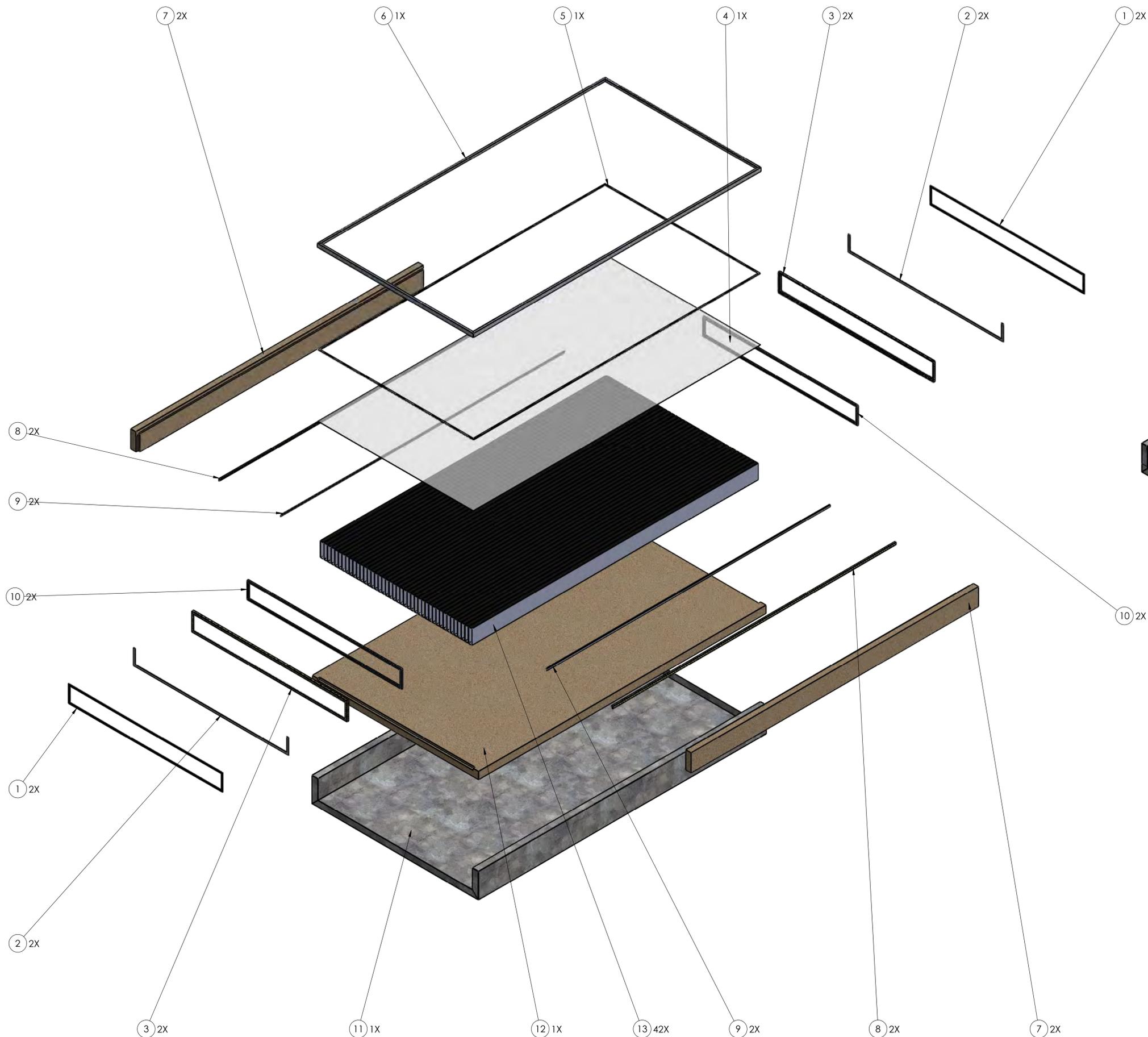


Elemento	Cantidad	Descripcion	Norma
D	1	Mecanismo de uniformizado	
C	1	Camara de secado	
B	1	Sistema de calentamiento biomasa	
A	1	Sistema de calentamiento solar	

Lista de piezas		
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	PLANO ENSAMBLE GENERAL	ESCALA INDICADA
CODIGO: 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDAD MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA PG01

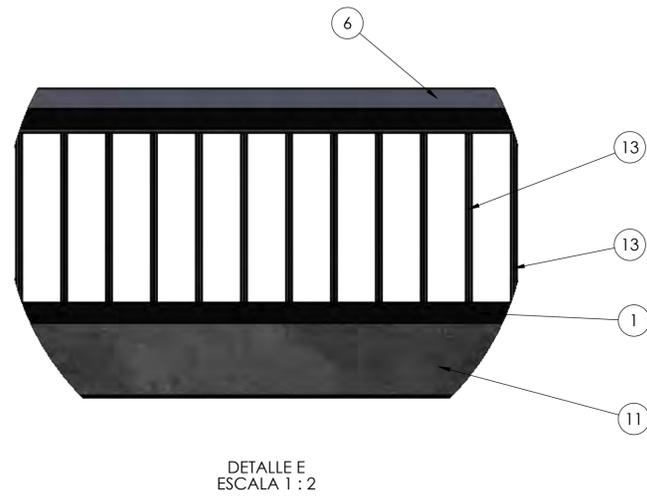
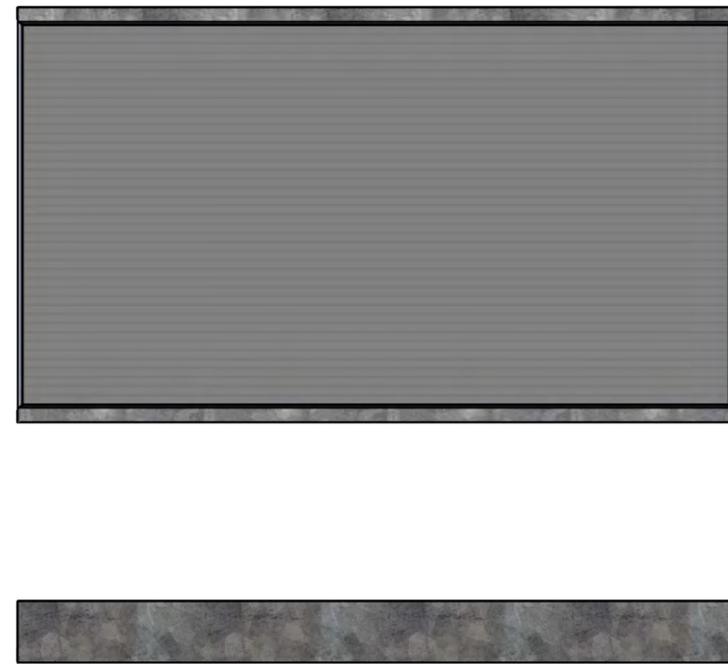
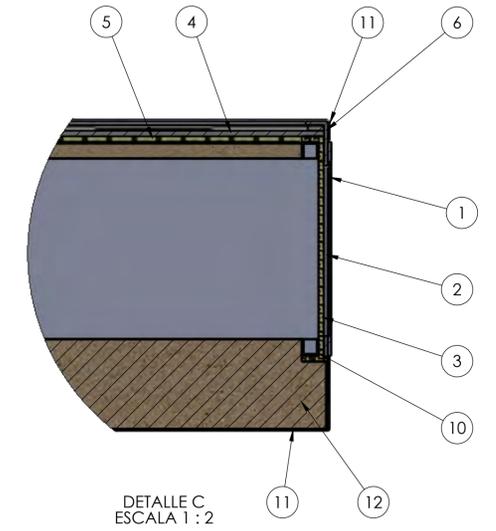
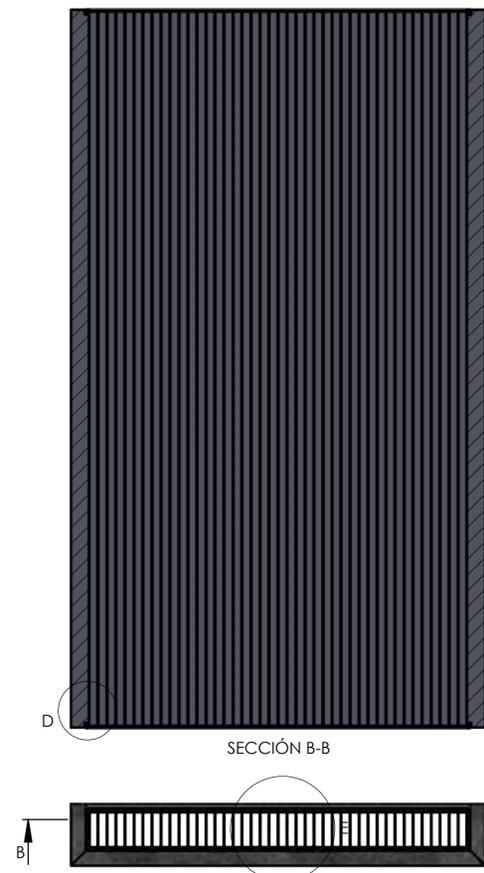
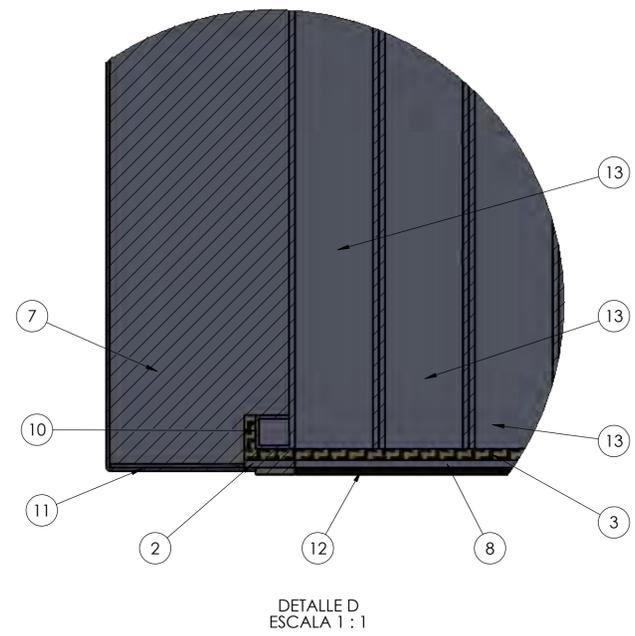


07	01	CAMARA DE COMBUSTION	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
06	01	UNION 02	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
05	01	BRIDA 02	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
04	63	TUBERIA DE CALENTAMIENTO	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
03	01	CARCAZA	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
02	01	UNION 01	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
01	01	BRIDA 01	ASTM	A36	VER PLANO N° 7
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA					
METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION CALENTADOR DE BIOMASA			ESCALA
 					1:5
CODIGO	043001	NOMBRES:	BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA		FECHA 20/11/2025
UNIDADES	MILIMETROS				LAMINA A2-LAMINA 2



POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
13	42	TUBO CALENTADOR	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
12	01	AISLANTE BASE	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
11	01	CARCASA INFERIOR	ASTM	653A/653M	VER PLANO N° 9
10	02	MARCO 02	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
09	02	SOPORTE DE CUBIERTA DE VIDRIO	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
08	01	EMPAQUE 05	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
07	08	AISLANTE LATERAL	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
06	04	MARCO 01	ASTM	B209	VER PLANO N° 8
05	02	EMPAQUE 04	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
04	01	CUBIERTA DE VIDRIO	ASTM	C1036-16	VER PLANO N° 8
03	02	EMPAQUE 03	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
02	02	EMPAQUE 02	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
01	02	EMPAQUE 01	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8

