

**Diseño de un sistema para el secado de bandejas de huevos para la empresa Creativa  
Ingeniería S.A.S.**

**Práctica de extensión**

**Docente guía: Andrea García Villegas**

**Natalia Londoño Restrepo**

**Universidad tecnológica de Pereira**

**Facultad de ingeniería mecánica**

**Práctica en extensión**

**2022**

## **Agradecimientos**

En primer lugar, me gustaría agradecer a mis padres por su apoyo incondicional y motivación que me ayuda a alcanzar todas mis metas personales y académicas. Son las personas que siempre me han alentado con amor a perseguir mis metas y nunca rendirme ante las adversidades del camino.

También quiero agradecer a mi pareja y amigos por los momentos compartidos, las experiencias adquiridas y las incontables charlas a lo largo de todo este tiempo, gracias por hacer del paso por la universidad una experiencia tan agradable.

Finalmente agradezco sinceramente la dedicación y paciencia de mi docente guía. Sin su constante apoyo, este objetivo no hubiera sido posible. Gracias por su guía, permanecerá en mi memoria para siempre.

## Índice

Capítulo 1: Generalidades y objetivos para el diseño de un sistema para el secado de bandejas de huevos para la empresa Creativa Ingeniería S.A.S. ....	7
Introducción .....	7
Objetivos .....	8
1.2.1    Objetivo general:.....	8
1.2.2    Objetivos específicos: .....	8
Capítulo 2: Marco teórico.....	8
Capítulo 3: Requerimientos .....	9
3.1.    Necesidades definidas y requerimientos esperados de la máquina. ....	9
3.2.    Antecedentes investigativos .....	11
3.3.    Listado de componentes necesarios para la estructura de la máquina .....	12
Capítulo 4: Metodología para el diseño del sistema de transmisión mecánica.....	13
4.1.    Identificación de los parámetros y requerimientos de la transmisión mecánica. ....	13
4.2.    Cálculo y selección de los escalones del sistema de transmisión mecánica .....	14
4.3.    Diseño de los elementos del sistema de transmisión mecánica .....	16
4.3.1.    Transmisión por correa.....	16
4.3.2.    Transmisión por cadena .....	17
4.3.3.    Diseño de árbol de salida .....	17
4.3.4.    Selección de la chumacera .....	18
4.3.5.    Selección del acople.....	19
Capítulo 5: Metodología para el diseño del sistema de secado de bandejas de huevo.....	20
5.1.    Cálculos del sistema de secado .....	20
5.1.1.    Cálculo del requerimiento calorífico .....	20
5.1.2.    Cálculos para el ventilador.....	21
5.2.    Selección de los elementos necesarios para el sistema de secado.....	22
5.2.1.    Selección del quemador a gas .....	22
5.2.2.    Selección del ventilador centrífugo. ....	23
5.3.    Diseño del sistema de secado del horno.....	24

Capítulo 6: Información técnica del proceso de diseño para un futuro proceso de fabricación .....	24
6.1. Datos técnicos y cálculos de los elementos de la máquina .....	24
6.1.1. Cálculo de los escalones del sistema de transmisión mecánica .....	24
6.1.2. Cálculo de la transmisión por correa .....	26
6.1.3. Cálculo de la transmisión por cadena .....	28
6.1.4. Diseño del árbol de salida .....	30
6.1.5. Cálculos para el quemador a gas.....	32
6.1.6. Cálculos para el ventilador centrífugo .....	34
6.1.7. Datos técnicos de los elementos seleccionados .....	35
6.2. Planos del proyecto .....	48
6.2.1. Planos de la estructura .....	48
6.2.2. Planos del sistema de transmisión.....	56
6.2.3. Planos del sistema de secado .....	60
Conclusiones .....	61
Bibliografía .....	62
Anexos .....	64

## Lista de tablas

Tabla 1.	Listado de requerimientos del horno de secado.....	9
Tabla 2.	Listado de elementos .....	12
Tabla 3.	Listado de perfiles de la estructura principal.....	13
Tabla 4.	Requerimientos del sistema de transmisión mecánica. ....	14
Tabla 5.	Pares de torsión de los árboles 1, 3 y 4.....	15
Tabla 6.	Elementos de transmisión por correa.....	17
Tabla 7.	Elementos de transmisión por cadena .....	17
Tabla 8.	Referencia y parámetros de la chumacera .....	19
Tabla 9.	Referencia y parámetros del acople.....	19
Tabla 10.	Datos iniciales para la transmisión por correa .....	26
Tabla 11.	Selección de paso e hileras de la cadena.....	29
Tabla 12.	Datos conocidos para los cálculos del quemador .....	33
Tabla 13.	Datos iniciales para los cálculos del ventilador .....	34

## Lista de figuras

Figura 1.	Casa QFD del sistema.....	10
Figura 2.	Esquema cinemático del sistema de transmisión mecánica.....	15
Figura 3.	Imagen de referencia del reductor SITI BH 200 .....	16
Figura 4.	Diagrama de cuerpo libre del árbol .....	18
Figura 5.	Medidas generales del árbol de transmisión de potencia .....	18
Figura 6.	Modelo del panel de huevo hecho en SolidWorks. ....	21
Figura 7.	Imagen de referencia del quemador BRP de Riello .....	22
Figura 8.	Imagen de referencia del ventilador IND de PennBarry .....	23
Figura 9.	Medidas para el montaje del sistema de secado .....	24
Figura 10.	Diagrama de fuerza cortante YZ.....	30
Figura 11.	Diagrama de fuerza cortante XZ.....	31
Figura 12.	Diagrama de momento flector YZ .....	31
Figura 13.	Diagrama de momento flector XZ .....	31
Figura 14.	Reacciones del eje.....	32
Figura 15.	Diámetros mínimos recomendados.....	32
Figura 16.	Estrella PHS 16B-1B47 .....	36
Figura 17.	Datos técnicos del reductor ortogonal BH 200 .....	37
Figura 18.	Polea PHP 3-B64TB .....	38
Figura 19.	Buje PHF TB2517X42MM.....	39
Figura 20.	Polea PHP 3-B184TB .....	40
Figura 21.	Buje PHF TB2517X55MM.....	41
Figura 22.	Estrella PHS 28B-2B26 .....	42
Figura 23.	Estrella PHS 28B-2C76 .....	43
Figura 24.	Chumacera P4BE 500-TRB-STH.....	44
Figura 25.	Acople de disco W6-20D.....	45
Figura 26.	Quemador Riello BPR 300 .....	46
Figura 27.	Ventilador centrifugo industrial IND AH 19-61.....	47
Figura 28.	Listado de perfiles de la estructura .....	48

Figura 29.	Listado de perfiles del módulo 1.....	49
Figura 30.	Medidas para montaje del módulo 1.....	49
Figura 31.	Listado de perfiles del módulo 2.....	50
Figura 32.	Medidas para montaje del módulo 2.....	50
Figura 33.	Listado de perfiles del módulo 3.....	51
Figura 34.	Medidas para montaje del módulo 3.....	51
Figura 35.	Listado de uniones y platinas para los paneles de cerramiento de la estructura.....	52
Figura 36.	Medidas de las platinas de las uniones.....	52
Figura 37.	Medidas de las platinas para los paneles de cerramiento.....	53
Figura 38.	Detalles de ubicación de las uniones y paneles de cerramiento de la estructura....	53
Figura 39.	Listado de perfiles y piezas de la base del sistema de transmisión mecánica.....	54
Figura 40.	Medidas para el montaje de la base del sistema de transmisión mecánica.....	54
Figura 41.	Ensamblaje de los paneles de cerramiento.....	55
Figura 42.	Plano de detalle de la construcción de la bandeja.....	56
Figura 43.	Listado y medidas de los elementos de sujeción de la bandeja.....	56
Figura 44.	Listado de los elementos de movimiento 1.....	57
Figura 45.	Listado de los elementos de movimiento 2.....	57
Figura 46.	Plano de detalle de los ejes 1 y 2.....	58
Figura 47.	Posición de las chumaceras de pie.....	58
Figura 48.	Listado de los componentes del sistema de transmisión.....	59
Figura 49.	Plano de detalle del eje de salida.....	59
Figura 50.	Plano general del sistema de secado.....	60
Figura 51.	Imagen de la máquina completa.....	60

# **Capítulo 1: Generalidades y objetivos para el diseño de un sistema para el secado de bandejas de huevos para la empresa Creativa Ingeniería S.A.S.**

## **Introducción**

Creativa Ingeniería S.A.S. es una empresa ubicada en la ciudad de Manizales, Caldas dedicada al diseño, planeación, implementación y control de soluciones industriales a la medida específica de cada sector, ya sea para el sector farmacéutico, de alimentos, de agricultura, servicios públicos, entre otros. Su misión es proveer soluciones que satisfagan las necesidades y superen las expectativas de sus clientes, mediante tecnología y equipos apropiados que logren cumplir con los altos estándares de calidad de la industria, permitiendo reducir los tiempos de entrega y obteniendo mejores costos para sus compradores.

Su experiencia se divide en estos campos: automatización industrial, montajes industriales, mantenimiento industrial, diseño mecánico, mecanizados CNC, moldes de inyección y soplado, maquinaria y herramientas, y fabricación de troqueles. La experiencia en cada uno de sus campos garantiza productos de calidad, y una alta eficiencia en sus procesos productivos.

Es debido a esta gran experiencia que tiene en diferentes campos, que se ha propuesto el diseñar y crear una máquina capaz de proporcionar mediante un sistema el secado de bandejas de huevos, a pedido de un cliente de la empresa.

Para el proceso de secado es necesario el conocer la composición de las bandejas donde estarán ubicados los huevos. Se sabe que éstas se componen de pulpa de celulosa, que está hecha a partir de papel y cartón reciclado. La pulpa de celulosa posee una humedad que juega un papel muy importante, debido a que las bandejas al salir de la máquina moldeadora tienen una humedad aproximada del 60%<sup>1</sup>, la cual no puede ser removida por medios físicos, lo que conlleva a aplicar un método alternativo como lo es la extracción de humedad por medio de calor.

Con base en esto, en el presente documento se podrá observar el proceso del diseño de un sistema para el secado de bandejas de huevos por medio de calor, para el cual va a ser necesario el diseño de tres subsistemas principales que son la estructura del horno, que va a ser el lugar en donde van a estar las bandejas de transporte de los panales, el sistema de transmisión de potencia, que va a asegurar el correcto movimiento de las bandejas y el sistema de secado que va a consistir en un quemador a gas y un ventilador centrífugo conectado por medio de ductos a la estructura y tienen como propósito el adecuado secado de los panales de huevo.

---

<sup>1</sup> (Torraspapel, 2009)



## Objetivos

### 1.2.1 Objetivo general:

Diseñar un sistema para el secado de bandejas de huevos de pulpa moldeada, aplicable al flujo de trabajo de la empresa Creativa Ingeniería S.A.S.

### 1.2.2 Objetivos específicos:

1. Identificar los elementos y accesorios que componen el sistema de secado de bandejas de huevo, teniendo en cuenta el flujo de trabajo entregado por la empresa Creativa Ingeniería S.A.S.
2. Diseñar el sistema de transmisión de la máquina que cumpla con las especificaciones y características requeridas para garantizar su funcionalidad.
3. Realizar el diseño del sistema de secado de bandejas de huevo, teniendo en cuenta los criterios y condiciones de funcionamiento establecidas.
4. Generar la información técnica del proceso de diseño, con el fin de obtener la información necesaria para un futuro proceso de fabricación, contemplando las memorias de cálculo y los planos.

## Capítulo 2: Marco teórico

- **Egg tray machine:** La máquina para fabricar cartones de huevos o egg tray machine en inglés, es una máquina que puede fabricar cualquier tipo de cartones de huevos a partir de pulpa de papel y cartón moldeado. También se le puede llamar máquina para fabricar cajas de huevos o máquina para fabricar cajas de huevos.

- **Quemador a gas:** El quemador de gas es el elemento que tiene como propósito mezclar el combustible (gas) con el aire para encender una llama que sirve para el secado en un proceso. La mezcla de gas y aire sale por los orificios del cabezal del quemador. También se utilizan quemadores para regular la llama según las necesidades de la caldera, mediante control electrónico de válvulas y bombas de impulsión.

- **Ventilador centrífugo:** Un ventilador centrífugo es un ventilador cuyo aire es impulsado por un rodete que aspira el aire desde el centro y lo empuja hacia afuera a través de los álabes. Por eso, en muchos países también se le llama ventilador radial, debido a que el aire entra en el rodete paralelo a su eje y sale en dirección perpendicular a éste, es decir, radialmente.

- **Chumacera:** Una chumacera es un elemento de acero fundido que consta de un agujero cuyo propósito es el fijar un eje a una máquina o superficie. Los rodamientos se colocan directamente dentro de la chumacera. Adicionalmente, las chumaceras se pueden clasificar en tipo pedestal, de pared, de brida y tensora.

- **Acople:** Un acoplamiento o acoplamiento mecánico es una pieza mecánica utilizada para extender la línea de transmisión de un eje o conectar diferentes segmentos de eje en planos diferentes o paralelos para transmitir energía.

- **Reductor de velocidad:** Es un dispositivo compacto que consta de varios engranajes en su interior. El eje de entrada generalmente es impulsado por un motor a alta velocidad, el movimiento se transmite a través de engranajes internos y finalmente se transfiere al eje de salida a la velocidad correcta teniendo en cuenta la potencia mecánica que debe transmitir.

- **Manguito:** Los manguitos son similares a tubos que se suelen utilizar en elementos que se montan en ejes giratorios o deslizantes para mejorar la eficacia y reducir las vibraciones y el ruido.

- **Árbol de transmisión:** Un árbol es un elemento que tiene como fin el transferir potencia mecánica a través de su rotación, por lo que está sometido a esfuerzos de flexión y torsión. Además, a diferencia de un eje, un árbol gira con un elemento montado en él.

### Capítulo 3: Requerimientos

#### 3.1. Necesidades definidas y requerimientos esperados de la máquina.

En la [tabla 1](#) se muestran los requerimientos expresados por el cliente y cómo se interpretó la necesidad de cada uno de ellos.