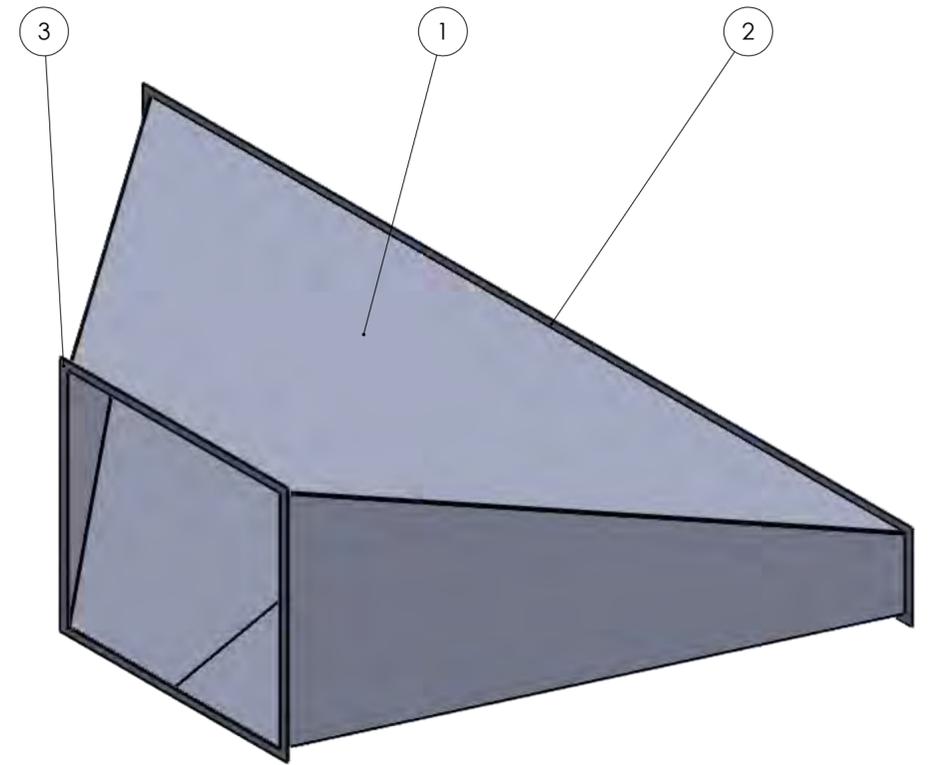
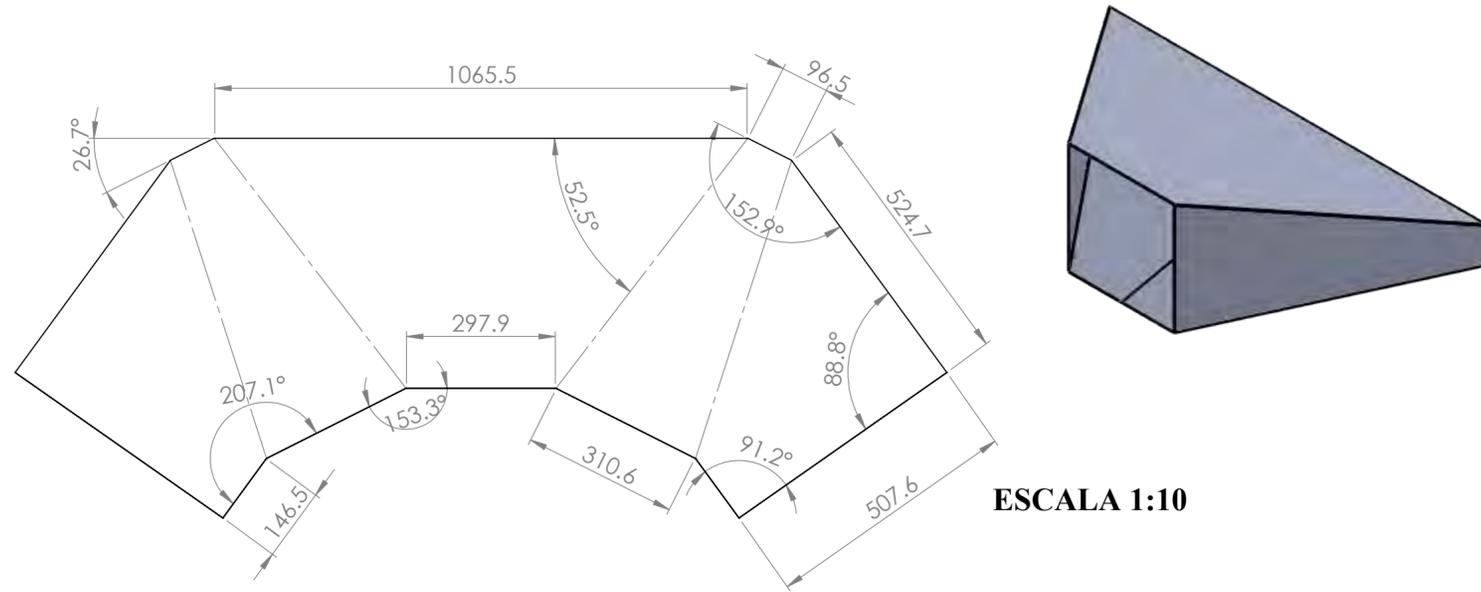
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO				
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA				
METODO DE PROYECCION	PLANO DE EXPLOSION PANEL SOLAR			ESCALA
				1:10
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTILI LUQUE CHAIÑA			FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS				LAMINA A1-LAMINA 3



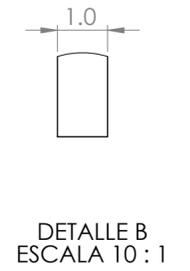
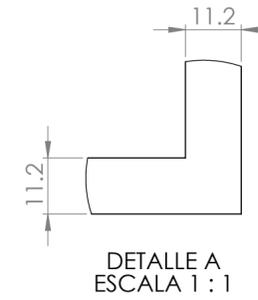
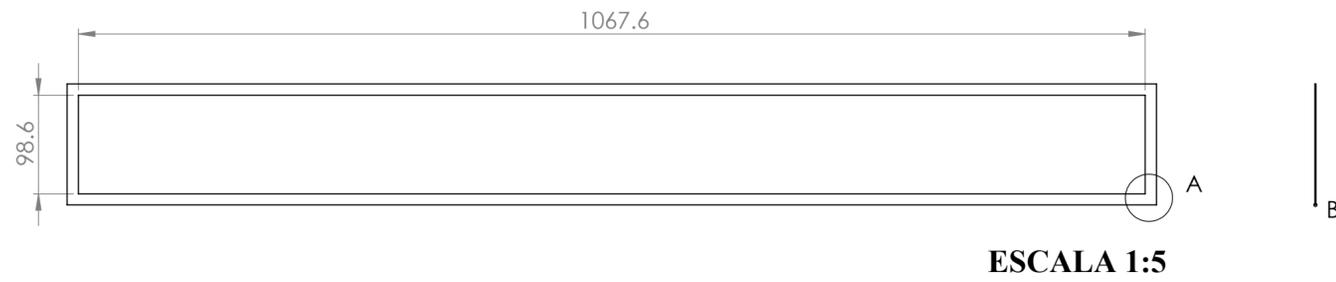
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
13	42	TUBO CALENTADOR	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
12	01	AISLANTE BASE	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
11	01	CARCASA INFERIOR	ASTM	653A/653M	VER PLANO N° 9
10	02	MARCO 02	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
09	02	SOPORTE DE CUBIERTA DE VIDRIO	ASTM	B209	VER PLANO N° 9
08	01	EMPAQUE 05	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
07	08	AISLANTE LATERAL	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 9
06	04	MARCO 01	ASTM	B209	VER PLANO N° 8
05	02	EMPAQUE 04	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
04	01	CUBIERTA DE VIDRIO	ASTM	C1036-16	VER PLANO N° 8
03	02	EMPAQUE 03	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
02	02	EMPAQUE 02	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8
01	02	EMPAQUE 01	ASTM	D3645-08	VER PLANO N° 8

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO				
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA				
METODO DE PROYECCION		PLANO DE ENSAMBLE PANEL SOLAR		ESCALA INDICADAS
CODIGO	043001	NOMBRES:	BACH. NEPTILI LUQUE CHAIÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES	MILIMETROS			LAMINA A1-LAMINA 4

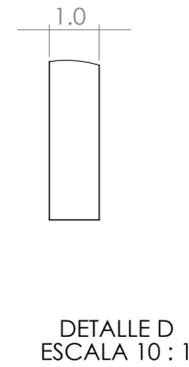
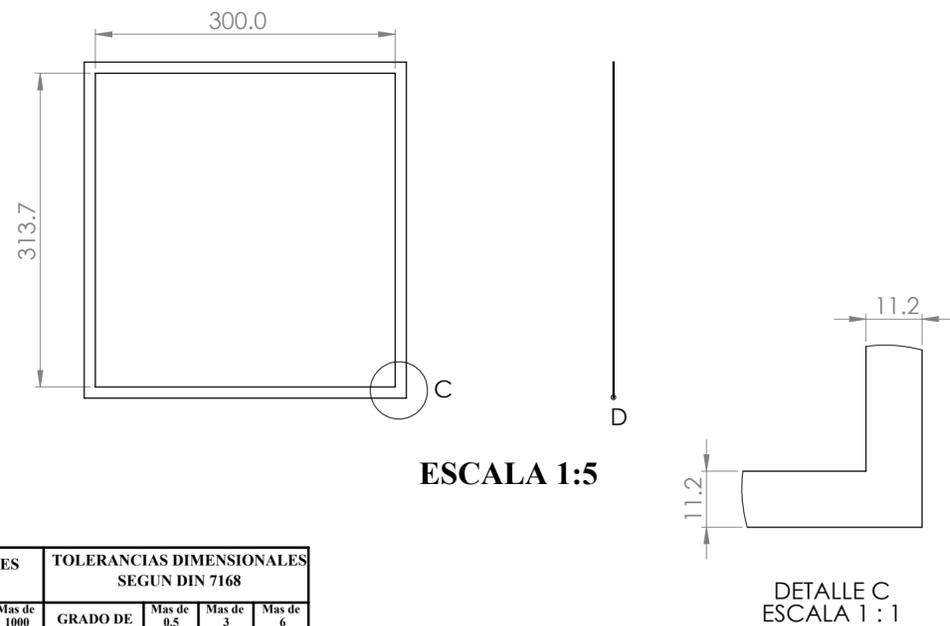
1-TRANSFORMACION



2-BRIDA 01



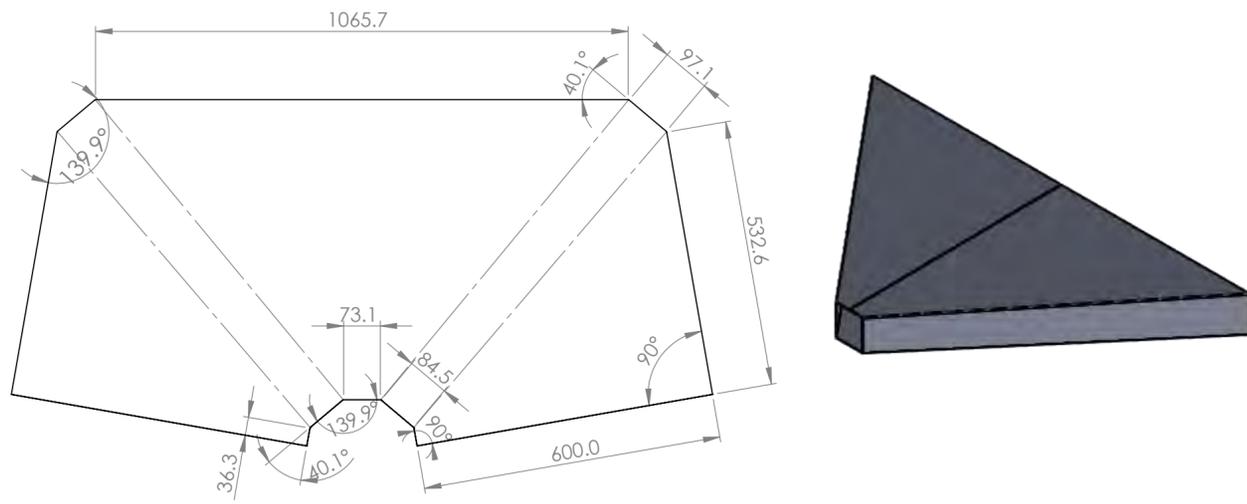
3-BRIDA 02



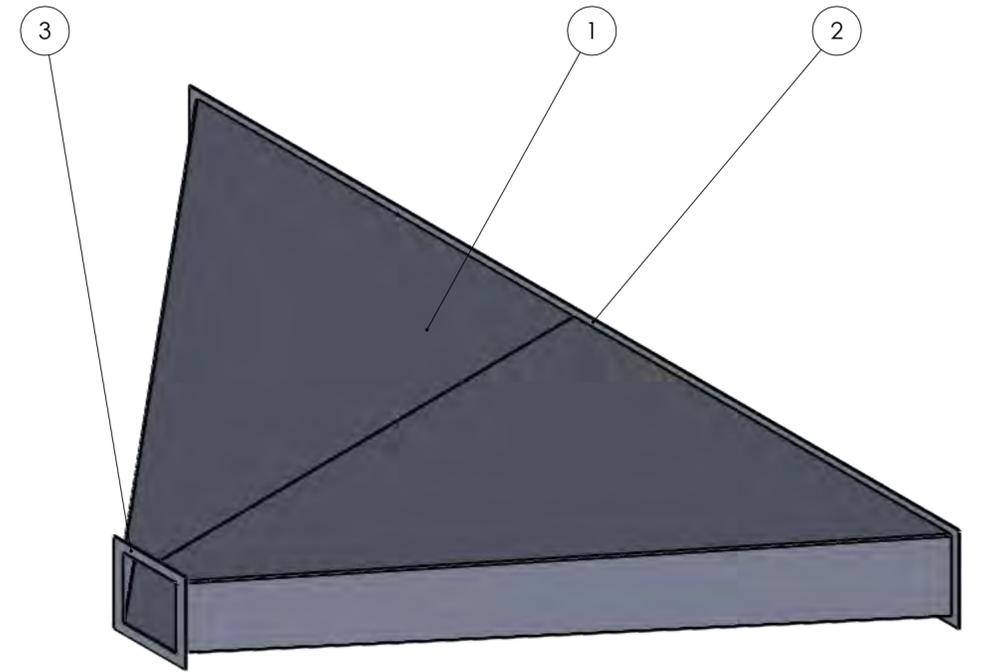
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000	GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30
MEDIO	± 0.3	± 0.5	± 0.8	FINO	± 0.05	± 0.05	± 0.1