**Tabla 1. Listado de requerimientos del horno de secado.**

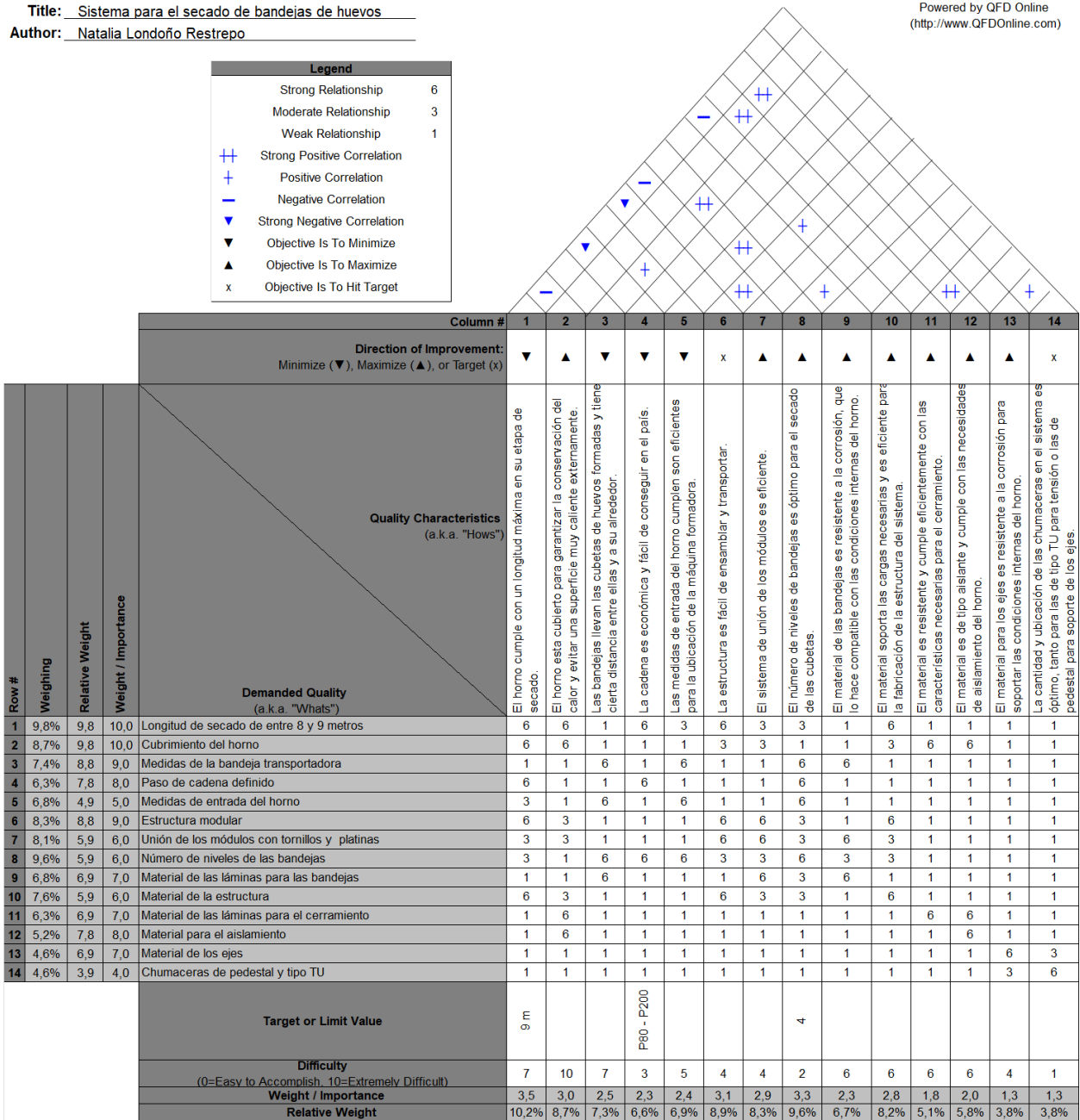
Requerimiento	Necesidad interpretada	Categoría
Longitud de secado de entre 8 y 9 metros	El horno cumple con un longitud máxima en su etapa de secado.	Desempeño funcional
Cubrimiento del horno	El horno esta cubierto para garantizar la conservación del calor y evitar una superficie muy caliente externamente.	Seguridad
Medidas de la bandeja transportadora	Las bandejas llevan las cubetas de huevos formadas y tienen cierta distancia entre ellas y a su alrededor.	Desempeño funcional
Paso de cadena definido	La cadena es económica y fácil de conseguir en el país.	Costo - beneficio
Medidas de entrada del horno	Las medidas de entrada del horno cumplen son eficientes para la ubicación de la máquina formadora.	Desempeño funcional
Estructura modular	La estructura es fácil de ensamblar y transportar.	Desempeño funcional
Unión de los módulos con tornillos y platinas	El sistema de unión de los módulos es eficiente.	Desempeño funcional
Número de niveles de las bandejas	El número de niveles de bandejas es óptimo para el secado de las cubetas.	Desempeño funcional
Material de las láminas para las bandejas	El material de las bandejas es resistente a la corrosión, que lo hace compatible con las condiciones internas del horno.	Desempeño funcional
Material de la estructura	El material soporta las cargas necesarias y es eficiente para la fabricación de la estructura del sistema.	Desempeño funcional
Material de las láminas para el cerramiento	El material es resistente y cumple eficientemente con las características necesarias para el cerramiento.	Desempeño funcional
Material para el aislamiento	El material es de tipo aislante y cumple con las necesidades de aislamiento del horno.	Seguridad
Material de los ejes	El material para los ejes es resistente a la corrosión para soportar las condiciones internas del horno.	Desempeño funcional
Chumaceras de pedestal y tipo TU	La cantidad y ubicación de las chumaceras en el sistema es óptimo, tanto para las de tipo TU para tensión o las de pedestal para soporte de los ejes.	Desempeño funcional

*Fuente: Propia.*

Con base en los requerimientos presentados en la [tabla 1](#) se construyó una matriz de despliegue de la función de calidad o también llamado método QFD, que es un enfoque de gestión de calidad

que tiene como objetivo traducir las necesidades del usuario en calidad de diseño, implementar funciones que brinden la más alta, esto con el fin de dar el orden de prioridad a cada uno de los requerimientos. Los resultados de este método son presentados en la [figura 1](#).

**Figura 1. Casa QFD del sistema.**



Fuente: Propia.

### 3.2. Antecedentes investigativos

Existen diversas variables que se deben tener en cuenta para cualquier tipo de secado, así como rasgos que identifican cada uno de estos procesos. Cada uno de los procesos posee características que van ligadas al tipo de producto y las condiciones locales, es por esto, que se ha visto necesario ampliar la investigación basándose en artículos y tesis, encontrándose la siguiente información:

Espinoza<sup>2</sup> en su trabajo “Estudio del proceso de secado con lámparas infrarrojas y su influencia sobre la determinación del grado de humedad en cubetas de cartón de huevos producidas en la fábrica avícola ubicada en Samanga” exploró el proceso de diseño de un horno, teniendo en cuenta las características que presentan las cubetas de huevo al estar húmedas y qué condiciones se necesitan cumplir para considerar que éstas ya están secas. Considerando varias opciones optó por el secado con lámparas infrarrojas, donde explicó todo el proceso, cálculos y componentes necesarios para llevar a cabo satisfactoriamente el proceso de secado.

Por su parte, Figueroa y Martínez<sup>3</sup> desarrollaron el trabajo “Diseño de un horno para la cocción de ladrillos cerámicos utilizando gas natural como combustible y construcción de un prototipo” en el que se enfocaron en el secado mediante un quemador a gas natural, explicando las características propias de este método como también los componentes y cálculos necesarios para efectuarlo de manera eficiente.

En el trabajo “Diseño de un sistema de secado artificial para la producción de la ladrillera La Victoria” elaborado por Mendoza<sup>4</sup>, se tienen en cuenta todos los cálculos y características propias del correspondiente proceso de secado, además, dan a conocer el proceso de selección del aislamiento, y mencionan las correspondientes regulaciones de control del medio ambiente en Colombia.

En otro trabajo, hecho por Pérez<sup>5</sup> el cual se titula “Mejoramiento del sistema de secado de la Máquina no. 5 en la empresa Cartonera del Caribe C.A ubicada en la zona industrial San Vicente I, Edo. Aragua” se consideran otros aspectos importantes, como el aprovechar el calor que fluye a través del horno por medio de la recirculación, además también hacen un proceso de verificación del ventilador elegido.

Gölcü y Kalender<sup>6</sup> presentaron en el artículo “The effect of microwave power on the drying time of the egg tray” un modelo experimental en el cual mediante múltiples ensayos determinaron el mejor método para el secado de cubetas de huevos con ondas de microondas, para las múltiples pruebas se intercalaron cambios en la temperatura y en la velocidad de la banda.

---

<sup>2</sup> (Escobar Luna & Espinoza Freire, 2013)

<sup>3</sup> (Figueroa Parra & Martínez Delgado, 2000)

<sup>4</sup> (Mendoza Narváez, 2000)

<sup>5</sup> (Pérez Pinto, 2005)

<sup>6</sup> (Gölcü & Kalender, 2013)

### 3.3. Listado de componentes necesarios para la estructura de la máquina

A continuación, en la [tabla 2](#) se muestra el listado general de los elementos necesarios en el diseño de toda la máquina.

**Tabla 2. Listado de elementos**

COMPONENTES GENERALES					
No.	Componente	Cantidad	Subgrupo	Procedencia	Material
1	Egg Tray Machine	1	Máquina formadora	Estándar	--
2	Quemador a gas	1	Horno	Estándar	--
3	Ventilador centrífugo	1	Horno	Estándar	--
4	Motor eléctrico	1	Horno	Estándar	--
6	Cadena 80-1 x 10 ft	29	Movimiento bandejas	Estándar	--
8	Chumacera UCP 208-24	6	Movimiento bandejas	Estándar	--
9	Chumacera UCT 208	6	Movimiento bandejas	Estándar	--
10	Sistema de transmisión	1	Movimiento bandejas	Diseño propio	--
11	Base para el sistema de transmisión	1	Sujeción	Diseño propio	Acero al carbón
12	Piñón 80B-47	12	Movimiento bandejas	Estándar	Acero 1045
13	Lámina 4x8 (bandejas)	36	Movimiento bandejas	Diseño propio	Acero galvanizado
14	Platinas 1 1/2 in x 1/4 in x 60 mm	214	Movimiento bandejas	Diseño propio	HR A36
15	Varilla 5/16 in x 60 mm	214	Movimiento bandejas	Diseño propio	Acero plata
16	Eje 1 1/2 in x 1850 mm	5	Movimiento bandejas	Diseño propio	Acero 4140
17	Eje 1 1/2 in x 3000 mm	1	Movimiento bandejas	Diseño propio	Acero 4140
18	Chaveta cuadrada 1/2 in x 60 mm	12	Movimiento bandejas	Diseño propio	Acero Mackey
19	Esparrago roscado 1 in x 330 mm	6	Sujeción	Estándar	Zinc
20	Arandela plana redonda 1 in	18	Sujeción	Estándar	Zinc
21	Tuerca hexagonal 1 in	24	Sujeción	Estándar	Zinc
22	Arandela plana redonda M12	12	Sujeción	Estándar	Zinc
23	Tornillo cabeza hexagonal M12 x 40 mm	12	Sujeción	Estándar	Zinc
24	Platina A	24	Sujeción	Diseño propio	HR A36
25	Platina B	6	Sujeción	Diseño propio	HR A36
26	Platina C	14	Sujeción	Diseño propio	HR A36
27	Platina D	2	Sujeción	Diseño propio	HR A36
28	Platina E	36	Sujeción	Diseño propio	HR A36
29	Eje cuadrado 5/8 in	12	Sujeción	Diseño propio	Acero 1020
30	Manto	Variable	Cerramiento	Diseño propio	Fibra de vidrio
31	Lámina acero	Variable	Cerramiento	Diseño propio	Acero galvanizado
33	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	Variable	Estructura	Diseño propio	Acero al carbón
34	Perfil 40 x 40 mm	Variable	Estructura	Diseño propio	Acero al carbón

*Fuente: Propia.*

Además, en la [tabla 3](#) se puede observar el listado de los componentes necesarios para el ensamblaje de la estructura del horno de secado.

**Tabla 3. Listado de perfiles de la estructura principal**

ESTRUCTURA				
No.	Componente	Cantidad	Longitud	Material
1	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	2	3962,25	Acero al carbón
2	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	2	2775	
3	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	2	2631,97	
4	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	2	2105	
5	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	8	2080	
6	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	16	2000	
7	Ángulo 1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 in	4	1505	
8	Perfil 40 x 40 mm	2	980	Acero al carbón
9	Perfil 40 x 40 mm	2	1800	
10	Perfil 40 x 40 mm	2	1380,84	
11	Perfil 40 x 40 mm	2	580,28	
12	Perfil 40 x 40 mm	12	1640,75	
13	Perfil 40 x 40 mm	2	2440	
14	Perfil 40 x 40 mm	12	1760	
15	Perfil 40 x 40 mm	2	472,36	
16	Perfil 40 x 40 mm	12	1840	
17	Perfil 40 x 40 mm	2	460	
18	Perfil 40 x 40 mm	8	1920	
19	Perfil 40 x 40 mm	2	729,91	
20	Perfil 40 x 40 mm	12	640	
21	Perfil 40 x 40 mm	4	2105	
22	Perfil 40 x 40 mm	2	620,28	
23	Perfil 40 x 40 mm	2	1012	
24	Perfil 40 x 40 mm	2	943,84	
25	Perfil 40 x 40 mm	15	1720,75	
26	Perfil 40 x 40 mm	6	135	
27	Perfil 40 x 40 mm	2	2640	
28	Perfil 40 x 40 mm	2	2680	
29	Perfil 40 x 40 mm	2	420	
30	Perfil 40 x 40 mm	2	349,63	
31	Perfil 40 x 40 mm	2	3100	
32	Perfil 40 x 40 mm	2	3827,01	
33	Perfil 40 x 40 mm	12	215	
34	Perfil 40 x 40 mm	2	4260	

*Fuente: Propia.*

#### **Capítulo 4: Metodología para el diseño del sistema de transmisión mecánica**

##### **4.1. Identificación de los parámetros y requerimientos de la transmisión mecánica.**

Los cálculos necesarios para lograr el diseño del sistema de transmisión mecánica y sus componentes se muestra en el [capítulo 5](#).

Para el diseño de este sistema es necesario definir que el motor que mueve el sistema acciona también la máquina formadora de panales. El motor original de la máquina es de referencia YE2-160L-4, pero debido a que éste funciona con una frecuencia de 50Hz se selecciona en su lugar un motor de especificación IE2-160L-4 el cual trabaja a 60Hz y cuenta con las mismas especificaciones que el anterior.

Ese necesario tener en cuenta que se brindará un servicio normal, con una carga relativamente constante y que el eje de la máquina formadora gira a unos 14 rpm y una potencia de 5,5 kW, el resto de la potencia va a ser direccionada hacia el horno, obteniendo dos salidas de potencia ( $P_A$  y  $P_B$ ).

Los parámetros y requerimientos del sistema se presentan en la [tabla 4](#).

**Tabla 4. Requerimientos del sistema de transmisión mecánica.**

Requerimientos		
Potencia del motor	20	hp
Velocidad del motor	1775	rpm
Diámetro del engranaje salida	380,29	mm
Velocidad de giro ( $n_A$ )	14	rpm
Velocidad de giro ( $n_B$ )	4,7623	rpm
Potencia requerida ( $P_A$ )	7,3755	hp
Potencia requerida ( $P_B$ )	8,7165	hp
Altitud	2160	m.s.n.m
Temperatura máxima	25	°C

*Fuente: Propia.*

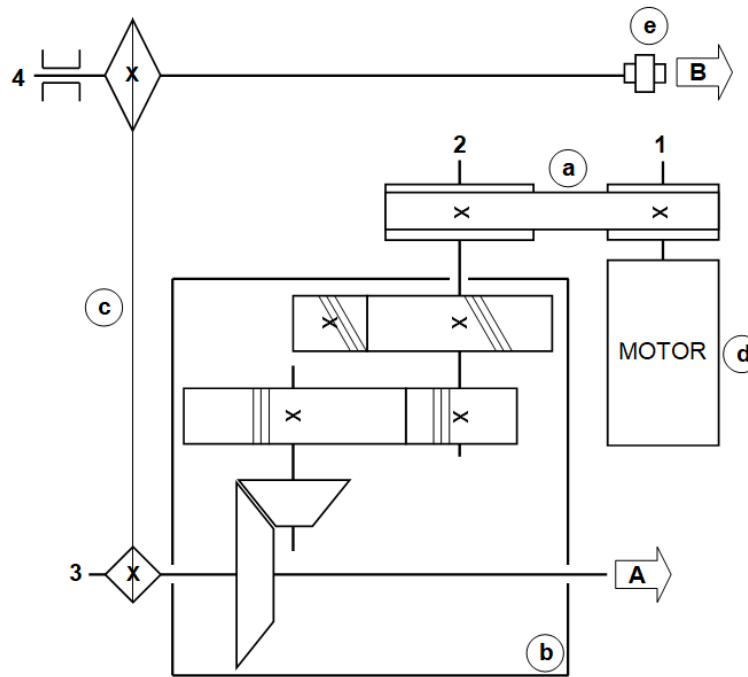
#### 4.2. Cálculo y selección de los escalones del sistema de transmisión mecánica

Conociendo la velocidad base de  $n_M = 1775$  rpm y final de  $n_B = 4,76$  rpm, se concluye que se precisa un sistema de 5 escalones con el fin de llevar a cabo la transmisión.

Con el propósito de simplificar el diseño del sistema de transmisión se va a escoger un reductor ortogonal de tres escalones, lo que dejaría un total de dos escalones por diseñar. Para la selección de los dos escalones restantes se escoge una transmisión por correa en el primer escalón, que se encuentra entre el motor y el reductor, y en el escalón final se hará uso de una transmisión por cadena.

La configuración y orden del sistema de transmisión propuesto se puede observar en la [figura 2](#), se esclarece que el esquema cinemático del reductor ortogonal es una representación y puede no corresponder al orden y configuración interna de este.

**Figura 2. Esquema cinemático del sistema de transmisión mecánica**



*Fuente: Propia.*

Con base en las velocidades plasmadas en la [tabla 4](#) se conoce que la relación de transmisión general del sistema es  $i_{general} = 372,71889$  y, además, se concluye que el valor de la relación de transmisión del último escalón es fijo y corresponde a  $i_C = 2,93975$ . Para la transmisión por correa se recomienda una relación de transmisión de  $i_A = 2 - 4^7$ , por ende, la relación de transmisión del reductor debe ser de  $i_B = 31,6964 - 63,3929$ .

Con la finalidad de poder realizar la selección del reductor, se debe conocer el par de torsión que va a haber a la salida de este. El par de torsión se muestra en la [tabla 5](#).

**Tabla 5. Pares de torsión de los árboles 1, 3 y 4**

Pares de torsión	
<b>T1</b>	81,1650 N*m
<b>T3</b>	10290,5635 N*m
<b>T4</b>	30251,7315 N*m

*Fuente: Propia.*

Luego de obtener el par de torsión y el rango de relación de transmisión del reductor se procede a la selección de este. Para este caso se va a seleccionar un reductor ortogonal de la marca italiana SITI de referencia BH<sup>8</sup>. Del catálogo se escoge el reductor BH 200 a 60Hz, para una velocidad de entrada de 1680 rpm y una relación de transmisión de 43,66, el cual soporta un torque máximo de

<sup>7</sup> (Ocampo Gil, 1979)

<sup>8</sup> (SITI SPA, 2020)



salida de 13020 N\*m. Para efectos prácticos se escoge el reductor con eje de entrada y eje de salida a ambos lados.