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM 653A/653M
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE DUCTO DE UNION 01	ESCALA INDICADA
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 05

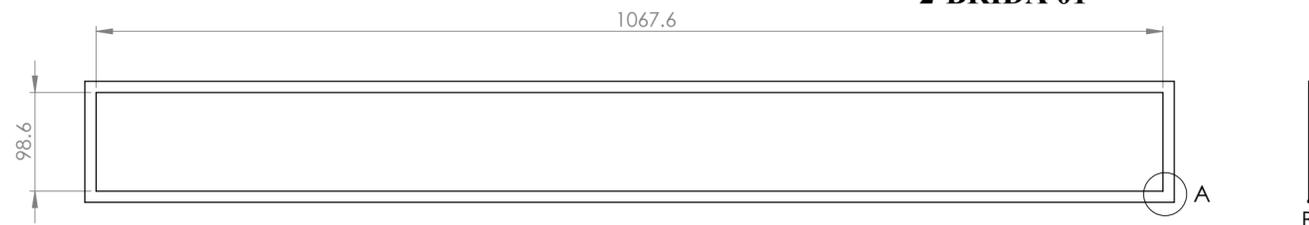
1-TRANSFORMACION



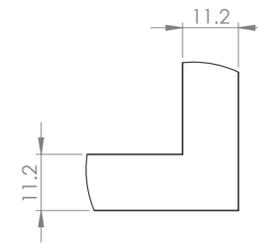
ESCALA 1:10



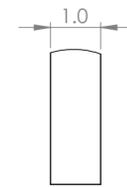
2-BRIDA 01



ESCALA 1:5

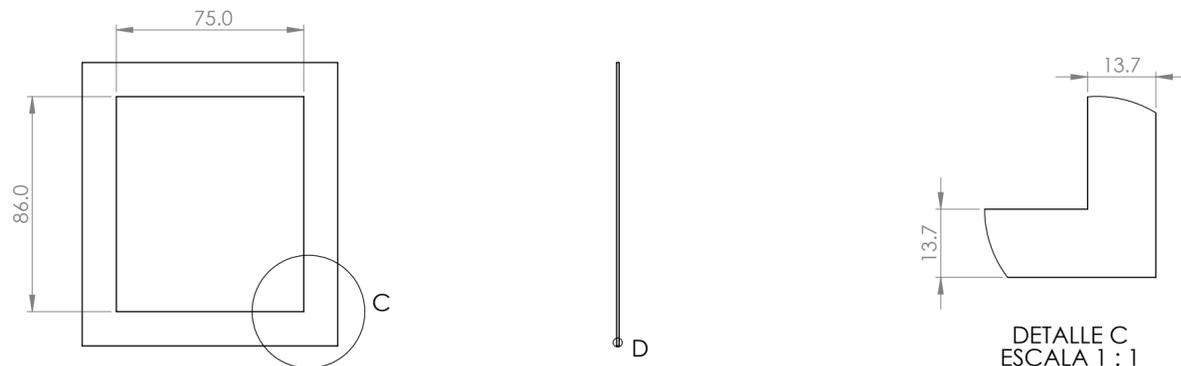


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

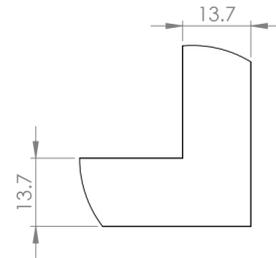


DETALLE B
ESCALA 10 : 1

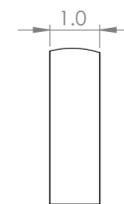
3-BRIDA 03



ESCALA 1:2



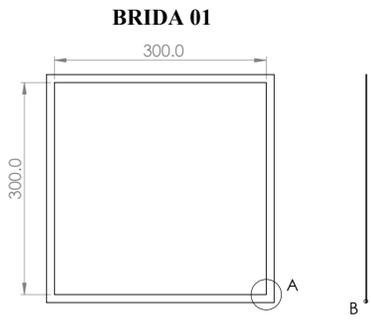
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



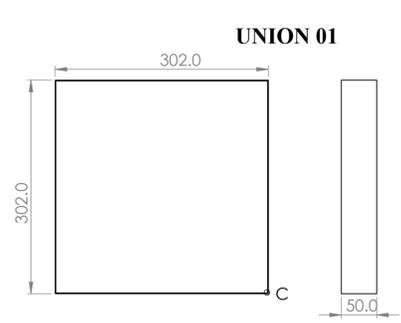
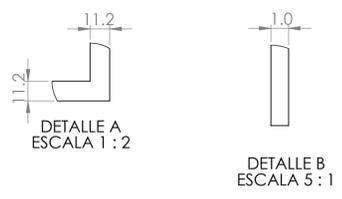
DETALLE D
ESCALA 10 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000	GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30
MEDIO	± 0.3	± 0.5	± 0.8	FINO	± 0.05	± 0.05	± 0.1

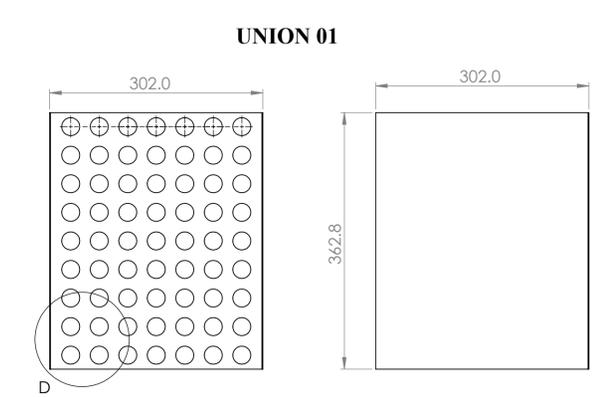
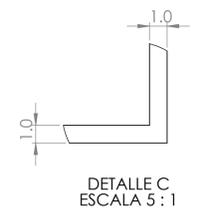
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE DUCTO DE UNION 02	ESCALA INDICADA
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 06



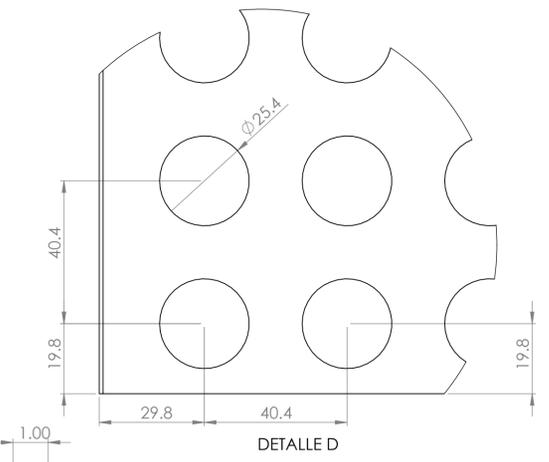
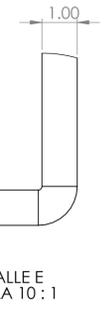
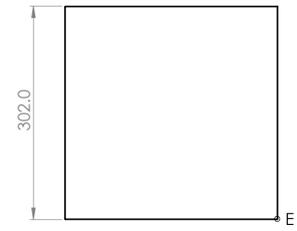
BRIDA 01
ESCALA 1:10