**Figura 3. Imagen de referencia del reductor SITI BH 200**



**Fuente:** (SITI SPA, 2020)

Después de seleccionar el reductor con una relación de transmisión  $i_B = 43,66$ , se obtiene que la relación de transmisión de las poleas va a ser  $i_A = 2,9039$ .

### 4.3. Diseño de los elementos del sistema de transmisión mecánica

#### 4.3.1. Transmisión por correa

Para los cálculos de transmisión por correa se deben tener en cuenta varios factores: se considera un factor de servicio normal para un transportador de cadena, con base en la velocidad y potencia del motor se escoge una correa en V tipo B y un diámetro mínimo de polea conductora de 5,2 in.

Para cumplir con la relación de transmisión y escogiendo un factor de deslizamiento  $K = 0,01$  se eligen, una polea conductora de diámetro  $D_1 = 6,4$  in y una polea conducida de diámetro  $D_2 = 18,4$  in. Con los cálculos mostrados en el capítulo 5 se determina que, según los parámetros y cálculos de Goodyear es necesario el uso de 3 correas, con el fin de poder transmitir la potencia del sistema.

Para la elección de manguitos se deben conocer los diámetros de ubicación de los ejes de las poleas, que en este caso son de 42 mm (eje del motor) y 55 mm (eje de entrada del reductor) en la polea conductora y la conducida respectivamente.

Con los resultados obtenidos se procede a la elección de las poleas, manguitos y correas de la transmisión. Se aclara que todos los elementos fueron escogidos del catálogo de SKF y las referencias de cada uno se muestran a continuación en la [tabla 6](#).

Todo el proceso de cálculo se muestra en el [capítulo 5](#).

**Tabla 6. Elementos de transmisión por correa**

Referencia de elementos para transmisión por correa	
Polea conductora	PHP 3-B64TB
Polea conducida	PHP 3-B184TB
Manguito de polea conductora	PHF TB2517X42MM
Manguito de polea conducida	PHF TB2517X55MM
Correas	PHG B97

*Fuente: Propia.*

#### 4.3.2. Transmisión por cadena

Para los cálculos de la transmisión por cadena se consideran varios factores. De la [tabla 4](#) se sabe que la potencia de salida va a ser igual a  $P_A = 8,7165$  HP se tiene un servicio normal, al igual que la transmisión por correa, y se conoce su relación de transmisión. Como dato adicional, la distancia entre centros de las dos estrellas debe ser de 1440 mm aproximadamente, este dato se logró obtener de una medida entre ejes brindada por él cliente.

Con el propósito de cumplir con la relación de transmisión se selecciona de catálogo una estrella conductora de 26 dientes y una conducida de 76 dientes, debido a que eran las más cercanas a los valores de relación de transmisión necesaria.

Con base en los parámetros descritos anteriormente y los cálculos necesarios se hace uso de estrellas de dos hileras, con una cadena de 44,45 mm de paso que sería de referencia ANSI 140-2, y con el objetivo de cumplir con la distancia entre centros cada cadena va a contar con un total de 118 eslabones.

Con los resultados obtenidos se procede con la elección de las estrellas y cadena de transmisión se especifica que todos los elementos fueron escogidos del catálogo de SKF y las referencias de cada uno se muestran a continuación en la [tabla 7](#).

**Tabla 7. Elementos de transmisión por cadena**

Referencia de elementos para transmisión por cadena	
Estrella conductora	PHS 28B-2B26
Estrella conducida	PHS 28B-2C76
Cadena	PHC 140-2X5MTR

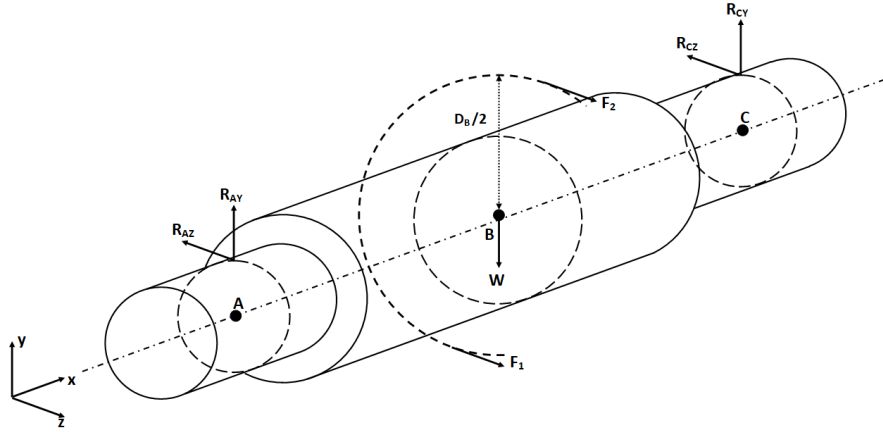
*Fuente: Propia.*

#### 4.3.3. Diseño de árbol de salida

Para el sistema de transmisión es necesario diseñar únicamente el árbol de salida, ya que los demás árboles, por defecto, vienen acoplados al motor y al reductor. El árbol de salida va a albergar la estrella conducida, una chumacera en un extremo con el propósito de sujeción y al otro lado un acople que permita la unión del sistema de transmisión a la máquina.

Con la finalidad de determinar los diámetros mínimos de cada escalón del árbol es preciso calcular las fuerzas que van a estar presentes en éste. En la [figura 4](#) es posible observar el diagrama de cuerpo libre del árbol mencionado.

**Figura 4. Diagrama de cuerpo libre del árbol**



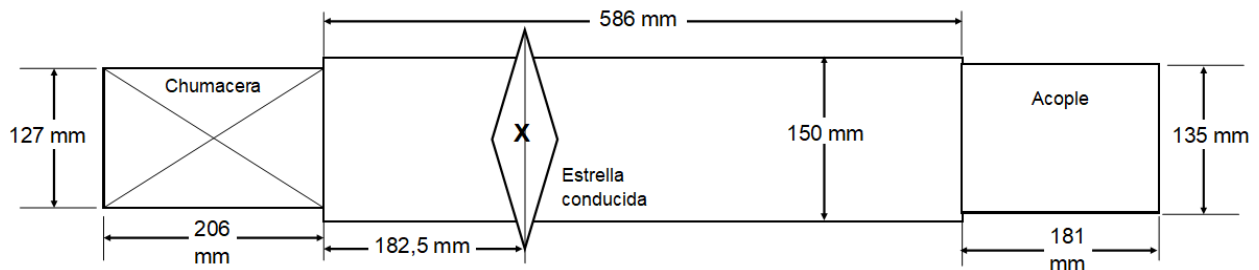
*Fuente: Propia.*

Analizando la [figura 4](#) es posible deducir que las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ , que corresponden a las fuerzas provocadas por la transmisión por cadena, provocan un par de torsión en el árbol entre los puntos B y C, que coinciden con los puntos de entrada y salida de potencia.

La fuerza W hace referencia al peso de la estrella conducida, la variable  $D_B/2$  corresponde al radio primitivo de la estrella conducida y las reacciones en los puntos A y C corresponden a las fuerzas ejercidas por la chumacera y el acople.

Con los cálculos de las fuerzas y reacciones que actúan sobre el árbol y la ayuda del programa Inventor, se deducen los diámetros mínimos que debería tener cada escalón. Con base en los resultados se establecen las medidas mostradas en la [figura 5](#) para el árbol del sistema.

**Figura 5. Medidas generales del árbol de transmisión de potencia**



*Fuente: Propia.*

#### 4.3.4. Selección de la chumacera

A la hora de elegir una chumacera, se deben tener varios factores en cuenta, que son: la carga que debe soportar, la velocidad a la que va a trabajar y el diámetro del eje en el que se va a ubicar.

Como en este caso en específico se va a trabajar con una velocidad menor a 10 rpm, la chumacera se escoge en función del diámetro y el factor de seguridad estático ( $s_0$ ), el cual se determina con la capacidad de carga estática básica ( $C_0$ ) que depende del rodamiento, y la carga de rodamiento estática equivalente ( $P_0$ ) que se relaciona con la carga que debe soportar el rodamiento en el árbol. Con el propósito de asegurar que el rodamiento va a trabajar eficientemente se busca que haya un factor de seguridad  $s_0 > 4$ , y al tener una carga equivalente aproximada de  $P_0 = 19$  kN, se necesita que la capacidad de carga del rodamiento sea  $C_0 > 76$  kN. En cuanto al diámetro del eje, se busca que tenga un rango de entre 125 – 130 mm, esto con el fin de que no haya mucha diferencia entre los diámetros de los escalones del eje y evitar el posible fallo de este.

A partir de los valores mencionados, se encuentra en la página de SKF una chumacera de rodamientos de bolas o rodillos que cumpla. Finalmente se selecciona la chumacera mostrada en la [tabla 8](#).

**Tabla 8. Referencia y parámetros de la chumacera**

Variables de la chumacera	
Referencia	P4BE 500-TRB-STH
$C_0$	1040 kN
Diámetro del eje	127 mm

*Fuente: Propia.*

#### 4.3.5. Selección del acople

Al escoger un acople, hay que tener en cuenta las siguientes variables: la primera es el par de torsión que va a soportar este, lo segundo son los diámetros que debe acoplar el elemento y, por último, la velocidad del eje.

En este caso, como se tiene una velocidad muy baja, no se generarán problemas de funcionamiento. En cuanto al par de torsión, este equivale aproximadamente a  $T = 13000$  N\*m, y los diámetros de los ejes que va a acoplar son de 38,1 mm y 135 mm.

Con estos parámetros se procede a la selección del acople, el cual se busca en el catálogo de SKF. Finalmente se escoge un acople de discos mostrado en la [tabla 9](#).

**Tabla 9. Referencia y parámetros del acople**

Variables del acople	
Referencia	PHE W6-20
Par nominal	17800 N*m
Diámetro de los ejes	10 - 152 mm

*Fuente: Propia.*

## Capítulo 5: Metodología para el diseño del sistema de secado de bandejas de huevo

### 5.1. Cálculos del sistema de secado

#### 5.1.1. Cálculo del requerimiento calorífico

El sistema de secado se va a dividir en dos elementos que son el quemador a gas y el ventilador centrífugo. Con el objetivo de calcular el requerimiento calorífico del sistema se debe partir de los siguientes datos iniciales: El principal es el peso del panal cuando ya está seco, que en promedio es de 65 g y, en segundo lugar, las humedades del panal en la etapa inicial y final del secado que son  $H_{in} = 70\%$  y  $H_{out} = 5\%$ , según Escobar & Espinoza<sup>2</sup>.

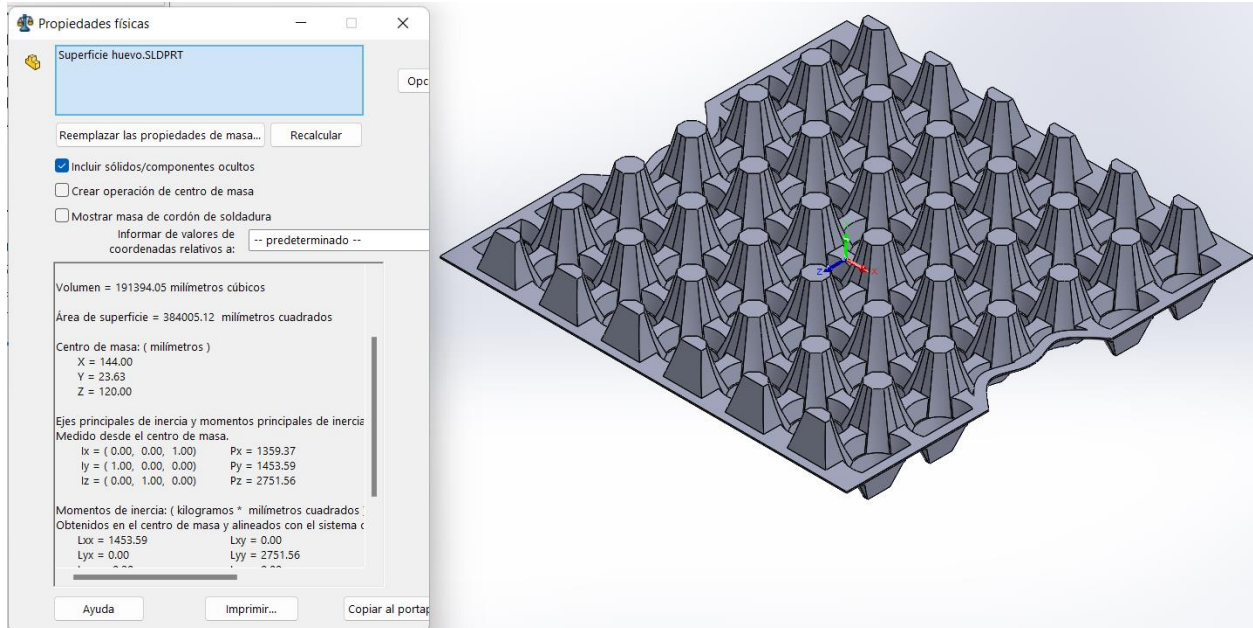
Con el fin de poder determinar la cantidad de agua a evaporar, se necesita saber el volumen del panal, el cual se obtuvo de un diseño elaborado con las medidas proporcionadas por la empresa Ecopulpack<sup>9</sup> para bandejas tipo AAA y modelado en el programa SolidWorks, del cual se obtuvo que el volumen es igual a  $V = 191394 \text{ mm}^3$ , que se puede observar en la [figura 6](#). Con base en este dato y haciendo uso de los porcentajes de humedad se obtuvo que la cantidad de agua a evaporar por panal es de 124,4 g. Además, de los cálculos del sistema de transmisión, se determinó que cada bandeja se tardaría 17 min y 43 s en recorrer la totalidad del horno. Por lo tanto, como hay 4 panales en cada bandeja es preciso evaporar 497,6 g en 1063 s.

Es necesario tener en cuenta las temperaturas de entrada y salida del aire y el agua en el horno. La temperatura inicial del aire y el agua corresponde a la temperatura mínima promedio de la ciudad de Manizales que es  $T_{aire,in} = T_{agua,in} = 13 \text{ °C}$ , para la temperatura de salida del aire se consideró la dada por Escobar & Espinoza<sup>2</sup>  $T_{aire,out} = 65 \text{ °C}$ . Por último, para la temperatura de salida del agua se consideró la temperatura de saturación a la presión atmosférica de Manizales por lo que  $T_{agua,out} = 100,32 \text{ °C}$ .

---

<sup>9</sup> (Ecopulpack, s.f.)

**Figura 6. Modelo del panel de huevo hecho en SolidWorks.**



*Fuente: Propia.*

Con todos los datos obtenidos anteriormente se procede a calcular el calor necesario para secar cuatro panales, es decir, el calor por bandeja obteniendo como resultado que  $Q_{bandeja} = 0,7056$  kW. Con base en esto y sabiendo que cada hora se deben secar los panales de 202 bandejas, el calor total requerido por hora es  $Q_{total} = 142,5$  kW/h.

### 5.1.2. Cálculos para el ventilador

Para los cálculos del ventilador se requiere de algunos valores obtenidos anteriormente, principalmente las temperaturas de entrada del aire y el agua, de los cuales se obtiene el promedio temperaturas necesario para determinar el  $C_p$  de cada uno y la entalpía del agua.

La lista de las variables iniciales se muestra a detalle en la [tabla 13](#) del capítulo 6.1.6.

El flujo de masa de agua por hora del proceso de secado, se determinar con la masa de agua a evaporar de las 202 bandejas en un tiempo de una hora, dando como resultado  $m_{agua} = 0,0279$  kg/s. Además, se considera que el ventilador va a tener una eficiencia del 80%.

Con el objetivo de determinar el flujo de masa de aire necesario en el proceso se hará uso de una de las ecuaciones del artículo de Orozco & Bedoya<sup>10</sup>, con base en la ecuación y los datos mencionados anteriormente se obtiene que el flujo de masa de aire necesario es de  $m_{aire} = 1,823$  kg/s.

<sup>10</sup> (Orozco Hincapié & Bedoya Loaiza, 2007)

Con este flujo de masa y el peso específico del aire se determina el caudal del ventilador para los demás cálculos. Además, con la finalidad de calcular la velocidad se debe saber que el área corresponde a la entrada del quemador que fue seleccionado, la cual es de  $A = 0,013 \text{ m}^2$ .

Con un  $SP = 0,5 \text{ in.c.a}$  (calculado con la presión atmosférica) y los valores calculados anteriormente se determina finalmente que  $VP = 35,9 \text{ in.c.a}$ ,  $TP = 36,4 \text{ in.c.a}$ ,  $WHP = 19,3 \text{ HP}$  y  $BHP = 36,4 \text{ HP}$ . Estos son los datos necesarios para la selección del ventilador.

## 5.2. Selección de los elementos necesarios para el sistema de secado

### 5.2.1. Selección del quemador a gas

Para la selección de un quemador a gas se debe saber la potencia calorífica necesitada, así como el tipo de quemador. Para este caso en particular se necesita un quemador que funcione a gas, para cumplir con uno de los requerimientos del cliente, además debe permitir el acople de un ventilador para el ingreso de aire y brindar una potencia calorífica mayor a 143 kW. El quemador escogido es Riello, que es una marca italiana muy conocida por la producción de este tipo de máquinas y que tiene una experiencia de aproximadamente 100 años en el sector.

El quemador es de su línea de quemadores de proceso a gas, de referencia BPR 300, cuya imagen de referencia se puede observar en la [figura 7](#), el cual permite un rango de potencia calorífica de entre 9 – 350 kW, dando una ventana amplia de trabajo por si se desea incrementar la producción.

**Figura 7. Imagen de referencia del quemador BRP de Riello**

High turndown ratio burners

**BPR**



*Fuente:* (Riello, 2021)<sup>11</sup>

---

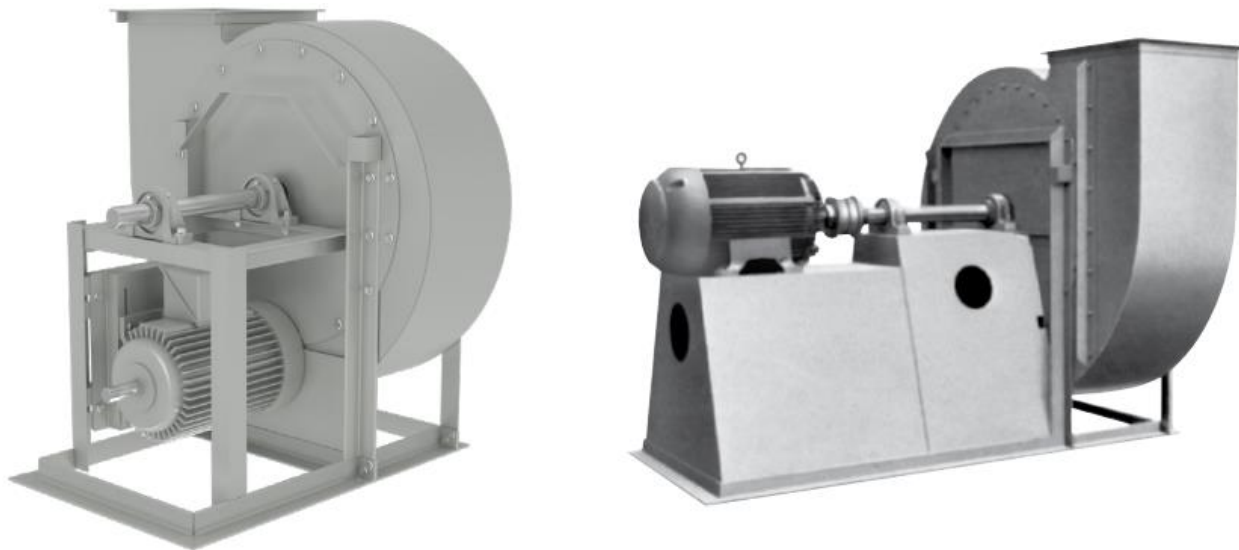
<sup>11</sup> (Riello, 2021)

### 5.2.2. Selección del ventilador centrífugo.

Para la selección de un ventilador centrífugo se debe conocer el tipo de fluido a manejar, la cabeza estática requerida, el caudal del ventilador en CFM y la potencia BPH requerida, todos estos datos fueron obtenidos el capítulo 4.1.2. Sabiendo lo anterior mencionado, se requiere un ventilador centrífugo que va a trabajar solo con aire y que trabaje a una cabeza estática mayor a 0,5 in.c.a, con un caudal mayor a 10107 CFM (caudal del ventilador calculado y multiplicado por 3) y una potencia *BHP* mayor a 24,13 HP.

El ventilador escogido es PennBarry, que es una importante marca estadounidense y que cuenta con una experiencia de aproximadamente 160 años en el sector de la ventilación. El ventilador es de su línea Industracon (IND), cuya imagen de referencia se puede observar en la [figura 8](#), de su área de ventilación centrífuga industrial, la elección es de tipo AH, que maneja solo aire, y el tamaño es el 19-61, con un caudal de 10638 CFM, una potencia *BHP* de 24,37 HP y finalmente una cabeza estática *SP* de 9 in.c.a.

**Figura 8. Imagen de referencia del ventilador IND de PennBarry**



#### **IndustraCon**

#### **Model: IND**

- Volumes up to 105,600 CFM.
- Available arrangements are 1, 4, 9, and 10.
- Inlet sizes up to 41" in diameter.
- Wheels up to 71 1/4".
- Static pressures up to 30" WG.

***Fuente:*** (PennBarry, 2018)<sup>12</sup>

---

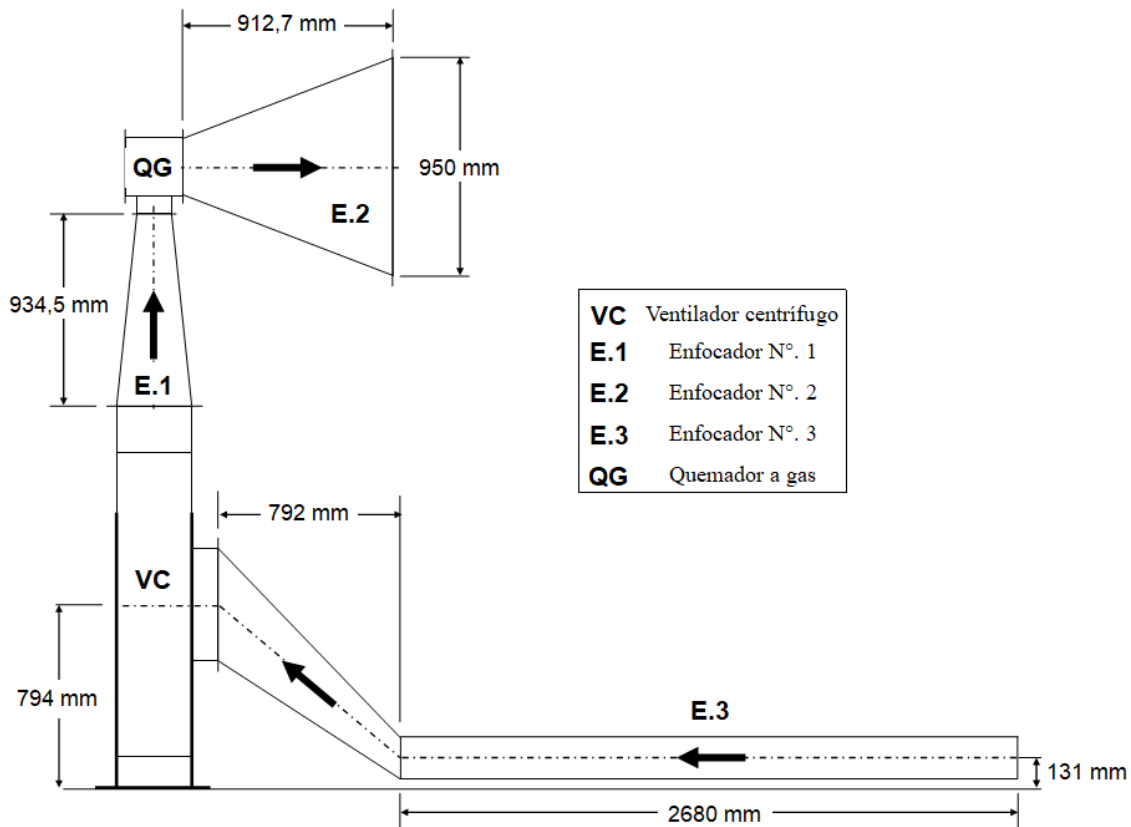
<sup>12</sup> (PennBarry, 2018)



### 5.3. Diseño del sistema de secado del horno

Para el diseño del sistema de secado completo se hace uso de medidas obtenidas por construcción de las distancias de la estructura, el quemador y el ventilador centrífugo. Con el fin de completar el diseño se deben realizar tres enfocadores de diferentes formas y tamaños, cuya función va a ser unir los elementos con la estructura, las medidas y ubicación propuestas se pueden observar en la [figura 9](#).

**Figura 9. Medidas para el montaje del sistema de secado**



*Fuente: Propia.*

## Capítulo 6: Información técnica del proceso de diseño para un futuro proceso de fabricación

### 6.1. Datos técnicos y cálculos de los elementos de la máquina

#### 6.1.1. Cálculo de los escalones del sistema de transmisión mecánica

En un inicio fue necesario calcular la velocidad de giro de salida del sistema, a partir de la velocidad de la máquina formadora y algunas medidas ya conocidas, como se observa en la ecuación 1:

$$(1) \quad n_B = \frac{V}{\pi \cdot \emptyset} = \frac{P_b \cdot n_A}{\pi \cdot \emptyset} = \frac{0,4064 \text{ m} \cdot 14 \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{\pi \cdot 0,38029 \text{ m}} = 4,7623 \text{ rpm}$$

- $n_B$ : Velocidad de salida.
- $V$ : Velocidad de bandeja.
- $P_b$ : Paso entre bandejas.
- $n_A$ : Velocidad de máquina formadora.
- $\emptyset$ : Diámetro primitivo de las estrellas de sistema.

Con el valor de velocidad de giro de salida  $n_B$  es posible explicar los siguientes cálculos, los cuales se basan en los datos suministrados en la [tabla 4](#), por lo cual la relación de transmisión general da el siguiente resultado:

$$(2) \quad i = \frac{n_M}{n_B} = \frac{1775}{4,7623} = 372,7189$$

Con la relación de transmisión general se obtiene que el número de escalones necesarios son:

$$(3) \quad 3^n < i < 4^n \rightarrow 3^5 < 372,7189 < 4^5 \rightarrow 243 < 372,7189 < 1024$$

$n$ : Número de escalones.

Con él número de escalones obtenido y conociendo que en dicho proyecto se va a hacer uso de un reductor ortogonal de tres escalones con el objetivo de reducir el proceso de diseño y cálculos, el sistema va a estar conformado por 3 escalones y 2 salidas de potencia. Este reductor va a ser usado como escalón intermedio, el primer escalón va a ser una transmisión por polea y el último escalón una transmisión por cadena, el esquema cinemático se puede observar en la [figura 2](#).

De acuerdo con Ocampo<sup>7</sup> ([Anexo 1](#)) y el catálogo de SITI<sup>8</sup> las eficiencias de cada escalón y de los rodamientos (se van a considerar 3 pares) son las siguientes.

$\eta_A = 95 \%$  (Eficiencia correa)

$\eta_B = 92\%$  (Eficiencia del reductor)

$\eta_C = 90\%$  (Eficiencia cadena)

$\eta_r = 99\%$  (Eficiencia de rodamientos)

Por lo que:

$$(4) \quad \eta_{MA} = \eta_A \cdot \eta_B \cdot \eta_r^2 = 0,95 \cdot 0,92 \cdot 0,99^2 = 85,66\%$$

$$(5) \quad \eta_{MB} = \eta_A \cdot \eta_B \cdot \eta_C \cdot \eta_r^3 = 0,95 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,99^3 = 76,32\%$$

A fin de calcular la potencia real se usa el factor de altitud ( $K_{alt}$ ) y el de temperatura ( $K_T$ ) dado por SIEMENS<sup>13</sup> ([Anexo 2](#)), obteniendo lo siguiente:

$$(6) \quad P_{M \text{ real}} = P_M \cdot K_a \cdot K_t = 20,115 \text{ hp} \cdot 0,94 \cdot 1,07 = 20,2317 \text{ hp} = 15,0868 \text{ kW}$$

El paso siguiente es determinar la relación de transmisión de cada escalón, de acuerdo a Ocampo<sup>7</sup> la relación de transmisión de correa trapezoidal es de 2 – 4 y la de cadena de 2 – 4 ([Anexo 3](#)).

Para este caso en particular la relación de transmisión  $i_c$  es fija, ya que depende de las velocidades de salida B y C. Por lo tanto, la relación de transmisión  $i_c$  es :

$$(7) \quad i_c = \frac{n_A}{n_B} = \frac{14}{4,7623} = 2,9398$$

Por lo tanto, la relación de transmisión  $i_b$ :

$$(8) \quad \frac{i}{i_{a,min} \cdot i_c} < i_b < \frac{i}{i_{a,max} \cdot i_c} \rightarrow 63,4 < i_b < 31,7$$

Con la finalidad de poder conocer la relación de transmisión  $i_a$  e  $i_b$  es necesario seleccionar primero el reductor, pero para esto se debe saber el par de torsión que debe soportar el reductor a la salida. Éste se calcula de la siguiente forma:

$$(9) \quad T_1 = \frac{P_{M \text{ real}}}{\frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n_M} = \frac{15086,8 \text{ W}}{\frac{2 \cdot \pi \text{ rad} \cdot \text{min}}{60 \text{ rev} \cdot \text{s}} \cdot 1775 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 81,165 \text{ Nm}$$

$$(10) \quad T_3 = T_1 \cdot \frac{i}{i_c} = 10290,56 \text{ Nm}$$

Con el rango de la relación de transmisión y el par de torsión de salida calculados, se escoge el reductor ortogonal BH 200 a 60 Hz para una velocidad de entrada de 1680 rpm, con una relación de transmisión  $i_b = 43,66$  y un torque máximo de salida de 13020 Nm. ([Anexo 4](#)).

De esta manera la relación de transmisión por polea sería:

$$(11) \quad i_a = \frac{i}{i_b \cdot i_c} = 2,9039$$

### 6.1.2. Cálculo de la transmisión por correa

En la [tabla 10](#) se muestra los datos de partida para los cálculos.

**Tabla 10. Datos iniciales para la transmisión por correa**

Datos conocidos		
Relación de transmisión ( $i_a$ )	2,9039	-
Potencia real (PM real)	20,2317 hp	15,0868 kW
Velocidad nominal (nM)	1775	rpm
Servicio	Normal	-

*Fuente: Propia.*

<sup>13</sup> (SIEMENS)

Con el objetivo de garantizar un desempeño y vida útil adecuada en los elementos de transmisión se calcula una potencia de diseño tomando como referencia la potencia real del motor ( $P_{real} = 20,23$  HP) y se multiplica por un factor de servicio de  $K_s = 1,3^{14}$  correspondiente a un transportador de cadena que presta un servicio normal ([Anexo 5](#)), quedando la potencia de diseño así:

$$(12) \quad P_{diseño} = P_{M,real} \cdot K_s = 20,2317 \text{ hp} \cdot 1,3 = 26,3012 \text{ hp}$$

Con base en la potencia de diseño, la velocidad del motor y la gráfica obtenida de la catedra de diseño de transmisiones mecánicas<sup>14</sup> ([Anexo 6](#)), se recomienda escoger una correa tipo BP-BX. De la gráfica del anexo 7 se obtiene que el diámetro mínimo recomendado para la polea conductora debe ser 5,2 in ([Anexo 7](#)), posteriormente se escoge una polea con un diámetro estandarizado de  $D_1 = 6,4$  in ([Anexo 8](#)), y con un coeficiente de deslizamiento de la correa de  $K = 0,01$ . Con este factor se calcula el diámetro de la polea conducida de la siguiente forma:

$$(13) \quad D_2 = i_a \cdot D_1 \cdot (1 - K) = 2,9039 \cdot 6,4 \text{ in} \cdot (1 - 0,01) = 18,39 \text{ in}$$

Finalmente se escoge una polea estándar con diámetro  $D_2 = 18,4$  in. Con una distancia entre centros de aproximadamente 28,8 in (Ec. 14). Se calcula que la longitud de la correa (Ec. 15) debe ser mayor a 96 in, por ende, la correa escogida es la PHG B97 de la empresa SKF<sup>15</sup>, correa trapezoidal tipo B con una longitud de 98,8 in. Posteriormente, la distancia entre centros recalculada (Ec. 16) queda en  $C = 29,308$  in.

$$(14) \quad C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 + 10 \text{ in} = 28,8 \text{ in}$$

$$(15) \quad L = 2C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} = 96 \text{ in}$$

$$(16) \quad C = \frac{4L - 2\pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{(4L - 2\pi \cdot (D_1 + D_2))^2 - 32 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{16} = 29,308 \text{ in}$$

Los ángulos de contacto  $\theta_1$  y  $\theta_2$  se calculó así:

$$(17) \quad \theta_1 = 2 \cdot \cos^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot C} \right) = 156,4^\circ$$

$$(18) \quad \theta_2 = 360^\circ - \theta_1 = 203,6^\circ$$

Utilizando los parámetros de sección transversal para correa tipo B y el factor de clasificación de velocidad de Goodyear ([Anexo 9](#)) se calcula la potencia nominal de correa dando como resultado  $PNCC = 9,5643$  HP. Se hace una corrección utilizando el factor de corrección de longitud de  $KL = 0,939$  ([Anexo 10](#)) y el ángulo de contacto de  $K\theta = 1,02$  ([Anexo 11](#)). Con esta corrección se obtiene el número de correas necesarias para el sistema de transmisión, con base en los parámetros y cálculos de Goodyear, con un resultado final de 3 correas.