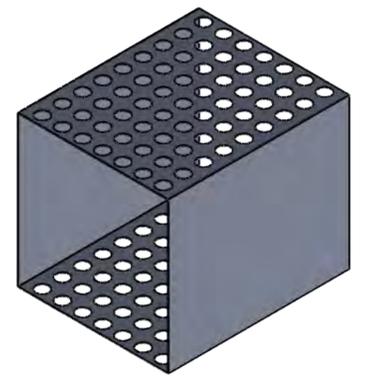
UNION 01
ESCALA 1:10



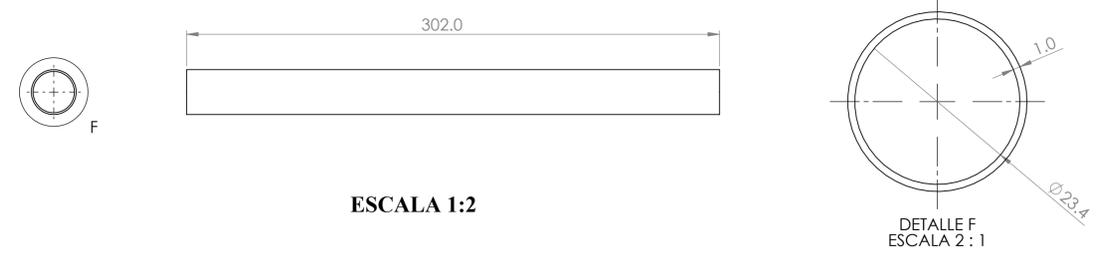
UNION 01
ESCALA 1:10



DETALLE D



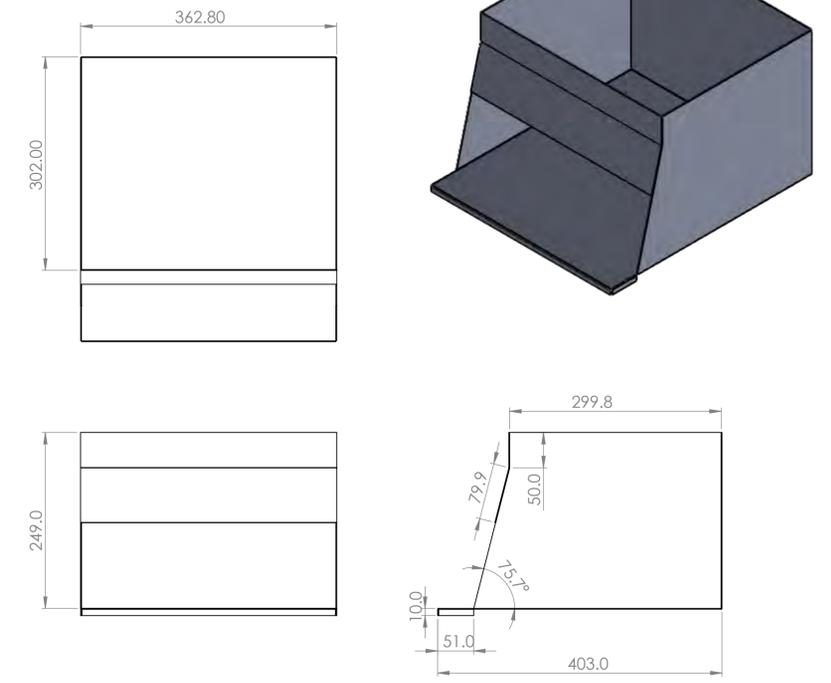
TUBERIA DE CALENTAMIENTO



ESCALA 1:2

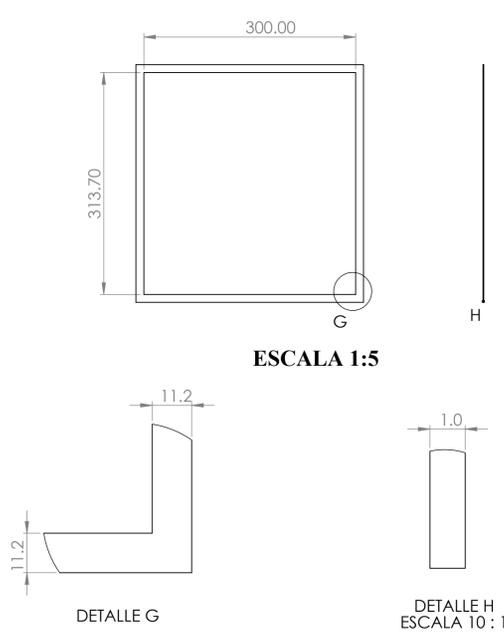
DETALLE F
ESCALA 2:1

CAMARA DE COMBUSTION



ESCALA 1:5

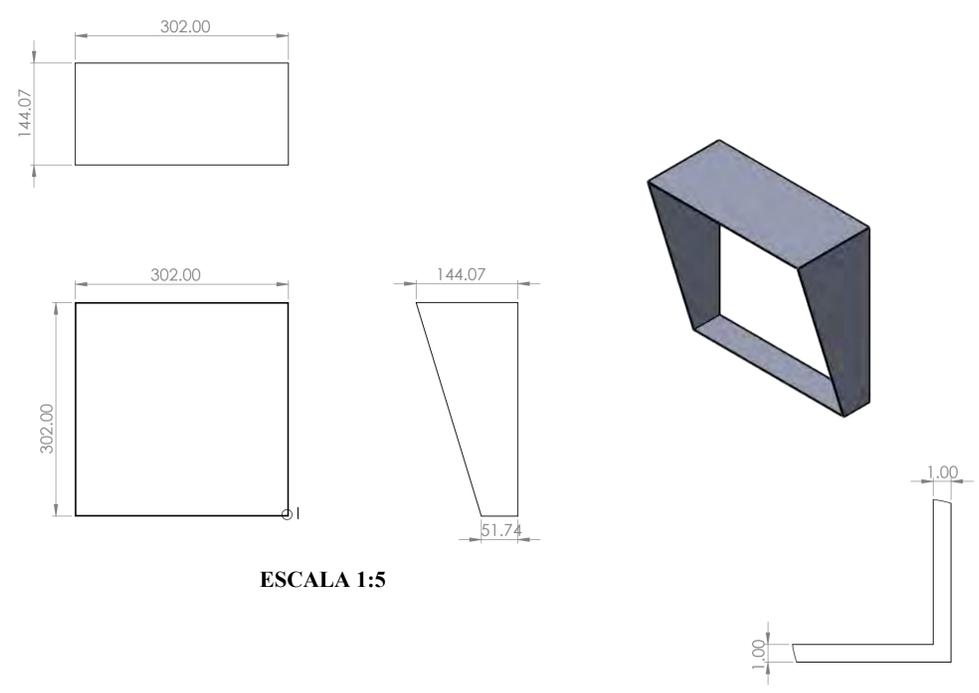
BRIDA 02



BRIDA 02
ESCALA 1:5

DETALLE H
ESCALA 10:1

UNION 02

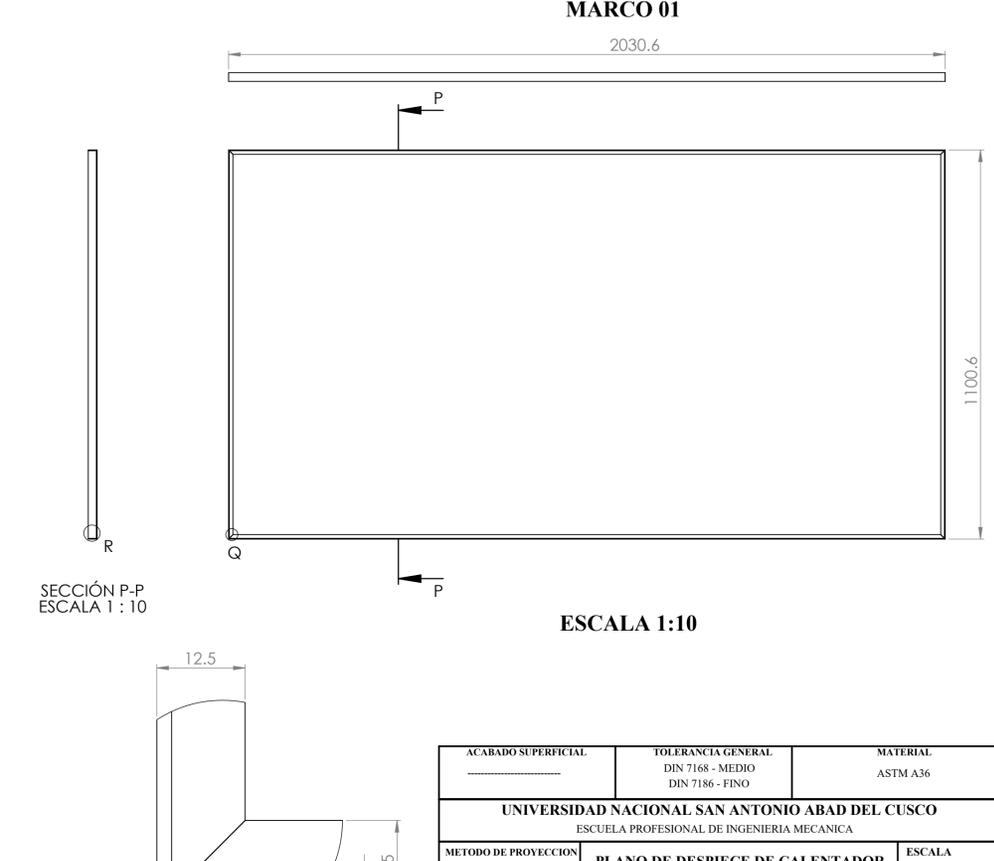
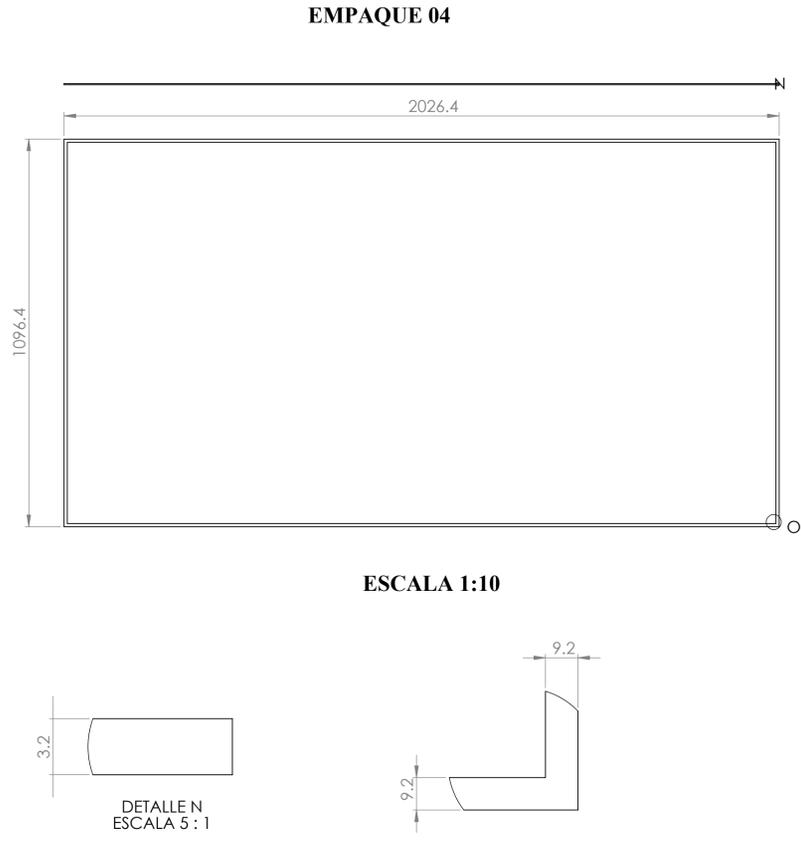
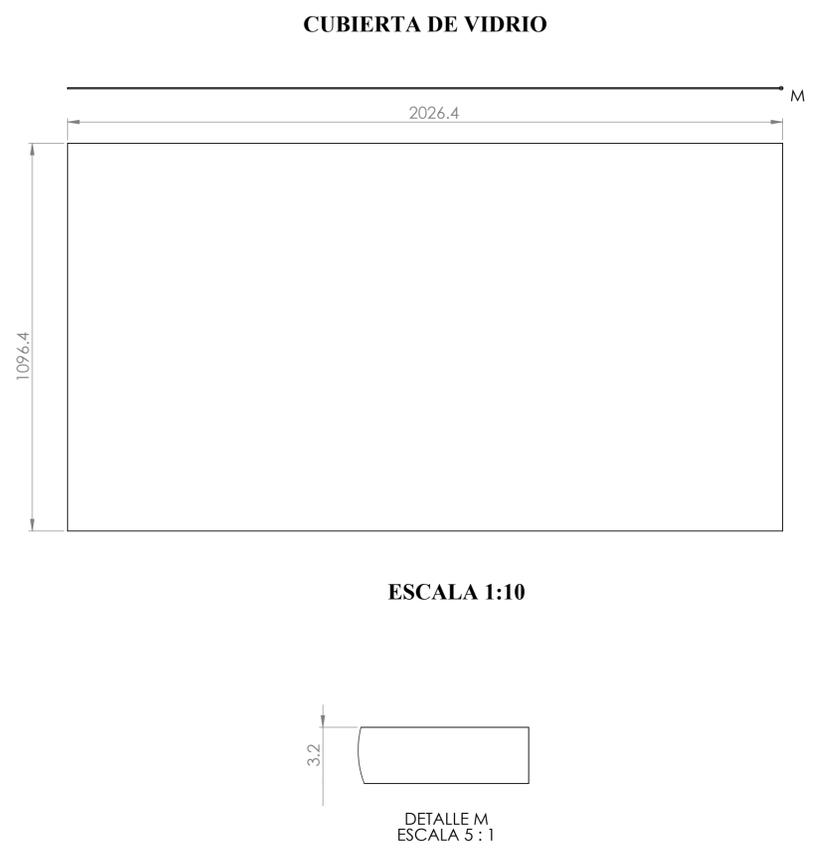
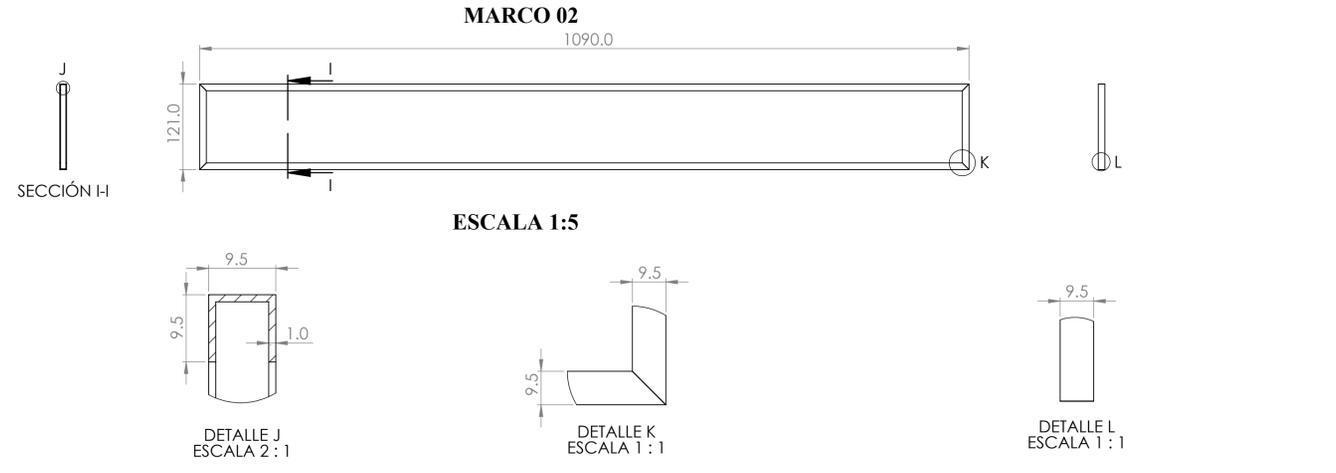
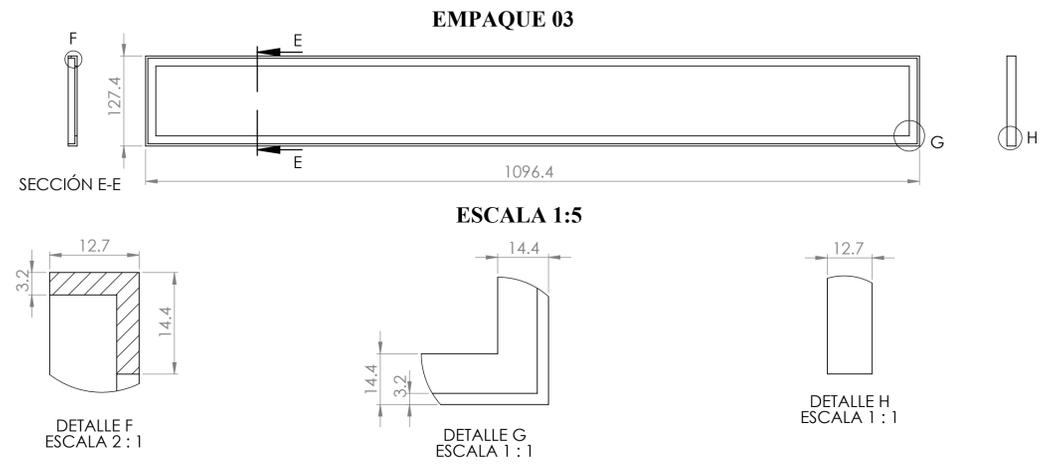
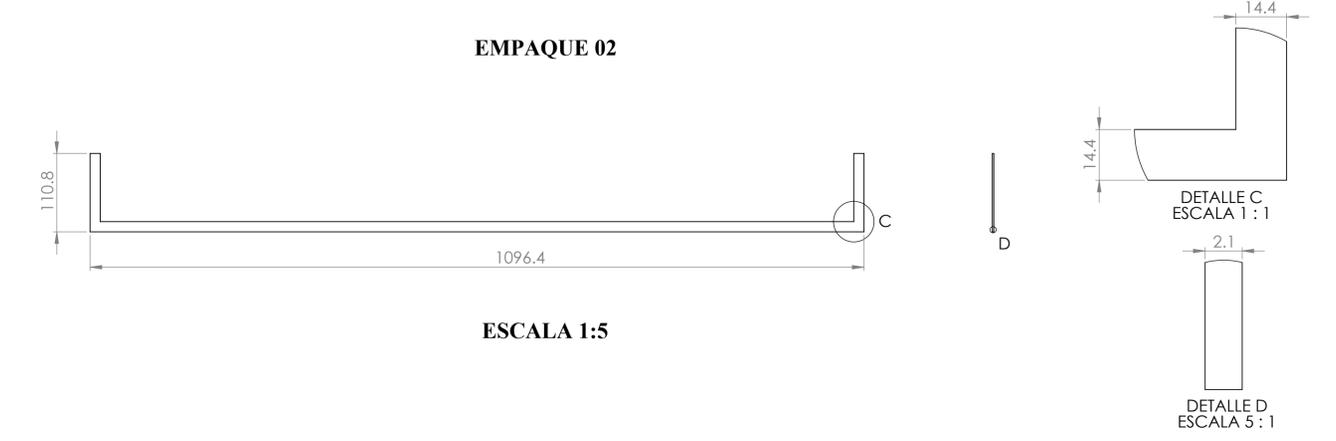
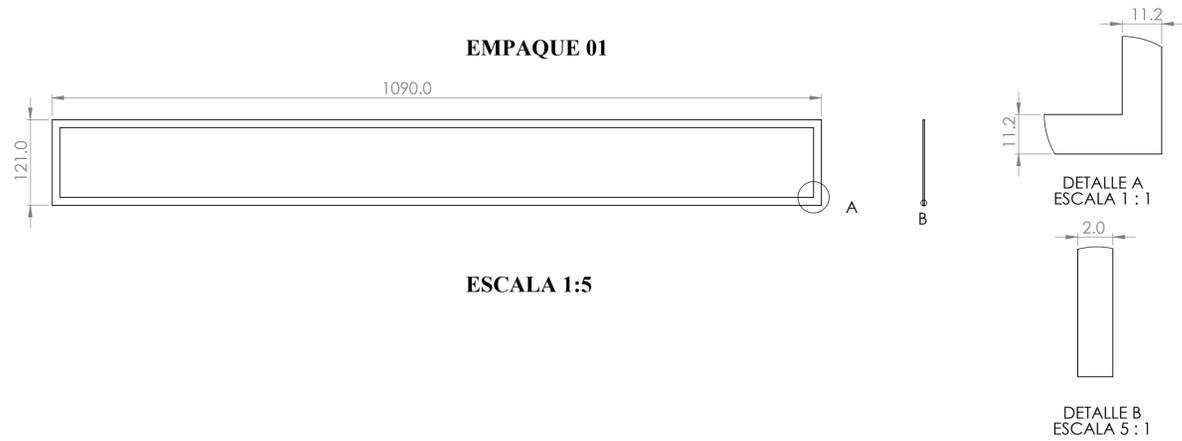


UNION 02
ESCALA 1:5

DETALLE I
ESCALA 5:1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Max de 30 hasta 120	Max de 120 hasta 400	Max de 400 hasta 1000	Max de 1000 hasta 3000	GRADO DE EXACTITUD	Max de 0.5 hasta 3	Max de 3 hasta 6
MEDIO	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	FINO	±0.05	±0.05

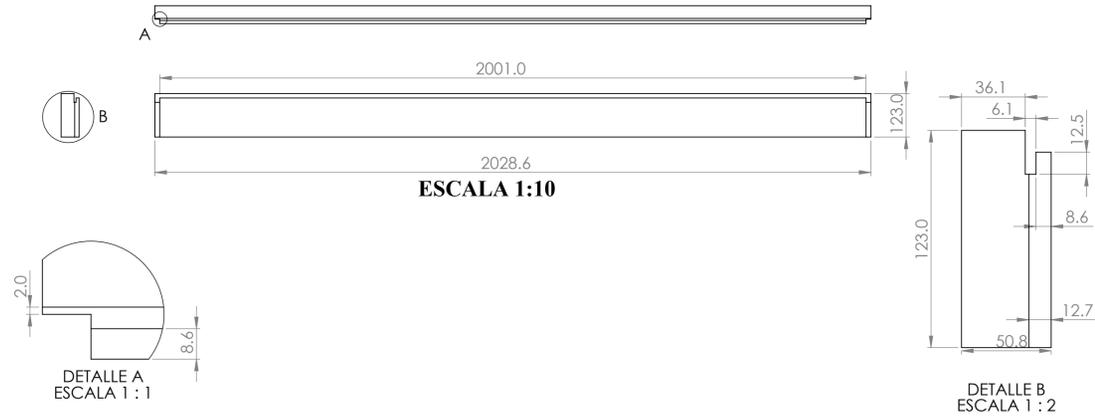
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE CALENTADOR DE BIOMASA	ESCALA INDICADA
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA AI-LAMINA 07	



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Max de 30 hasta 120	Max de 120 hasta 400	Max de 400 hasta 1000	Max de 1000 hasta 3000	GRADO DE EXACTITUD	Max de 0.5 hasta 3	Max de 3 hasta 6	Max de 6 hasta 30	
MEDIO	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	FINO	±0.05	±0.05	±0.1	

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE CALENTADOR DE BIOMASA	ESCALA INDICADA
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA AI-LAMINA 08	