Por último, se escogieron los manguitos de cada una de las poleas, para la polea conductora se escoge un manguito que va a ir en el eje de salida del motor con una medida de 42 mm, su

<sup>14</sup> (Mesa, 2021)

<sup>15</sup> (SKF, 2016)

referencia es PHF TB2517X42MM y el manguito de la polea conducida ira en el eje de entrada del reductor ortogonal cuyo diámetro es de 55 mm, la referencia escogida fue PHF TB2517X55MM.

### 6.1.3. Cálculo de la transmisión por cadena

Para los cálculos de transmisión por cadena, de la [tabla 4](#) se sabe que la potencia  $P_B = 8,7165$  hp, y la relación de transmisión es  $i_c = 2,9398$ .

Con el fin de realizar la selección del número de dientes de las estrellas, se tiene en cuenta que como la estrella conductora cuenta con una velocidad baja, el número mínimo de dientes debe de ser de 12 ([Anexo 12](#)), basado en esto y las estrellas disponibles en catálogo se escoge la estrella conductora de 26 dientes y la conducida de 76. En la [tabla 11](#) se muestra los cálculos para la selección del paso y cantidad de hileras de la cadena.

Con el propósito de seleccionar la cadena con diferentes pasos ([Anexo 13](#)) y número de hileras, se considera para el cálculo del factor  $K$  ([Anexo 14](#)), que el sistema trabaja sin choque ( $K_I = 1$ ), cuenta con una lubricación continua ( $K_2 = 1$ ) y trabaja tres jornadas diarias ( $K_3 = 1,45$ ) obteniendo un factor  $K = 1,45$ . Para obtener los valores de la presión específica permisible se decide incrementar en un 40% los datos obtenidos de la gráfica ([Anexo 15](#)), y la distancia entre centros corresponde a un valor fijo que es  $A=1440$  mm, el cual cumple con el rango recomendado ( $30p \leq A \leq 50p$ ).

Después de hacer el proceso de cálculo con las diferentes opciones, se selecciona la cadena ANSI 140-2 con un paso  $p = 44,45$  mm ( $1 \frac{3}{4}$  in) y 2 hileras, la cual cumple con la presión específica ([Anexo 15](#)), el coeficiente de seguridad ([Anexo 16](#)), y el número de golpes por segundo permisibles ([Anexo 17](#)), además es la opción con un valor aceptable de hileras y de paso.

Con los valores obtenidos anteriormente se procede a escoger la estrella conductora y conducida eligiendo PHS 28B-2B26 y PHS 28B-2C76 respectivamente. Con el fin de calcular las fuerzas, se obtuvo que el peso lineal de la cadena del catálogo SKF<sup>15</sup> y es  $q = 15,14$  kg/m ([Anexo 18](#)), dato con el cual fue posible obtener posteriormente las fuerzas requeridas.

Se procede a calcular la distancia entre centros corregida con el factor de pandeo  $y = 0,02$ , mostrado a continuación.

$$(19) \quad A_p = \frac{L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} - L_p\right)^2 - \frac{2}{\pi^2}(Z_2 - Z_1)^2}}{4}$$

$$A_p = 32,5266 \text{ mm}$$

$$(20) \quad A = A_p \cdot p = 1445,8053 \text{ mm}$$

$$(21) \quad A_{\text{corregida}} = A(1 - (0,5 \cdot y)) = 1431,35 \text{ mm}$$

A continuación, la fuerza centrífuga y la de pandeo fueron calculadas de la siguiente manera:

$$(22) \quad F_c = \frac{q \cdot h \cdot v^2}{g} = 0,2245 \text{ kgf}$$

$$(23) \quad F_p = \frac{q \cdot h \cdot A^2}{8 \cdot y} = 268,1736 \text{ kgf}$$

Finalmente, las fuerzas del lado tenso, lado flojo y la fuerza sobre el árbol fueron las siguientes:

$$(24) \quad F_1 = F + F_p = 2725,2715 \text{ kgf}$$

$$(25) \quad F_2 = F_p + F_c = 268,3981 \text{ kgf}$$

$$(26) \quad F_E = F_1 + F_2 = 2993,6696 \text{ kgf}$$

**Tabla 11. Selección de paso e hileras de la cadena**

Variable	h	Ecuación/Tabla (ver anexos)	Paso de la cadena (p) [mm]			Unidades	Anexo
			38,1	44,45	50,8		
Velocidad periférica (V)	-	$V = Z1 \cdot n3 \cdot p$	231,1400	269,6633	308,1867	mm/s	Anexo 13
Fuerza periférica (F)	-	$F = P / V$	2866,6142	2457,0978	2149,9606	kgf	
Fuerza equivalente por hilera Feh	1	$F_{eh} = F/K4$	2866,6142	2457,0978	2149,9606	kgf	Anexo 14
	2		1686,2436	1445,3517	1264,6827	kgf	
	3		1146,6457	982,8391	859,9842	kgf	
	4		868,6710	744,5751	651,5032	kgf	
Área nominal de trabajo (Ar)	-		390	468	639	mm <sup>2</sup>	Anexo 15
Factor K	-	$K = K1 \cdot K2 \cdot K3$	1,45			-	Anexo 14
Presión específica	1	$\bar{p} = K \frac{F_{eh}}{A_r}$	10,6579	7,6128	4,8786	kgf/mm <sup>2</sup>	
	2		6,2694	4,4781	2,8698	kgf/mm <sup>2</sup>	
	3		4,2632	3,0451	1,9515	kgf/mm <sup>2</sup>	
	4		3,2297	2,3069	1,4784	kgf/mm <sup>2</sup>	
Presión específica permisible	-	Tabla 3.8[1] (aumentando 40%)	4,90			kgf/mm <sup>2</sup>	Anexo 16
Carga media de rotura (Q)	-		15420	20870	26310	kgf	Anexo 15
Coeficiente de seguridad (N)	1	$N = \frac{Q}{K_1 \cdot F_{eh}}$	5,3792	8,4938	12,2374	-	
	2		9,1446	14,4394	20,8036	-	
	3		13,4479	21,2344	30,5936	-	
	4		17,7513	28,0294	40,3835	-	
Coeficiente de seguridad permisible [N]	-		20			-	Anexo 17
Distancia entre centros (A)	-	Es fija en este caso	1440			mm	

Número de eslabones (Lp)	$L_p = 2 \frac{A}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2(A/p)}$	117,7466			118	
Número de golpes por segundo (U)	-	0,2061			1/s	
Número de golpes permisible (U)	-	Tabla 3.9[1]	20	15	15	1/s
[1] $30p < A < 50p$			Sirve 3 hileras	Sirve 2 hileras	Sirve 1 hileras	-
			Se escogió cadena de 2 hileras con un paso = 44,45 mm			
Cadena ANSI 140-2						

Anexo 18

Fuente: Propia.

#### 6.1.4. Diseño del árbol de salida

En la [figura 4](#) se observan las fuerzas que actúan sobre el árbol de salida, las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  fueron calculadas anteriormente (Ec. 24 y 25), la fuerza W corresponde al peso de la estrella conducida que es de  $323,56 \text{ kg}^{15}$  por ende W es:

$$(27) \quad W = m \cdot g = 3174,1236 \text{ N}$$

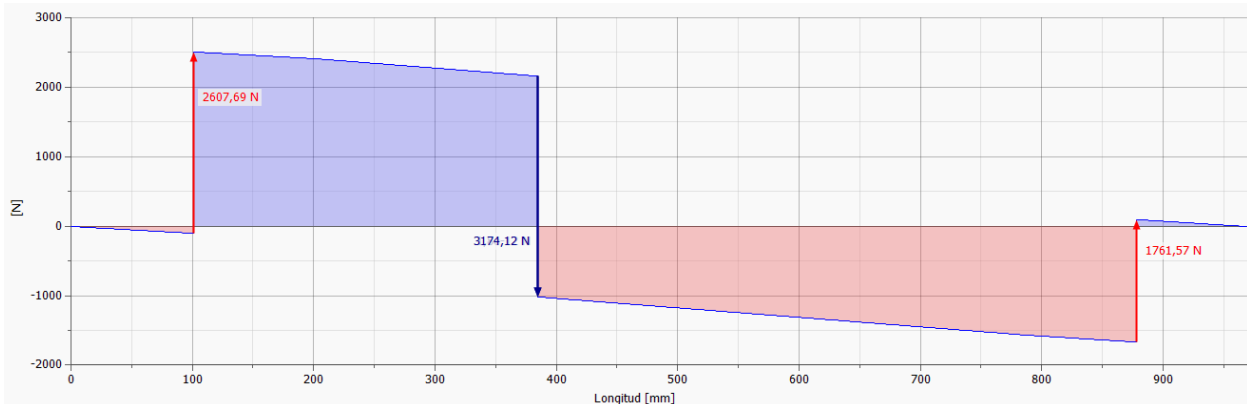
La última fuerza por encontrar sería el par de torsión que entra por el punto B y sale por C, este se calcula así:

$$(28) \quad T = (F_1 - F_2)[N] \cdot \frac{D_p}{2} = 12958,2939 \text{ Nm}$$

$$- D_p = 1,07562 \text{ m}^{15}$$

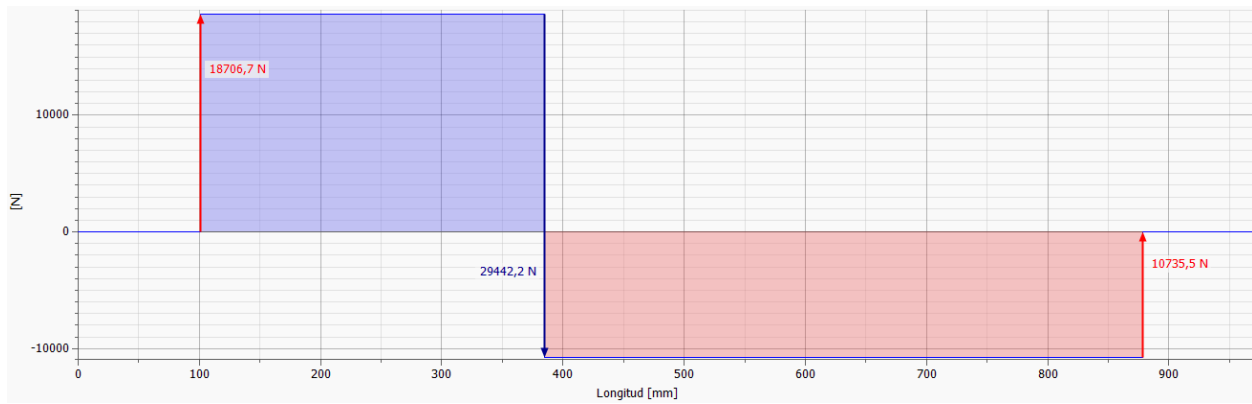
Con las fuerzas calculadas, se hace el análisis y cálculo del eje en el programa Inventor obteniendo las gráficas mostradas.

**Figura 10. Diagrama de fuerza cortante YZ**



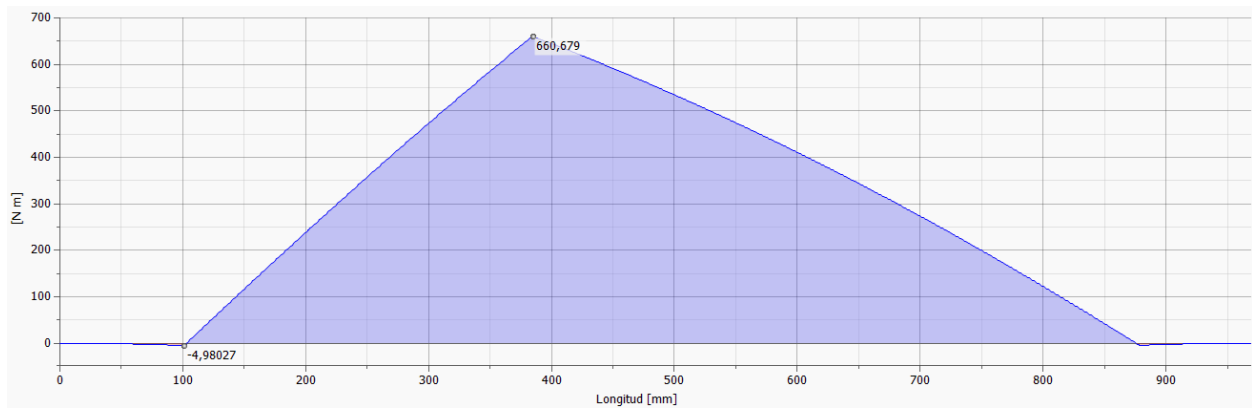
Fuente: Programa Inventor.

**Figura 11. Diagrama de fuerza cortante XZ**



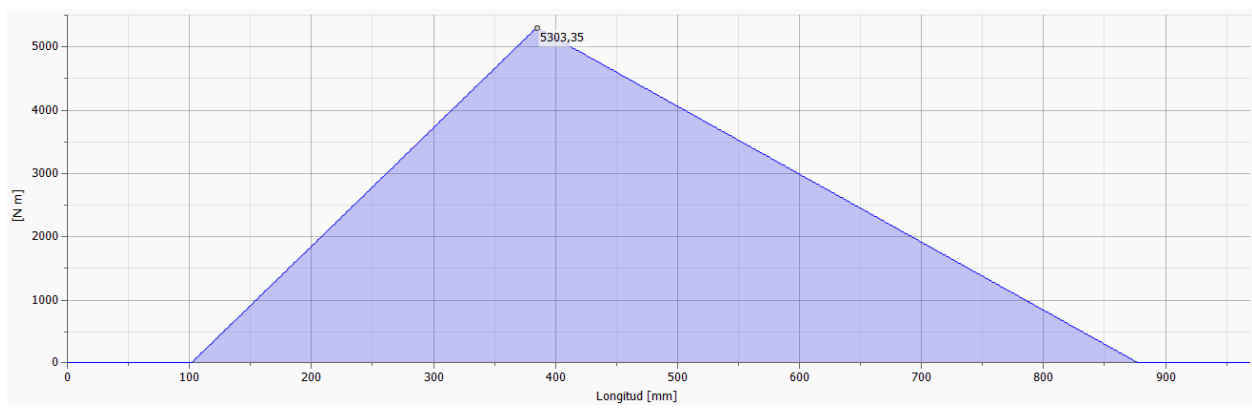
*Fuente: Programa Inventor.*

**Figura 12. Diagrama de momento flector YZ**



*Fuente: Programa Inventor.*

**Figura 13. Diagrama de momento flector XZ**



*Fuente: Programa Inventor.*



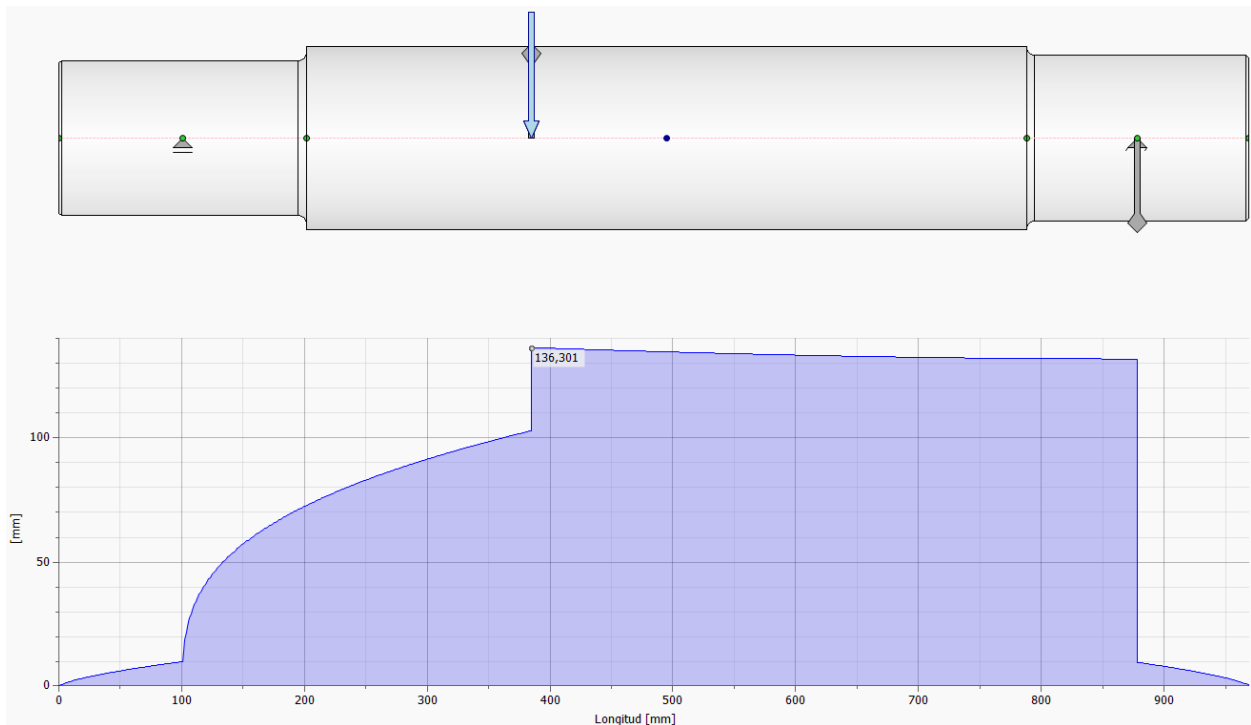
**Figura 14. Reacciones del eje**

Resultados		1. Soporte		2. Soporte	
L	969,000 mm	$F_z$	0,000 N	$F_z$	0,000 N
Masa	121,871 kg	$F_y$	2607,693 N	$F_y$	1761,573 N
$\sigma_B$	16,129 MPa	$F_x$	18706,702 N	$F_x$	10735,526 N
$\tau_S$	1,490 MPa	$Y_y$	0,000 $\mu\text{m/N}$	$Y_y$	0,000 $\mu\text{m/N}$
$\tau$	26,824 MPa	$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$	$f_y$	-0,000 $\mu\text{m}$
$\sigma_T$	0,000 MPa	$f_x$	-0,000 $\mu\text{m}$	$f_x$	0,002 $\mu\text{m}$
$\sigma_{red}$	46,656 MPa				
$f_{m\acute{a}x}$	56,254 $\mu\text{m}$				
$\phi$	0,10 gr				

*Fuente: Programa Inventor.*

Finalmente, los diámetros mínimos del eje serías los mostrados en la [figura 15](#).