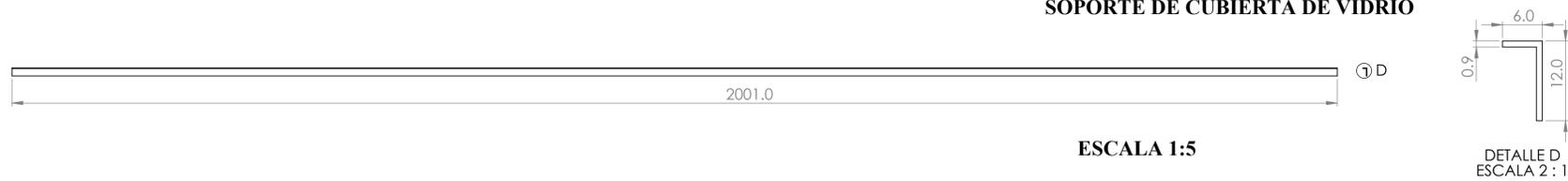
AISLANTE 01



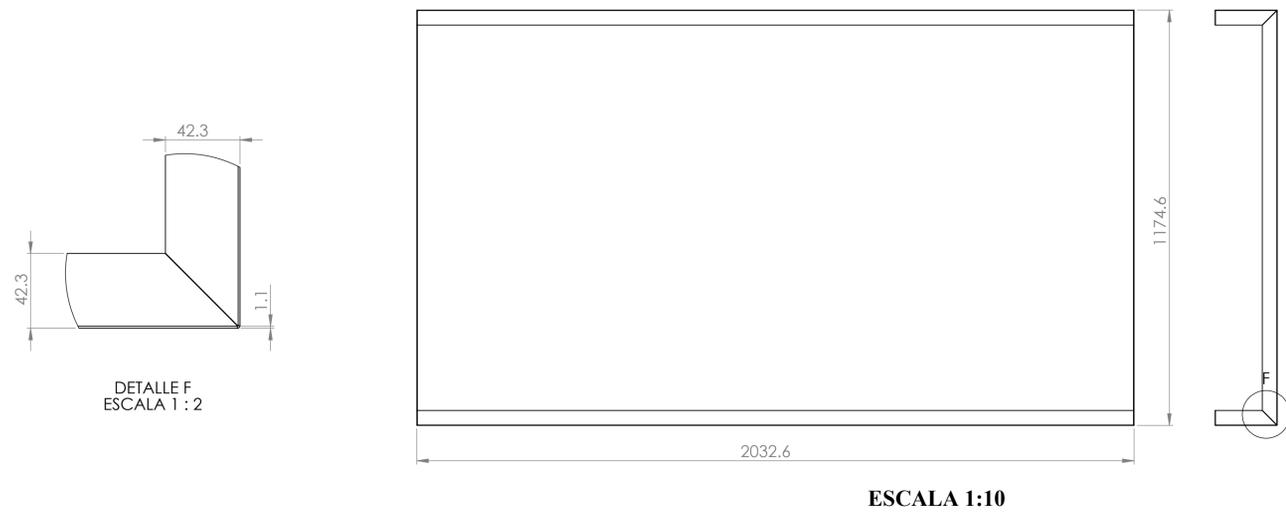
EMPAQUE 05



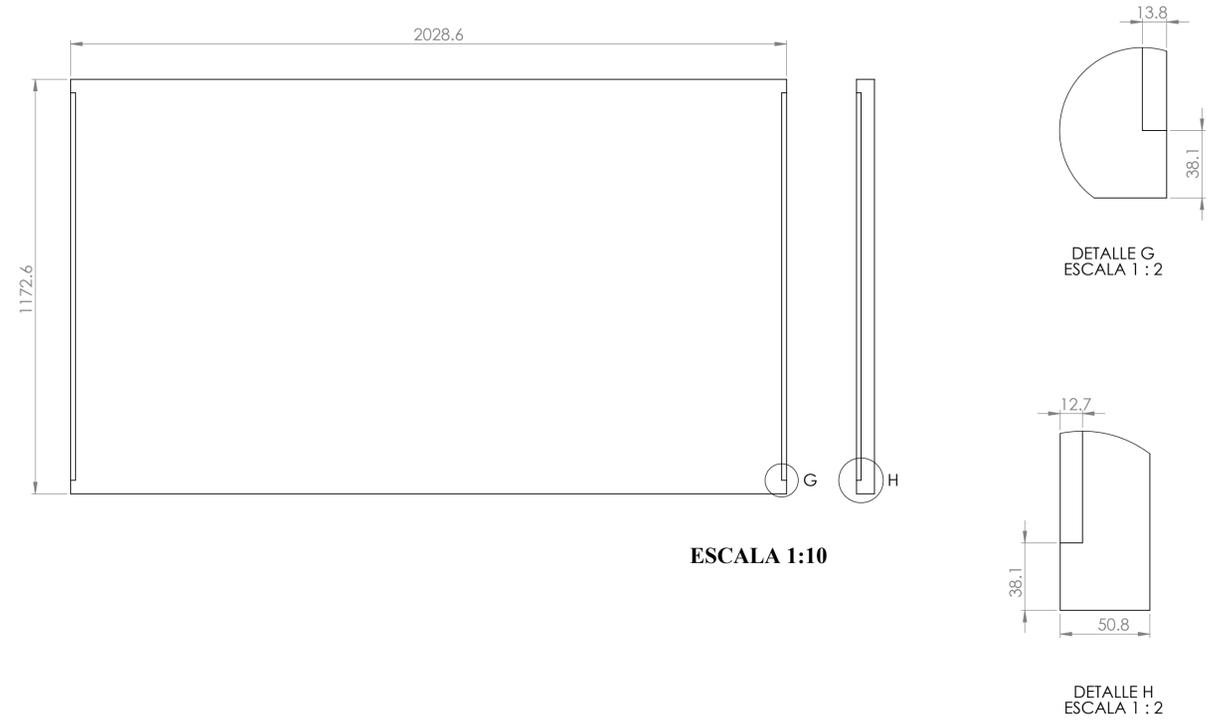
SOPORTE DE CUBIERTA DE VIDRIO



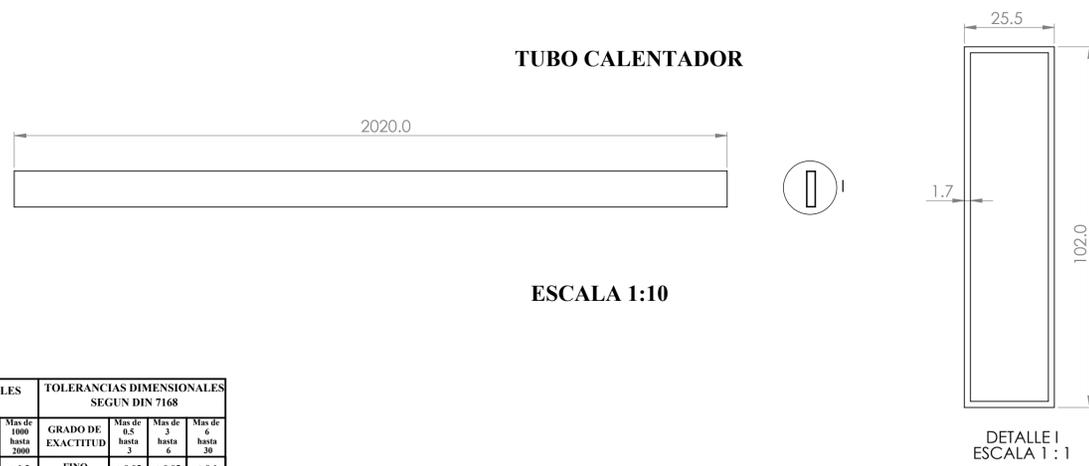
CARCASA INFERIOR



AISLANTE BASE

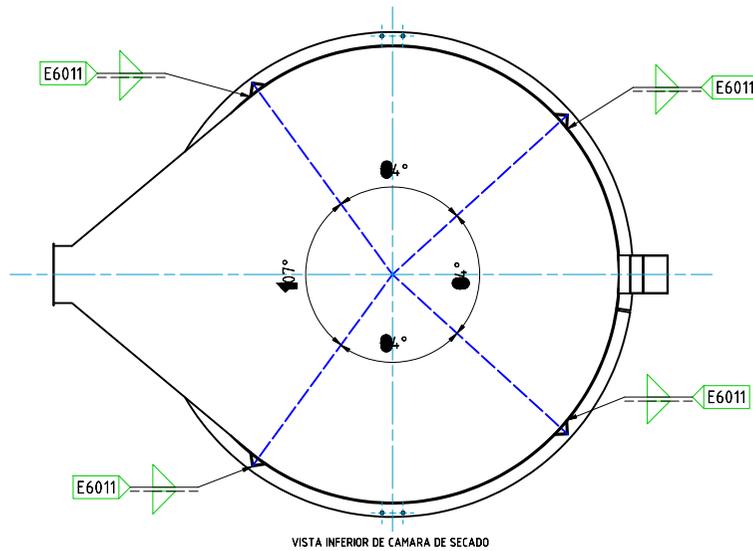
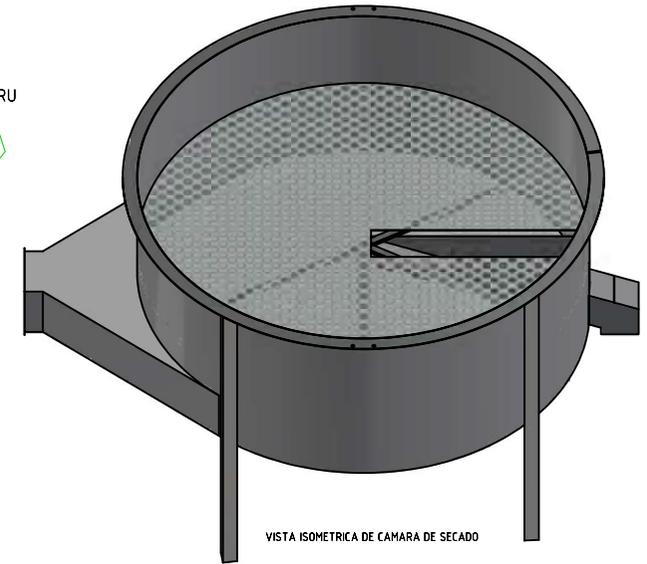
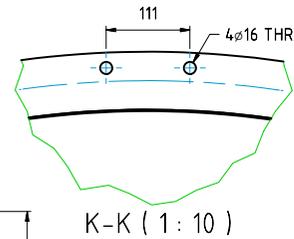
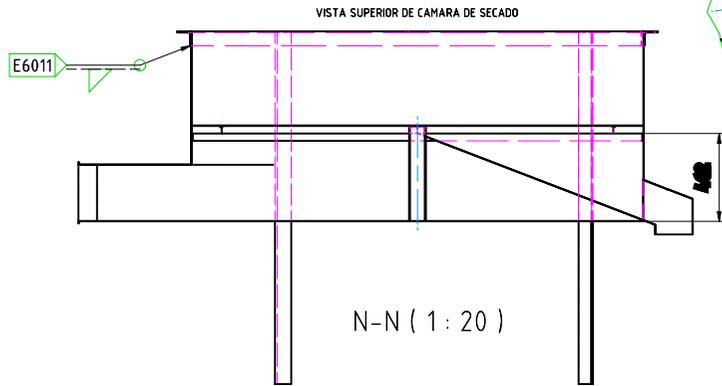
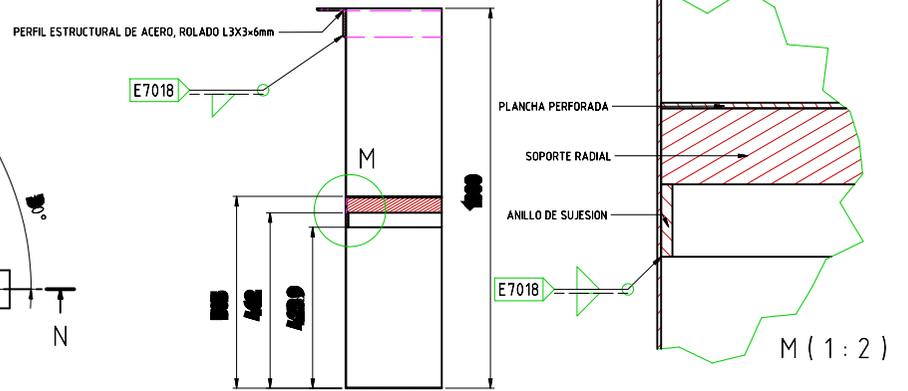
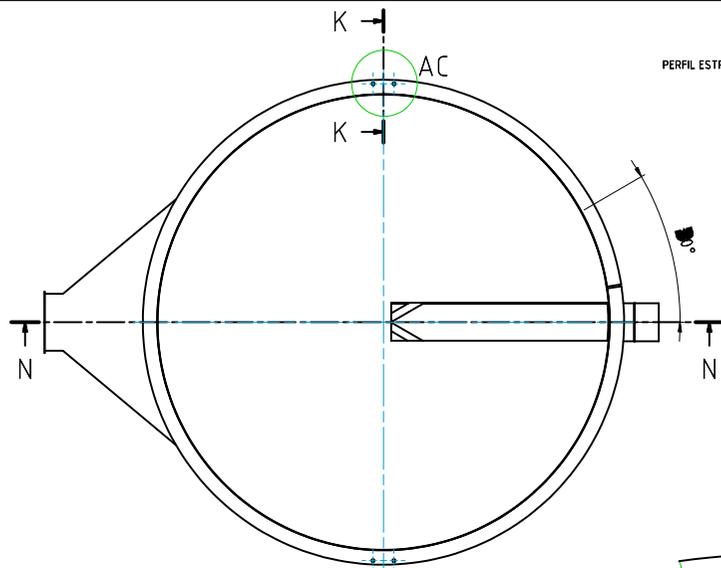
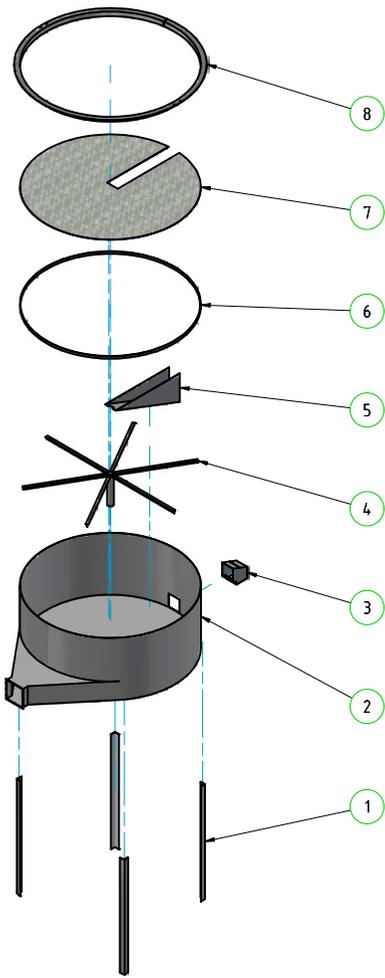


TUBO CALENTADOR



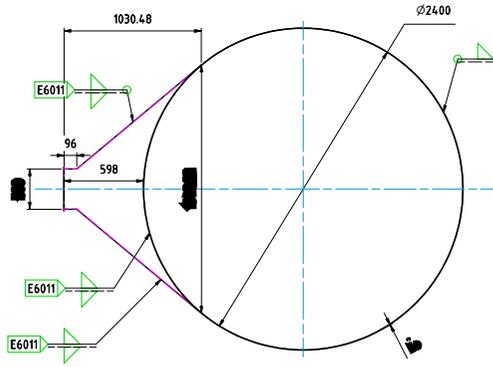
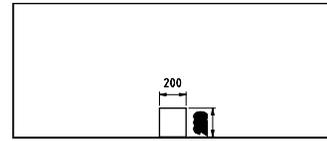
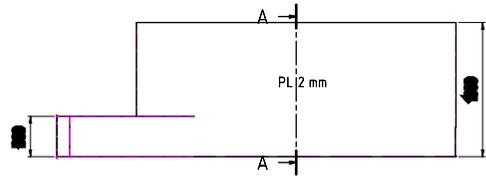
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Max de 30 hasta 120	Max de 120 hasta 400	Max de 400 hasta 1000	GRADO DE EXACTITUD	Max de 0.5 hasta 3	Max de 3 hasta 6	Max de 6 hasta 30
MEDIO	±0.3	±0.5	±0.8	FINO	±0.05	±0.05	±0.1

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
---	DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE PANEL SOLAR	ESCALA
		INDICADA
CODIGO 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA AI-LAMINA 09