**Figura 15. Diámetros mínimos recomendados**



*Fuente: Programa Inventor.*

Obtenidos estos resultados y otras medidas de construcción, se diseñó el eje con las medidas mostradas en la [figura 5](#).

### 6.1.5. Cálculos para el quemador a gas

En la [tabla 12](#) se muestran los datos iniciales para los cálculos, teniendo en cuenta que dichos cálculos fueron explicados durante el capítulo 4.

**Tabla 12. Datos conocidos para los cálculos del quemador**

Datos conocidos			
Peso panal seco	65	g	
% humedad inicial	70%	-	
% humedad final	5%	-	
$V_{\text{PANAL}}$	191394,0500	mm <sup>3</sup>	
T aire,in	13	°C	T ambiente
T aire,out	65	°C	T secado
T agua,in	13	°C	T ambiente
T agua,out	100,3185	°C	T sat @ 102,7 kPa

*Fuente: Propia.*

Con los datos de humedad inicial y final, a continuación, se calcula el volumen de agua inicial y final a partir del volumen del panal.

$$(29) \quad \forall_{H_2O,in} = \forall_{\text{panal}} \cdot H_{in} = 133975,835 \text{ mm}^3$$

$$(30) \quad \forall_{H_2O,out} = \forall_{\text{panal}} \cdot H_{out} = 9569,7025 \text{ mm}^3$$

Considerando una densidad del agua de  $\rho = 0,001 \text{ g/mm}^3$  se obtiene la masa de agua a evaporar por panal (Ec. 33).

$$(31) \quad m_{H_2O,in} = \forall_{H_2O,in} \cdot \rho_{H_2O} = 133,9758 \text{ g}$$

$$(32) \quad m_{H_2O,out} = \forall_{H_2O,out} \cdot \rho_{H_2O} = 9,5697 \text{ g}$$

$$(33) \quad m_{H_2O,\text{panal}} = m_{H_2O,out} - m_{H_2O,in} = 124,4061 \text{ g}$$

Ya que el tiempo de secado por bandeja (de 4 panales) es de aproximadamente 1063 s, el flujo de masa del agua será:

$$(34) \quad \dot{m}_{H_2O,\text{bandeja}} = \frac{m_{H_2O,\text{panal}} \cdot 4}{t} = 0,4681 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

A fin de calcular el calor requerido por bandeja, se necesita el valor  $C_p$  del agua, que se encuentra a partir de la temperatura promedio del agua, y la presión atmosférica.

$$(35) \quad T_{H_2O,\text{prom}} = \frac{T_{H_2O,out} + T_{H_2O,in}}{2} = 56,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De las tablas de termodinámica del libro de Cengel & Boles<sup>16</sup> se obtiene que  $C_{p\text{agua}} = 4,1826 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ . Ahora, se procede a calcular el calor necesario para secar los paneles de una bandeja, de la siguiente forma:

<sup>16</sup> (Cengel & Boles, 2011)

$$(36) \quad \dot{Q}_{bandeja} = C_{\rho_{H_2O}} \cdot \dot{m}_{H_2O,bandeja} \cdot \Delta T_{H_2O} = 0,7058 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta el tiempo de secado y la distancia de recorrido del horno, se obtiene que cada hora se secan los panales de 202 bandejas, por lo que el calor total por hora que requiere el proceso de secado será:

$$(37) \quad \dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{bandeja} \cdot 202 = 142,57 \text{ kW/h}$$

Con base en este resultado fue posible seleccionar el quemador mostrado en la [figura 26](#).

### 6.1.6. Cálculos para el ventilador centrífugo

Con el fin de seleccionar el ventilador centrífugo para el sistema, se deben conocer y calcular algunos datos iniciales. Primero, se asume que el ventilador va a tener una eficiencia del 80%, además, se calcula el peso específico del aire con la presión atmosférica y la temperatura promedio del aire (Ec. 38).

$$(38) \quad \gamma_{aire} = \frac{P_{atm}}{R \cdot T_{aire,prom}} = 1,1464 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Otro dato por calcular es el flujo de masa de agua por hora, es decir, el flujo de masa de agua evaporada de las 202 bandejas, calculado a continuación:

$$(39) \quad \dot{m}_{H_2O,total} = \frac{\dot{m}_{H_2O,bandeja} \cdot 202}{3600} = 0,0279 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Otro dato a tener en cuenta es el *SP*, que se obtiene de la presión atmosférica de la siguiente forma. Se aclara que el peso específico del aire considerado es de 1,2 kg/m<sup>3</sup> para calcular el *SP* más crítico.

$$(40) \quad SP = P_{atm} \cdot \left( \frac{\gamma_{aire}}{\gamma_{H_2O}} \right) = 0,5 \text{ in. c. a}$$

Finalmente, el *C<sub>p</sub>* promedio y la entalpía a temperatura promedio del agua para el aire se obtienen de tablas y dan como resultado *C<sub>p</sub>aire* = *C<sub>p</sub>@312,15K* = 1,005729 kJ/kg·K y *h<sub>H2O</sub>* = *h<sub>fg@56,66°C</sub>* = 2365,7845 kJ/kg.

En la [tabla 13](#) se muestran los datos iniciales para los cálculos explicados anteriormente.

**Tabla 13. Datos iniciales para los cálculos del ventilador**

Datos conocidos				
Eficiencia	80%	-		
$\gamma_{Aire \text{ a } P_{atm}, 39^\circ C}$	1,1464	kg/m <sup>3</sup>		
Flujo de masa de agua	0,0279	kg/s		
SP	12,5673	mm.c.a	0,4948	in.c.a
$\Delta T$ agua	87,3185	K		
$\Delta T$ aire	52	K		
<i>C<sub>p</sub>aire</i> a 39°C	1,005729	kJ/kg*K	312,15	K
<i>C<sub>p</sub>agua</i> a 56,6593°C	4,1830	kJ/kg*K		
<i>h<sub>fg</sub> agua</i> a 56,6593°C	2365,7845	kJ/kg		

*Fuente: Propia.*

A continuación, se calcula el flujo de masa del aire necesario para el secado, la ecuación se obtuvo del artículo de Orozco & Bedoya<sup>10</sup>.

$$(41) \quad \dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot (Cp_{H2O} \cdot \Delta T_{H2O} + h_{H2O})}{\eta \cdot Cp_{aire} \cdot \Delta T_{aire}} = 1,8227 \frac{kg}{s}$$

A partir del flujo de masa de aire se calcula el caudal del ventilador (Ec. 42) y la velocidad del aire con base en el área de salida del quemador (Ec. 43):

$$(42) \quad \dot{V}_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\gamma_{aire}} = 95,396 \frac{m^3}{min} = 3368,8774 \text{ cfm}$$

$$(43) \quad V_{aire} = \frac{\dot{V}_{aire}}{A_{in,Q}} = 122,3402 \frac{m}{s}$$

-  $A_{in,Q} = 0,013 \text{ m}^2$  ([Figura 26](#))

Con la velocidad del aire se calcula la cabeza dinámica (Ec. 44) y posteriormente la cabeza total (Ec. 45).

$$(44) \quad VP = \left( \frac{V_{aire}}{4,05} \right)^2 = 912,4903 \text{ mm. c. a} = 32,9248 \text{ in. c. a}$$

$$(45) \quad TP = SP + VP = 36,4196 \text{ in. c. a}$$

Finalmente, la potencia disponible del fluido (Ec. 46) y la potencia al freno (Ec. 47) son:

$$(46) \quad WHP = \frac{\dot{V}_{aire} \cdot TP}{6356} = 19,3035 \text{ hp}$$

$$(47) \quad BHP = \frac{WHP}{\eta} = 24,1294 \text{ hp}$$

El caudal para escoger el ventilador se multiplica por un factor de tres para asegurar el buen funcionamiento del proceso.

$$(48) \quad CFM = \dot{V}_{aire} \cdot 3 = 10106,6322 \text{ cfm}$$

Con base en este resultado fue posible seleccionar el ventilador mostrado en la [figura 27](#).

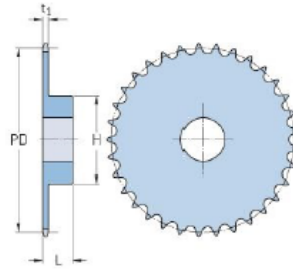
**Nota:** Para ver todos los cálculos realizados en el capítulo 5, acceda al documento mostrado en el [anexo 19](#).

### 6.1.7. Datos técnicos de los elementos seleccionados

La figura 16 muestra la referencia y medidas generales de la estrella usada para el movimiento por cadena de las bandejas dentro de la estructura.

**Figura 16. Estrella PHS 16B-1B47**

## PHS 16B-1B47



Pitch P (mm)	25.4
Pitch P (in)	1
No. of teeth	47
Pitch diameter (mm)	380.29
Pitch diameter (in)	14.97
Min. bore (mm)	25
Min. bore (in)	0.98
Max. bore (mm)	80
Max. bore (in)	3.15
Hub H (mm)	125
Hub H (in)	4.92
Hub L (mm)	68
Hub L (in)	2.68
Weight (kg)	16.64
Weight (lbs)	36.68

***Fuente: (SKF, 2016)***

La figura 17 muestra las especificaciones generales del reductor escogido para el sistema de transmisión de potencia.

**Figura 17. Datos técnicos del reductor ortogonal BH 200**

GEAR UNIT CAD CONFIGURATION		TECHNICAL DATA	
TYPE	BH	RATIO	43,66
SIZE	200	FREQUENCY [Hz]	60Hz
RATIO	43,66	INPUT SPEED [rpm]	1680
PAM	ND	OUTPUT SPEED [rpm]	38,5
OUTPUT SHAFT	MD	INPUT POWER [kW]	57,0
FIXING	STANDARD	OUTPUT TORQUE [Nm]	13020
VERSION	FEET	EFFICIENCY	0,92
MOUNTING POSITION	B3	SERVICE FACTOR	1
ACCESSORIES		OPTIONAL	
MOUNTED ELECTRIC MOTOR	NO	SENSE OF ROTATION	STANDARD
BACKSTOP DEVICE	NO -	TAPER ROLLER BEARING (OUTPUT SHAFT)	YES
TORQUE ARM	NO	ATEX	NO
TAPER LOCK DEVICES (ONLY CC-A OR CC-B)	NO	LUBRICANT	SUPPLIED WITHOUT LUBRICANT

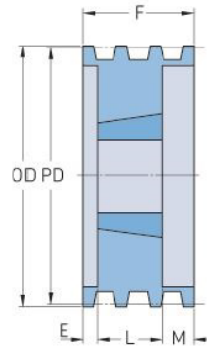
SENSE OF ROTATION		BACKSTOP DEVICE (UPON REQUEST)			
STANDARD	INVERSE	NO			
REMARK: FOR THE VERSION CC-B AND MS-B, THE OUTPUT SENSE OF ROTATION IS OPPOSITE TO THE STANDARD		CW OR ACW SENSE PERMITTED			
MOUNTING POSITION					
B3	B6	B7	B8	V5	V6
AVAILABLE ACCESSORIES (UPON REQUEST)					

*Fuente: (SITI SPA, 2020)*

La figura 18 muestra la referencia y medidas generales de la polea conductora usada en el sistema de transmisión de potencia y que se ubica a la salida del motor.

**Figura 18. Polea PHP 3-B64TB**

PHP 3-B64TB

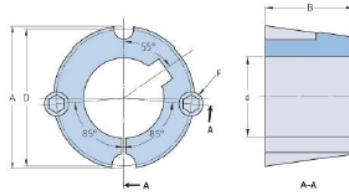


Pitch diameter (mm)	162.56
Pitch diameter (in)	6.4
Outside diameter (mm)	171.45
Outside diameter (in)	6.75
Pulley type	A-1
Bushing no.	2517[1]
Min. bore (mm)	19.05
Min. bore (in)	0.75
Max. bore (mm)	63.5
Max. bore (in)	2.5
F (in)	2(1/2)
E (in)	(3/4)
L (in)	1(3/4)
M (in)	-
Weight (lbs)	12

**Fuente:** (SKF, 2016)

La figura 19 muestra la referencia y medidas generales del buje de la polea conductora usada en el sistema de transmisión de potencia.

**Figura 19. Buje PHF TB2517X42MM**  
**PHF TB2517X42MM**



Bushing no.	TB2517
d = Bore diameter (mm)	42
Bore diameter (in)	1.65
Keyway width (mm)	12
Keyway width (in)	0.47
Keyway depth (mm)	3.3
Keyway depth (in)	0.13
A (mm)	85.7
A (in)	3.37
B (mm)	44.5
B (in)	1.75
D (mm)	82.6
D (in)	3.25
E (mm)	-
E (in)	-
F (mm)	-
F (in)	-
Weight (kg)	1.18
Weight (lbs)	2.6

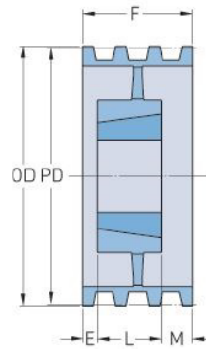
**Fuente: (SKF, 2016)**



La figura 20 muestra la referencia y medidas generales de la polea conductora usada en el sistema de transmisión de potencia y que se ubica a la entrada del reductor.

**Figura 20. Polea PHP 3-B184TB**

## PHP 3-B184TB

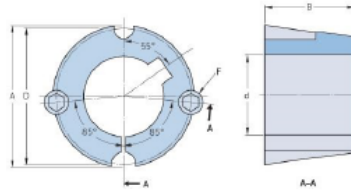


Pitch diameter (mm)	467.36
Pitch diameter (in)	18.4
Outside diameter (mm)	476.25
Outside diameter (in)	18.75
Pulley type	A-3
Bushing no.	2517{1}
Min. bore (mm)	19.05
Min. bore (in)	0.75
Max. bore (mm)	63.5
Max. bore (in)	2.5
F (in)	2{1/2}
E (in)	-
L (in)	1{3/4}
M (in)	{3/4}
Weight (lbs)	44

***Fuente: (SKF, 2016)***

La figura 21 muestra la referencia y medidas generales del buje de la polea conducida usada en el sistema de transmisión de potencia.

**Figura 21. Buje PHF TB2517X55MM**  
**PHF TB2517X55MM**



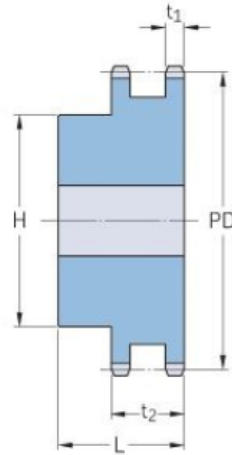
Bushing no.	TB2517
d = Bore diameter (mm)	55
Bore diameter (in)	2.17
Keyway width (mm)	16
Keyway width (in)	0.63
Keyway depth (mm)	4.3
Keyway depth (in)	0.17
A (mm)	85.7
A (in)	3.37
B (mm)	44.5
B (in)	1.75
D (mm)	82.6
D (in)	3.25
E (mm)	-
E (in)	-
F (mm)	-
F (in)	-
Weight (kg)	0.87
Weight (lbs)	1.92

*Fuente: (SKF, 2016)*

La figura 22 muestra la referencia y medidas generales de la estrella conductora usada a la salida del reductor del sistema de transmisión de potencia.

**Figura 22. Estrella PHS 28B-2B26**

## PHS 28B-2B26



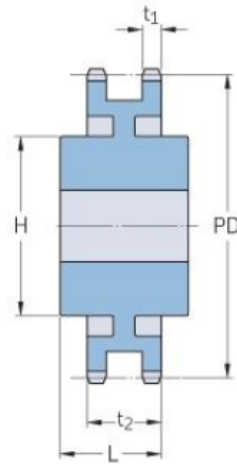
Pitch P (mm)	44.45
Pitch P (in)	1.75
No. of teeth	26
Pitch diameter (mm)	368.77
Pitch diameter (in)	14.52
Min. bore (mm)	30
Min. bore (in)	1.18
Max. bore (mm)	133
Max. bore (in)	5.24
Hub H (mm)	180
Hub H (in)	7.09
Hub L (mm)	120
Hub L (in)	4.72
Weight (kg)	64.06
Weight (lbs)	141.23

***Fuente: (SKF, 2016)***

La figura 23 muestra la referencia y medidas generales de la estrella conducida usada a la entrada del árbol de salida en el sistema de transmisión de potencia.

**Figura 23. Estrella PHS 28B-2C76**

## PHS 28B-2C76

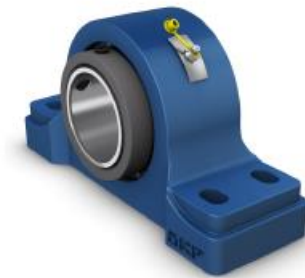


Pitch P (mm)	44.45
Pitch P (in)	1.75
No. of teeth	76
Pitch diameter (mm)	1075.62
Pitch diameter (in)	42.35
Min. bore (mm)	30
Min. bore (in)	1.18
Max. bore (mm)	162
Max. bore (in)	6.38
Hub H (mm)	200
Hub H (in)	7.87
Hub L (mm)	130
Hub L (in)	5.12
Weight (kg)	323.56
Weight (lbs)	713.33

***Fuente: (SKF, 2016)***

La figura 24 muestra la referencia y especificaciones generales de la chumacera que fue usada en el eje de salida del sistema de transmisión de potencia.

**Figura 24. Chumacera P4BE 500-TRB-STH**



### P4BE 500-TRB-STH

Pillow block roller bearing unit, four-bolt, type E dimensions, TRB insert with set screw locking

Pillow block roller bearing units consist of a tapered roller bearing mounted in a non-split type E dimensions housing that can be bolted to a support surface. This variant has a four-bolt base and set screw locking, holding the shaft firmly against the inner ring of the bearing. The units are sealed and lubricated and ready to use. This assortment of units covers a wide range of requirements, in inch dimensions.

- Ready to mount
- Robust
- Factory lubricated and sealed
- Quick mounting
- Long service life

#### Overview

##### Dimensions

Attachment bolt diameter	22.225 mm
Bearing width, total	184.15 mm
Centre distance between bolt holes	393.7 mm
Centre height (pillow block)	139.7 mm
Housing overall width	130.175 mm

##### Properties

Shaft diameter	127 mm
Bearing housing seal type	Heavy-duty seal
Bearing insert	Tapered roller bearing
Bearing position	Locating
Bore type	Cylindrical
Coating	Without
Flanged housing type	Pillow (plummer) block
Housing type	Pillow block
Lubricant	Grease
Material, bearing	Bearing steel
Material, housing	Cast iron
Number of bolt holes for fasteners	4
Relubrication hole	With
Relubrication nipple	With

##### Performance

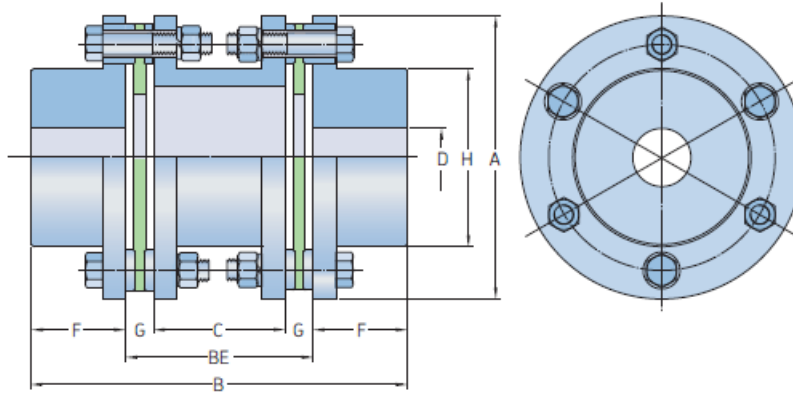
Basic dynamic load rating	618 kN
Basic static load rating	1 040 kN
Limiting speed	1 150 r/min

**Fuente:** (SKF, 2016)

La figura 25 muestra la referencia, especificaciones y medidas generales del acople que fue usado para la unión entre el eje de salida del sistema de transmisión de potencia y el eje encargado de dar movimiento a la cadena de transporte de las bandejas.

**Figura 25. Acople de disco W6-20D**

Disc couplings  
W6 – 6 Bolt double



Size	Rated torque Nm	Speed <sup>1)</sup> r/min	Bore diameter		Dimensions							Tightening torque Nm	Coupling weight without bore and min. DBSE kg
			D Min.	Max.	A	B	BE <sup>2)</sup> Min.	C <sup>3)</sup>	F	G	H		
00 D	569	26 000	8	51	119	168	60	39,4	54	10,3	74	22	6,0
01 D	922	23 000	8	55	137	198	72	50,0	63	11,0	81	41	9,1
02 D	1 710	19 000	8	67	161	238	90	66,0	74	12,0	97	72	16,9
03 D	3 340	17 000	8	72	180	269	109	81,0	80	14,0	104	160	21,6
04 D	6 210	15 000	8	85	212	308	118	84,0	95	17,0	124	220	35,1
05 D	6 080	11 600	8	111	276	377	153	118,0	112	17,5	161	220	65,1
10 D	8 240	11 600	10	111	276	377	153	115,0	112	19,0	161	220	66,1
15 D	10 700	10 300	10	133	308	440	172	134,0	134	19,0	193	440	107,8
20 D	17 800	9 200	10	152	346	497	191	146,0	153	22,5	218	570	156,8
25 D	26 400	8 500	16	165	375	553	223	167,0	165	28,0	240	1 100	211,8
30 D	33 400	7 800	16	178	410	610	254	192,0	178	31,0	258	1 500	274,8
35 D	39 900	7 200	25	187	445	646	270	208,0	188	31,0	272	1 700	333,0
40 D	46 300	6 800	25	205	470	686	274	206,0	206	34,0	297	1 700	400,0
45 D	59 800	6 200	45	231	511	749	287	216,0	231	35,5	334	1 700	525,0
50 D	74 700	5 700	50	254	556	800	292	218,0	254	37,0	364	3 000	676,0
55 D	92 600	5 400	50	263	587	839	311	236,0	364	37,5	382	3 500	803,0
60 D	107 000	5 000	50	275	629	895	343	268,0	276	37,5	399	3 700	654,0
65 D	128 000	4 800	50	289	654	934	356	281,0	289	37,5	419	4 000	1095,0

**Fuente:** (SKF, 2016)

La figura 26 muestra la referencia, especificaciones y medidas generales del quemador a gas que fue usado en el sistema de secado.

**Figura 26. Quemador Riello BPR 300**

High turndown ratio burners

**BPR**

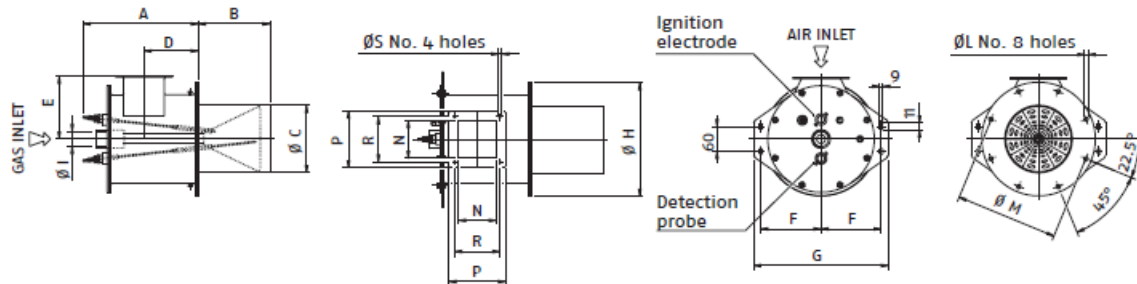
Range code 21DNEBLWRF

**TECHNICAL DATA**

Description	Power range kW	Fuel	Turndown ratio	Operation	Max air excess	Flame diameter mm	Flame length mm	Gas supply pressure mbar	Air supply pressure mbar
BPR 75	5-87	Natural gas/LPG	18:1	Modulating	50% at 87 kW	160	600	30	8
BPR 150	6-175	Natural gas/LPG	30:1	Modulating	50% at 175 kW	200	600	10	10
<b>BPR 300</b>	<b>9-350</b>	<b>Natural gas/LPG</b>	<b>40:1</b>	<b>Modulating</b>	<b>50% at 350 kW</b>	<b>250</b>	<b>600</b>	<b>40</b>	<b>10</b>
BPR 450	18-525	Natural gas/LPG	30:1	Modulating	50% at 325 kW	300	600	20	10
BPR 600	18-700	Natural gas/LPG	25:1	Modulating	50% at 700 kW	350	700	35	17
BPR 800	18-930	Natural gas/LPG	50:1	Modulating	50% at 930 kW	350	1000	35	17
BPR 1200	30-1450	Natural gas/LPG	30:1	Modulating	50% at 1450 kW	350	1200	35	17

The above data refer to maximum power conditions. The pressure values are approximate, the gas values refer to natural gas. Flame dimensions are referred to 30% air excess condition. Performance data and dimensions are guidelines only. Other versions are available on demand by means a special execution request.

**OVERALL DIMENSIONS**



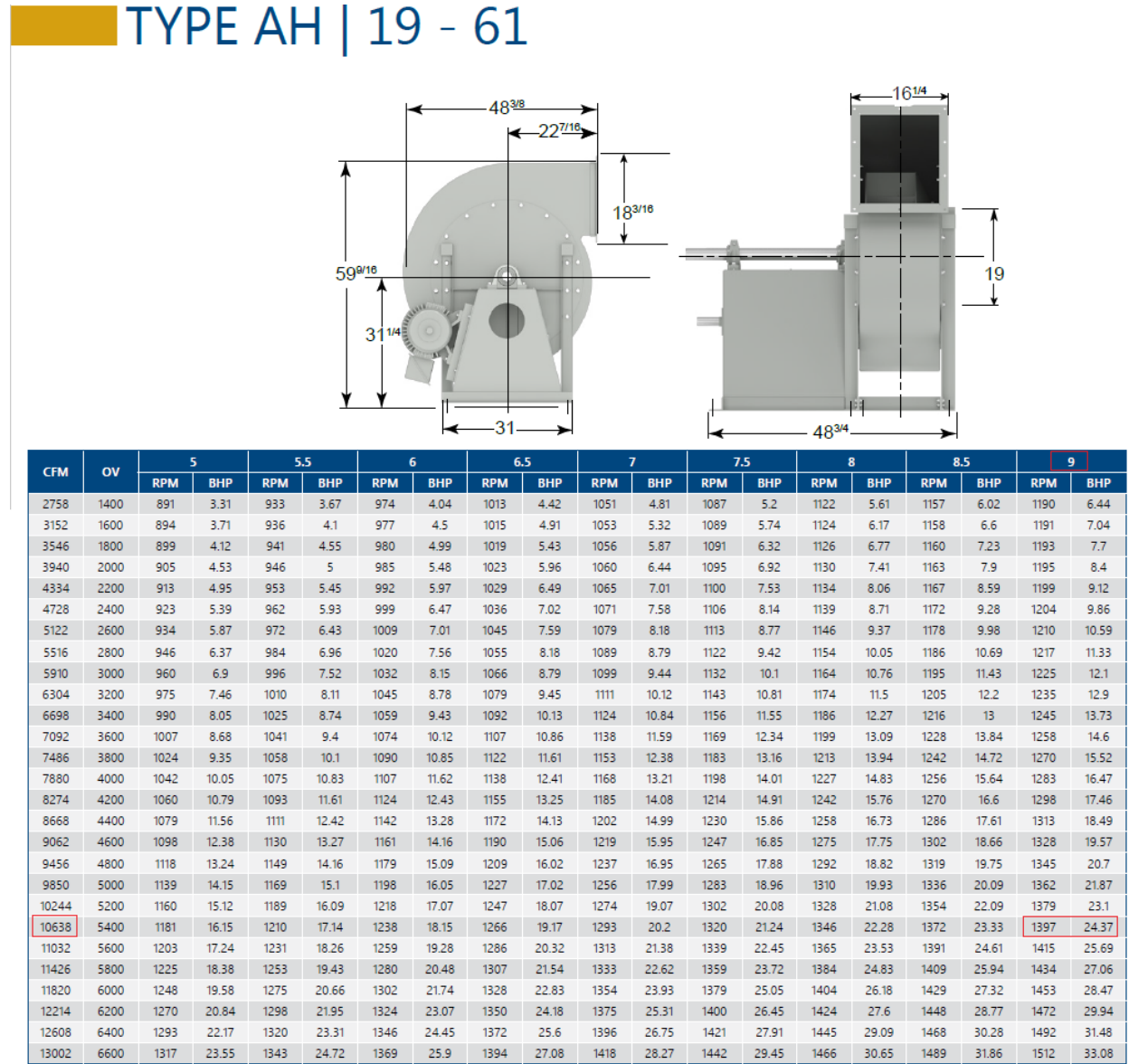
Description	A mm	B mm	ØC mm	D mm	E mm	F mm	G mm	ØH mm	ØI mm	ØL mm	ØM mm	N mm	P mm	R mm	ØS mm	Net weight kg
BPR 75	270	210	110	140	120	120	270	220	3/4"	9.5	195	66	105	85	7	22
BPR 150	270	205	145	145	150	140	310	250	1"	9.5	225	66	105	85	7	38
<b>BPR 300</b>	<b>320</b>	<b>205</b>	<b>190</b>	<b>150</b>	<b>180</b>	<b>170</b>	<b>380</b>	<b>320</b>	<b>1" 1/2</b>	<b>11.5</b>	<b>290</b>	<b>114</b>	<b>160</b>	<b>128</b>	<b>9</b>	<b>45</b>
BPR 450	370	215	220	200	220	195	430	370	1" 1/2	11.5	340	140	190	165	10	48
BPR 600	370	215	220	200	220	195	430	370	1" 1/2	11.5	340	140	190	165	10	48
BPR 800	370	215	220	200	220	195	430	370	1" 1/2	11.5	340	140	190	165	10	52
BPR 1200	392	215	220	200	220	195	430	370	1" 1/2	11.5	340	140	190	165	10	56

NOTE: the weight in the table refers to the combustion head only.

*Fuente: (Riello, 2021)*

La figura 27 muestra la referencia, especificaciones y medidas generales del ventilador centrifugo que fue usado en el sistema de secado.

**Figura 27. Ventilador centrifugo industrial IND AH 19-61**



*Fuente: (PennBarry, 2018)*

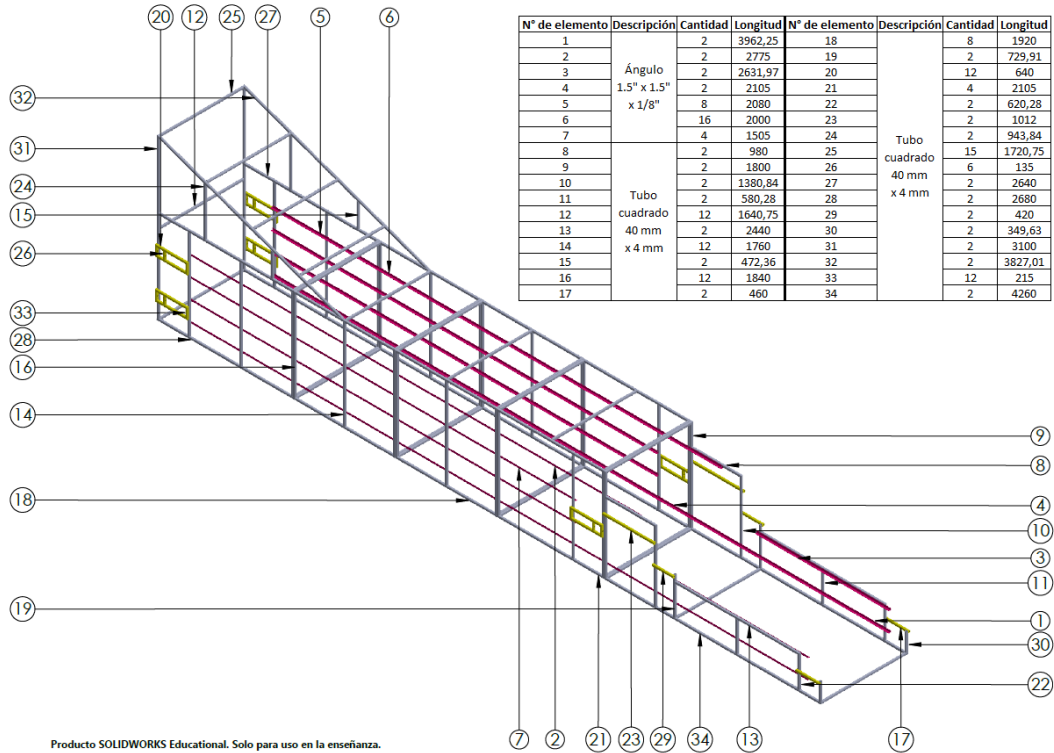


## 6.2. Planos del proyecto

### 6.2.1. Planos de la estructura

La figura 28 muestra el listado de perfiles usados en toda la estructura del horno.