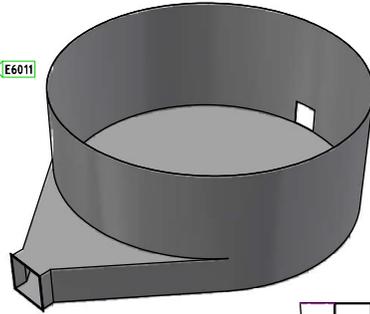


ITEM	DESCRIPCION	NORMA	MAT.	CANT.	OBSERVACIONES
8	SOPORTE ESTRUCTURAL DE UNIFORMIZADO	ASTM	A36	1	ANGULAR 3X3X1/4, ROLADO
7	PLANCHA PERFORADA	ASTM	A36	1	
6	ANILLO DE SUJECION	ASTM	A36	1	
5	CANAL DE DESCARGA	ASTM	A36	1	
4	SOPORTE RADIAL	ASTM	A36	1	
3	ELEMENTO DE DESCARGA	ASTM	A36	1	
2	CAMARA DE SECADO	ASTM	A36	1	
1	SOPORTE ESTRUCTURAL PRINCIPAL	ASTM	A36	4	ANGULAR 3X3X1/4, L=1800
Lista de piezas					
ACABADO SUPERFICIAL		TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO		MATERIAL ASTM A36	
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA					
MÉTODO DE PROYECCIÓN PLANO DE ENSAMBLE CÁMARA DE SECADO					ESCALA INDICADA
CODIGO: 043001		NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA			FECHA 20/11/2025
UNIDAD MILIMETROS					LAMINA A2 - LAMINA C01

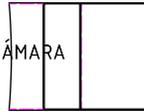
A-A (1 : 20)



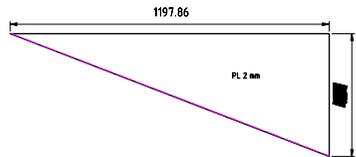
VISTA SUPERIOR DE CÁMARA



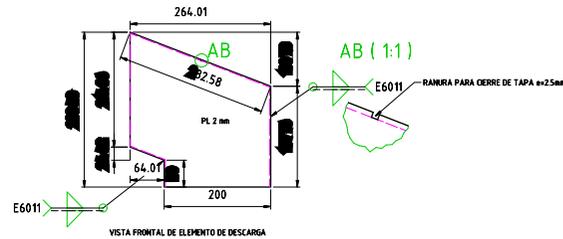
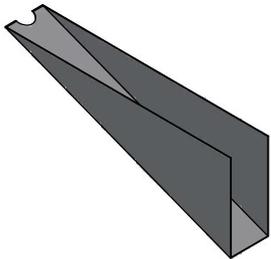
VISTA ISOMETRICA DE CÁMARA



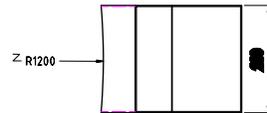
VISTA SUPERIOR DE CANAL DE DESCARGA



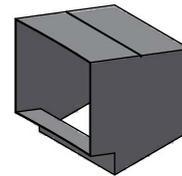
VISTA FRONTAL DE CANAL DE DESCARGA



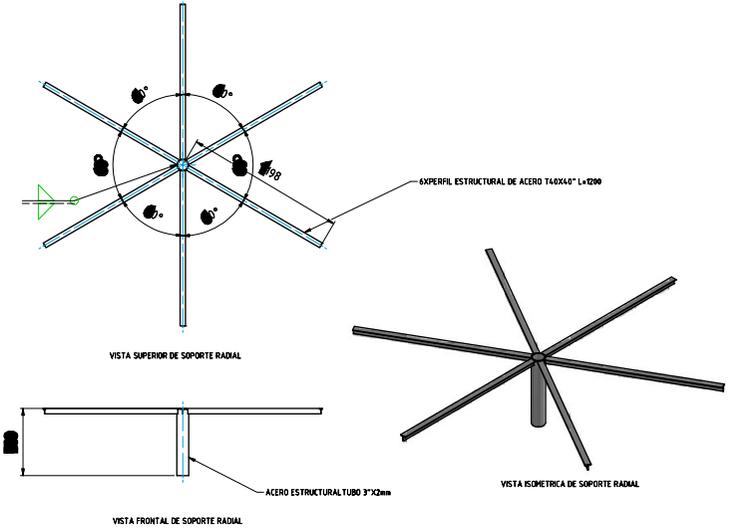
VISTA FRONTAL DE ELEMENTO DE DESCARGA



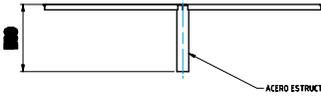
VISTA SUPERIOR DE ELEMENTO DE DESCARGA



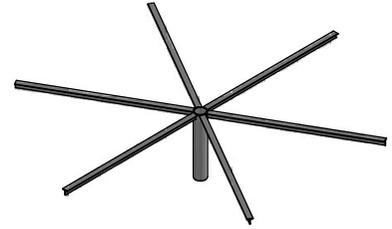
VISTA ISOMETRICA DE ELEMENTO DE DESCARGA



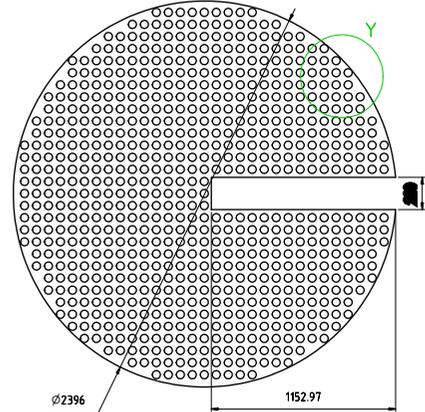
VISTA SUPERIOR DE SOPORTE RADIAL



VISTA FRONTAL DE SOPORTE RADIAL

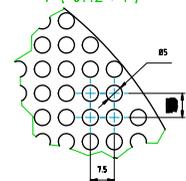


VISTA ISOMETRICA DE SOPORTE RADIAL

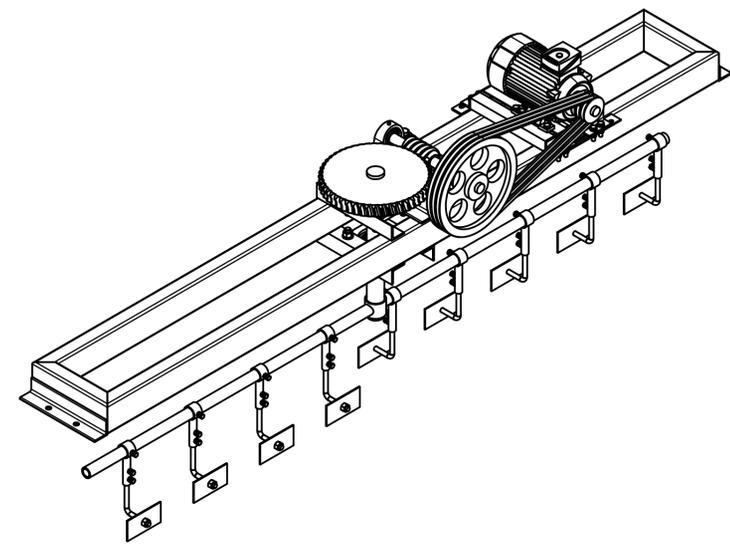
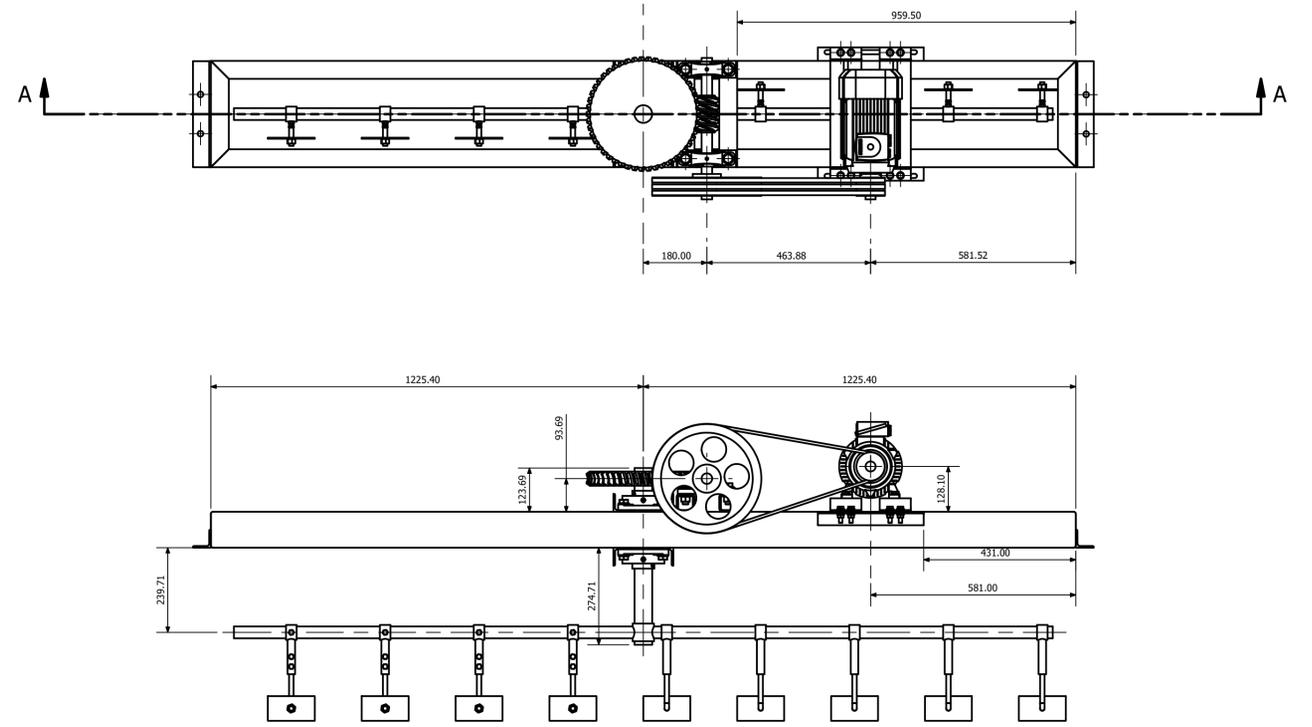
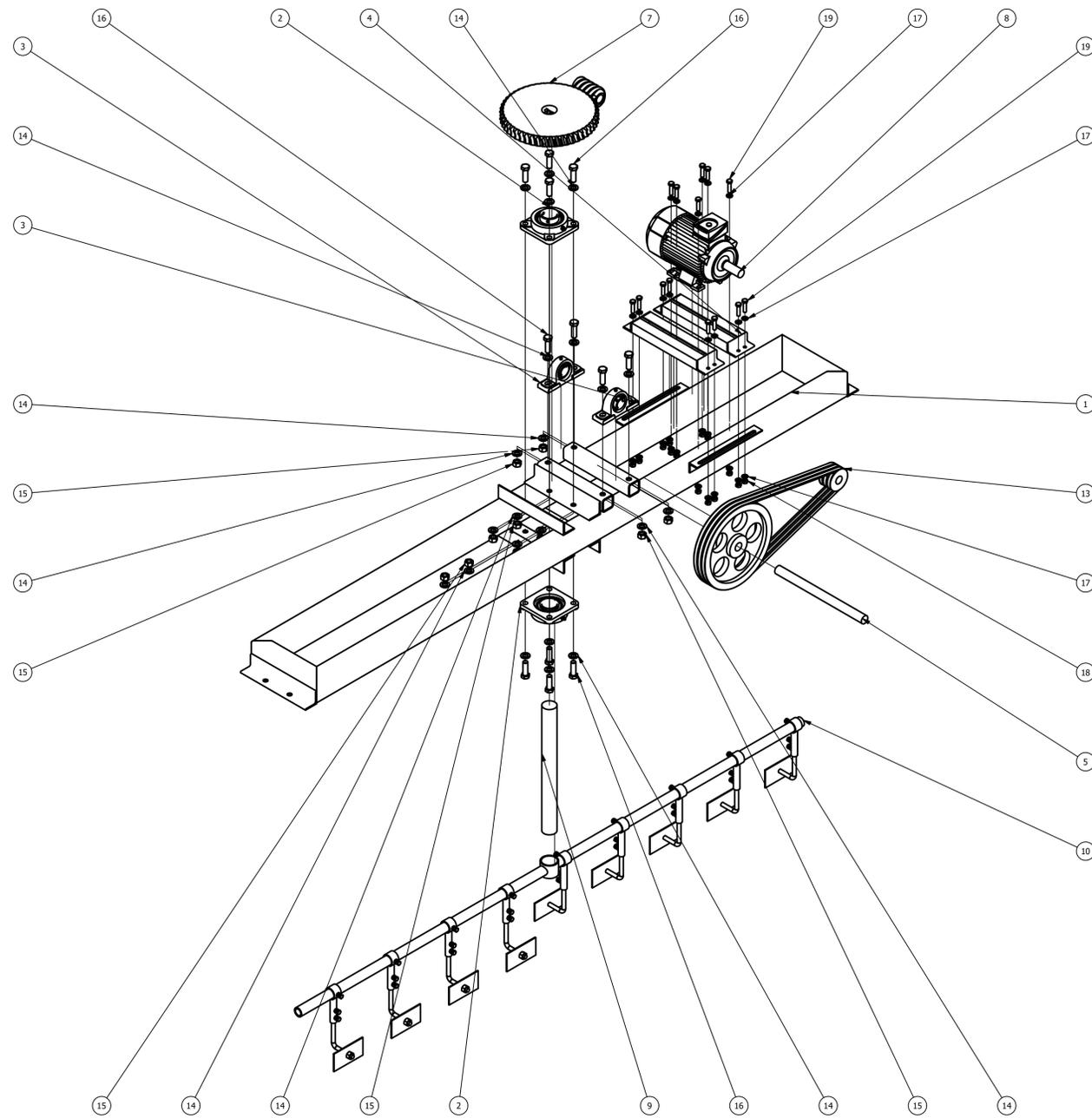


VISTA SUPERIOR DE PLANCHA PERFORADA ø=3 mm

Y (0.12 : 1)

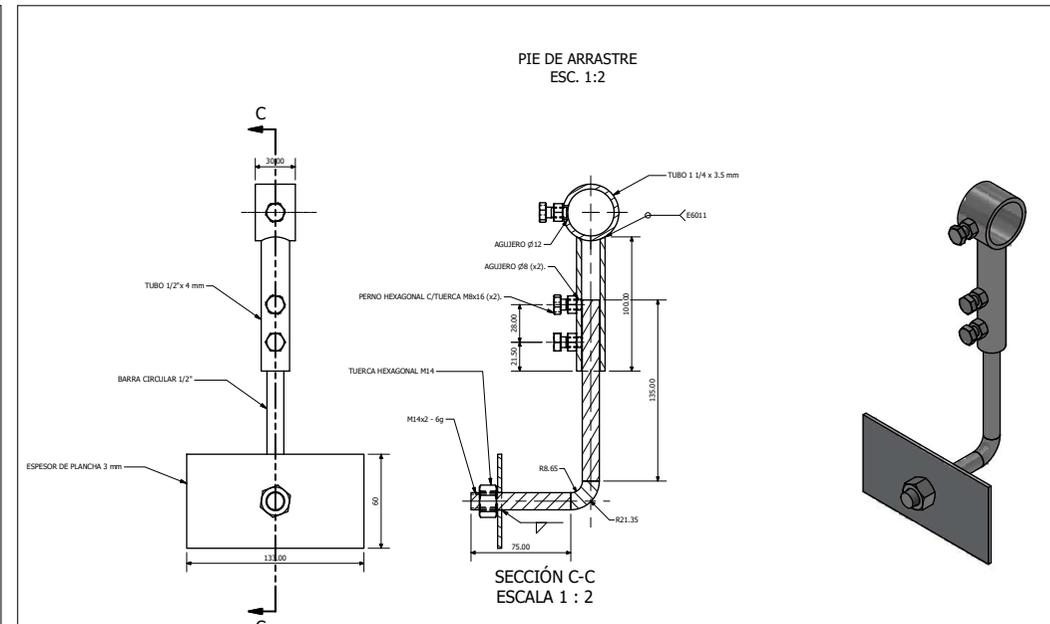
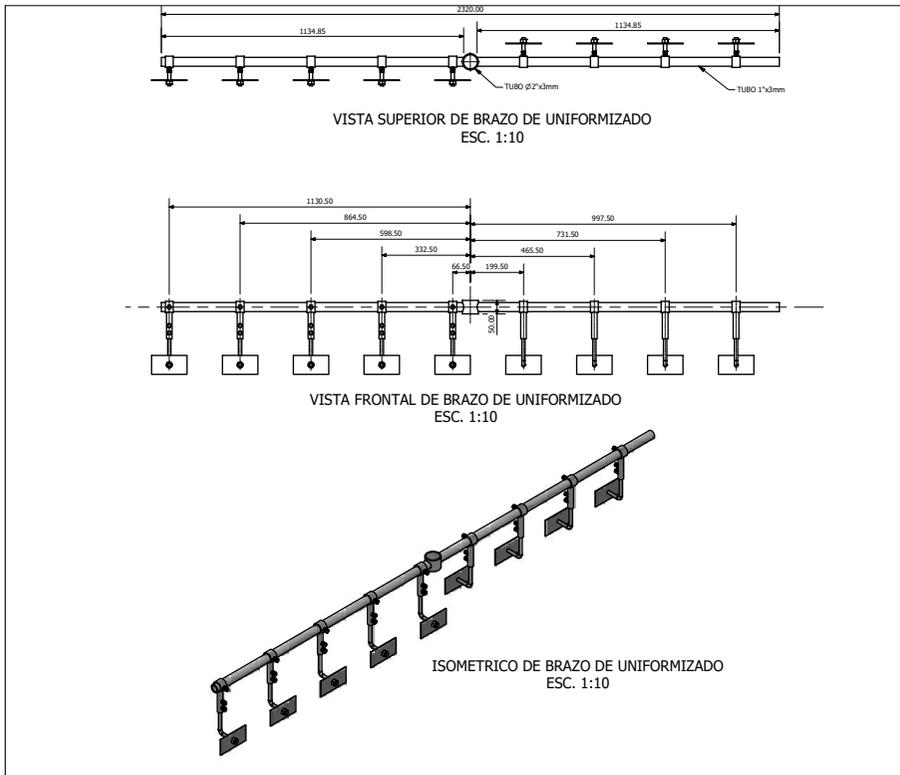
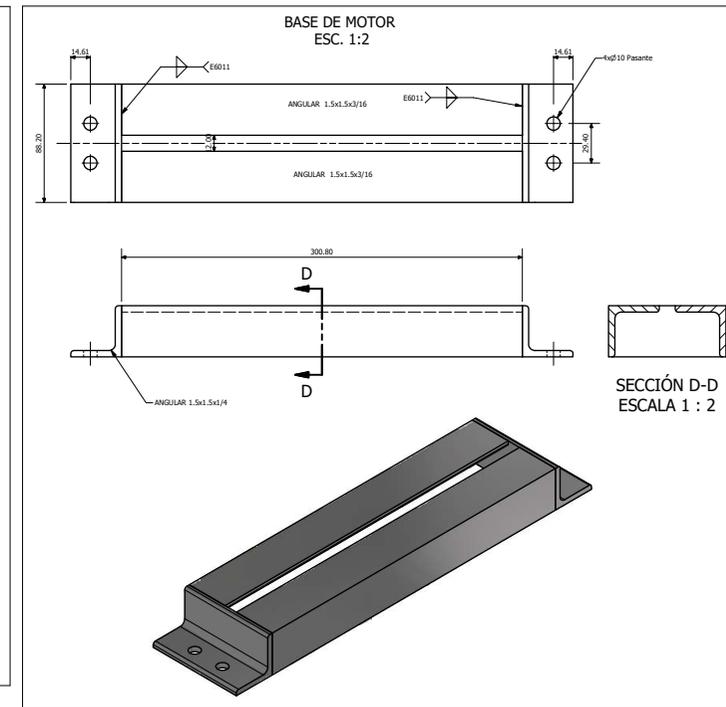
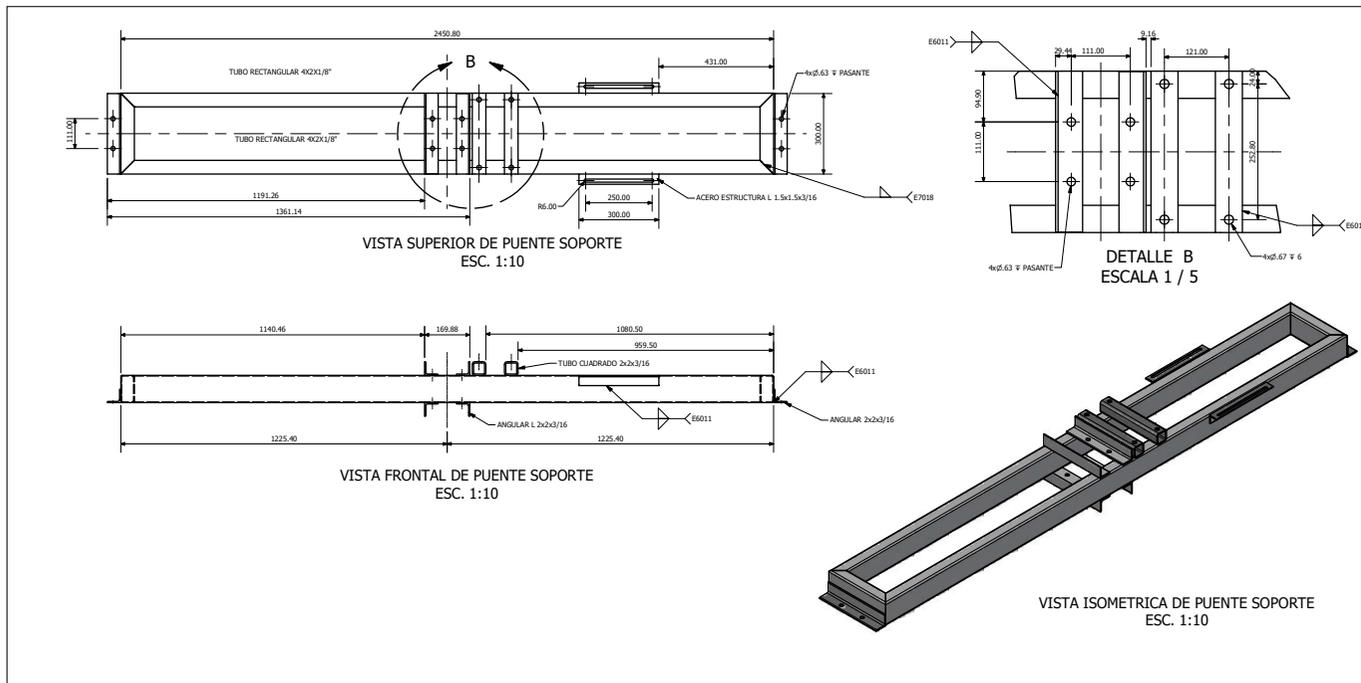


ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	PLANO DE DETALLES	ESCALA INDICADA
CODIGO: 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDAD MILIMETROS		LÁMINA A1 - LÁMINA C02



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	PUENTE SOPORTE	
2	2	CHUMACERA VERTICAL	
3	2	CHUMACERA HORIZONTAL	
4	2	BASE DE MOTOR	
5	1	EJE SIN FIN	
7	1	TORNILLO SIN FIN	
8	1	MOTOR ELECTRICO	
9	1	EJE DE UNIFORMIZADO	
10	1	BARRA DE UNIFORMIZADO	
13	1	FAJAS EN V	
14	24	ISO 7089 - 16 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
15	12	ISO 4032 - M16	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
16	12	ISO 4017 - M16 x 50	Tornillos de cabeza hexagonal
17	28	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
18	14	ISO 4032 - M10	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
19	14	ISO 4017 - M10 x 40	Tornillos de cabeza hexagonal

ACABADO SUPERFICIAL		TOLERANCIA GENERAL		MATERIAL	
DIN 7168 - MEDIO		DIN 7186 - FINO		ASTM A36	
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO					
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA					
MÉTODO DE PROYECCIÓN		PLANO ENSAMBLE DE MECANISMO DE UNIFORMIZADO		ESCALA	
INDICADA				INDICADA	
CODIGO: 043001		NOMBRES: BACH. NEPTALI LUQUE CHAIÑA		FECHA	
				20/11/2025	
UNIDAD		MILIMETROS		LAMINA	
				A1 - LAMINA D01	



ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO		
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	PLANO DE DETALLES MECANISMO DE UNIFORMIZADO	ESCALA INDICADA
CODIGO: 043001	NOMBRES: BACH. NEPTALI LIQUE CHAÑA	FECHA 20/11/2025
UNIDAD MILIMETROS	LAMINA A1 - LAMINA D02	