**Figura 28. Listado de perfiles de la estructura**

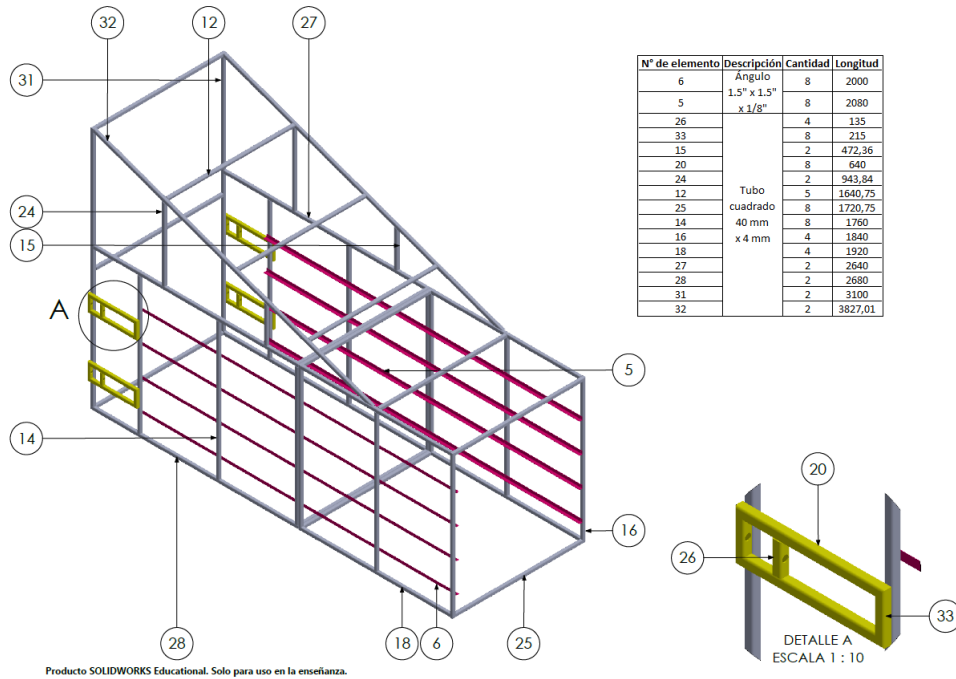


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 29 muestra el listado de perfiles usados en el primer módulo de la estructura del horno.

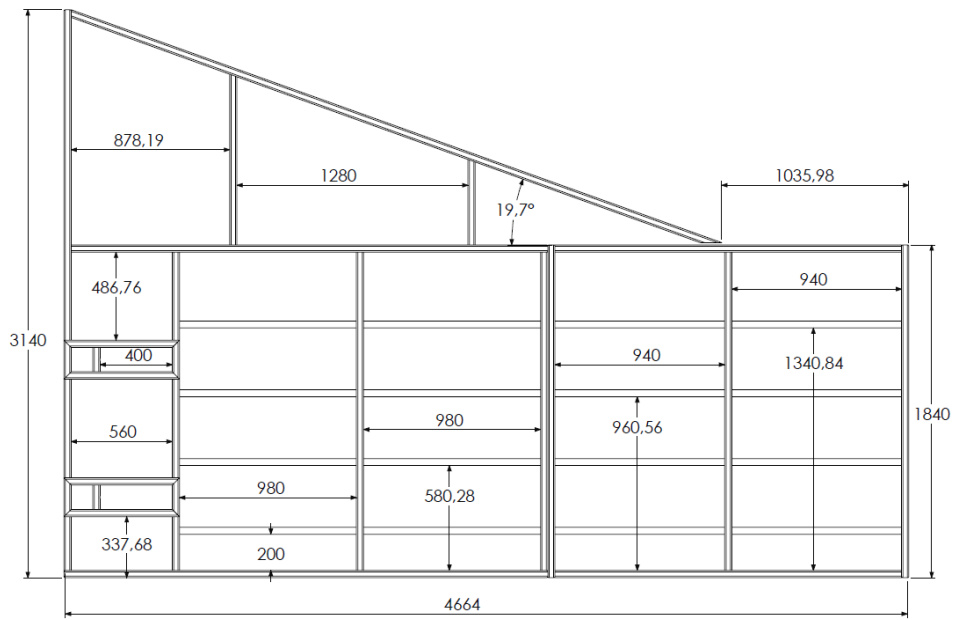
**Figura 29. Listado de perfiles del módulo 1**



*Fuente: Propia.*

La figura 30 muestra las medidas para ensamblaje del primer módulo de la estructura del horno.

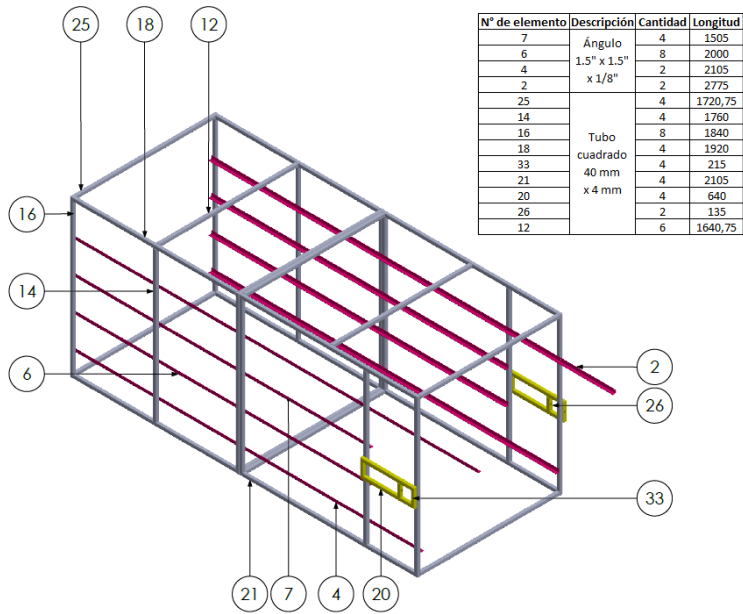
**Figura 30. Medidas para montaje del módulo 1**



*Fuente: Propia.*

La figura 31 muestra el listado de perfiles usados en el segundo módulo de la estructura del horno.

**Figura 31. Listado de perfiles del módulo 2**

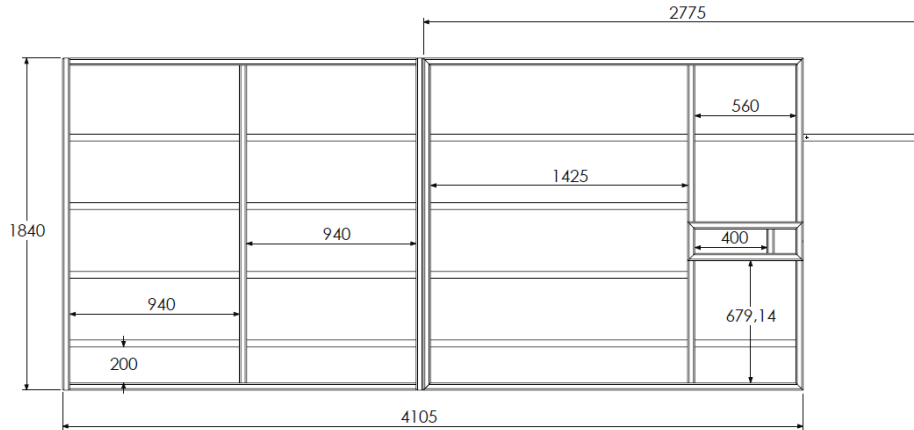


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 32 muestra las medidas para ensamblaje del segundo módulo de la estructura del horno.

**Figura 32. Medidas para montaje del módulo 2**

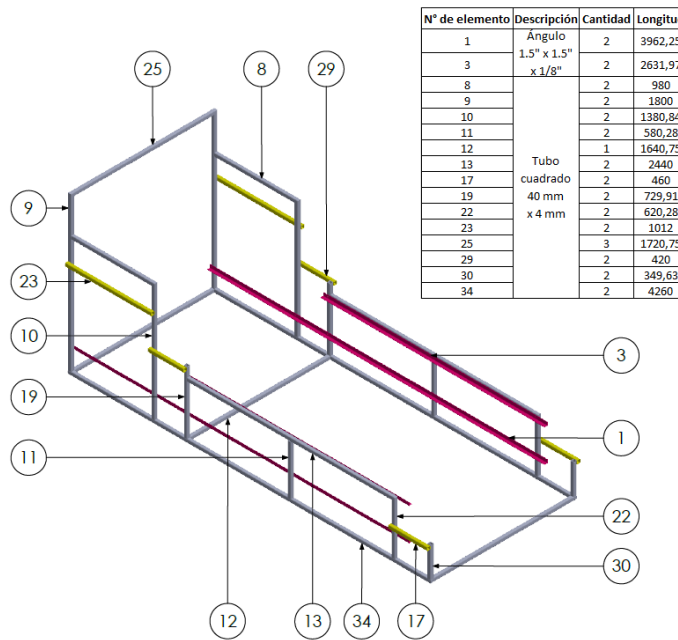


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 33 muestra el listado de perfiles usados en el tercer módulo de la estructura del horno.

**Figura 33. Listado de perfiles del módulo 3**

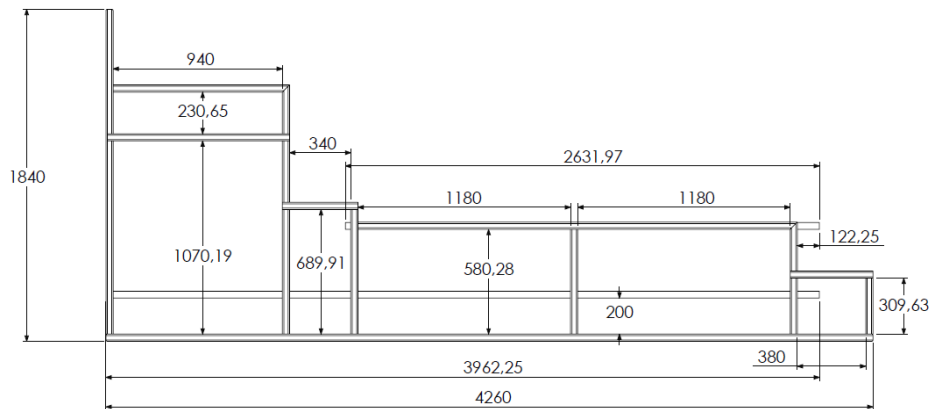


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 34 muestra las medidas para ensamblaje del tercer módulo de la estructura del horno.

**Figura 34. Medidas para montaje del módulo 3**

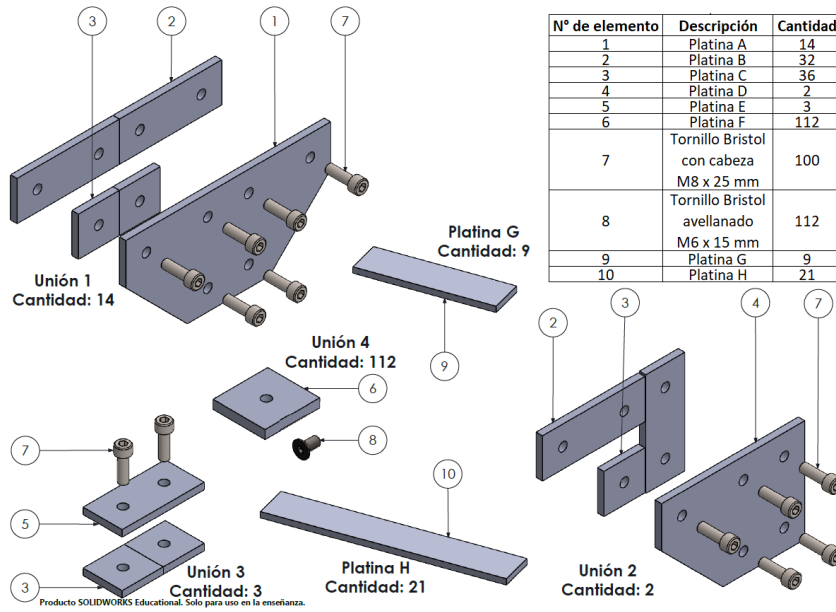


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 35 muestra el listado de piezas y forma de ensamblaje de las uniones de la estructura del horno.

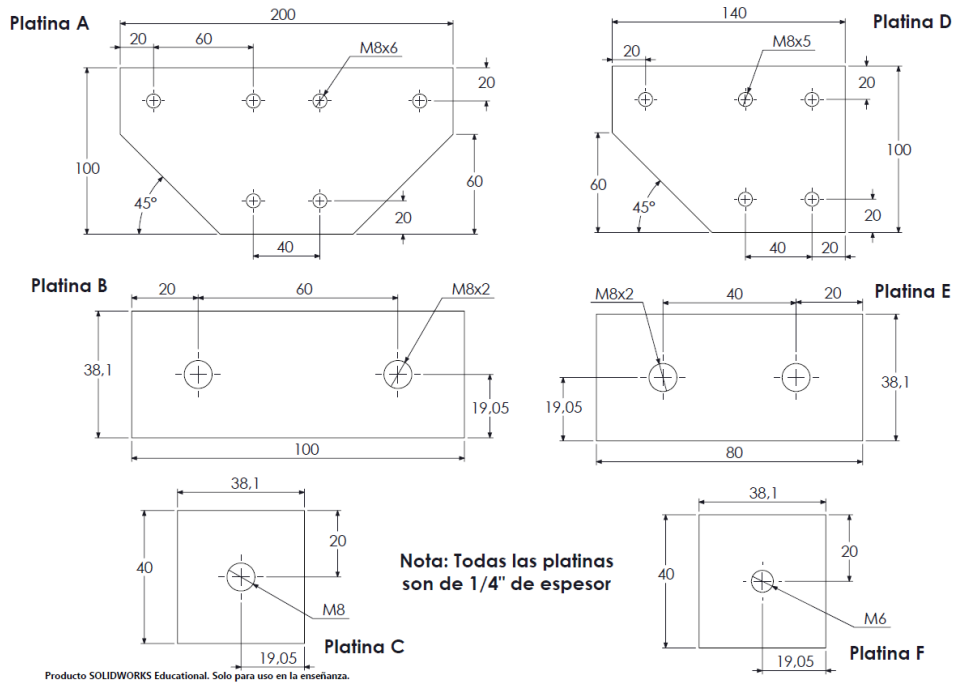
**Figura 35. Listado de uniones y platinas para los paneles de cerramiento de la estructura**



*Fuente: Propia.*

La figura 36 muestra las medidas de las platinas usadas en las uniones de la estructura del horno.

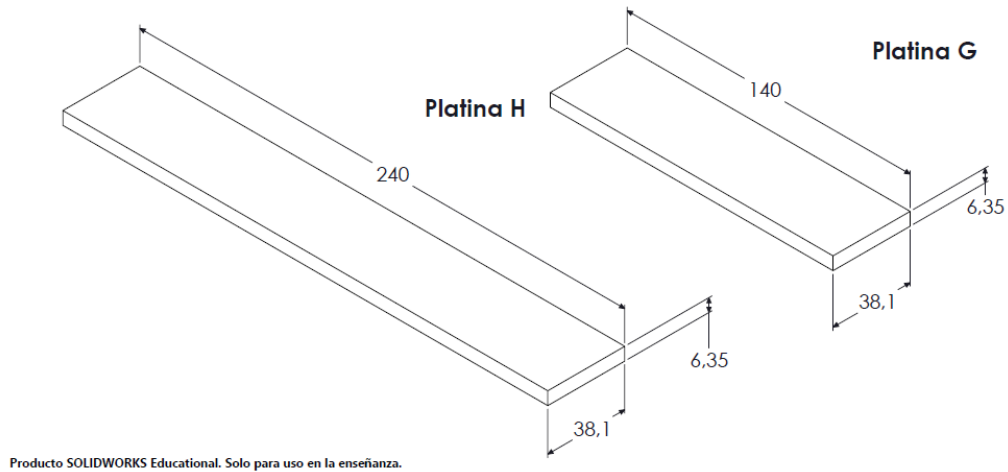
**Figura 36. Medidas de las platinas de las uniones**



*Fuente: Propia.*

La figura 37 muestra las medidas de las platinas usadas para sostener los paneles de cerramiento de la estructura del horno.

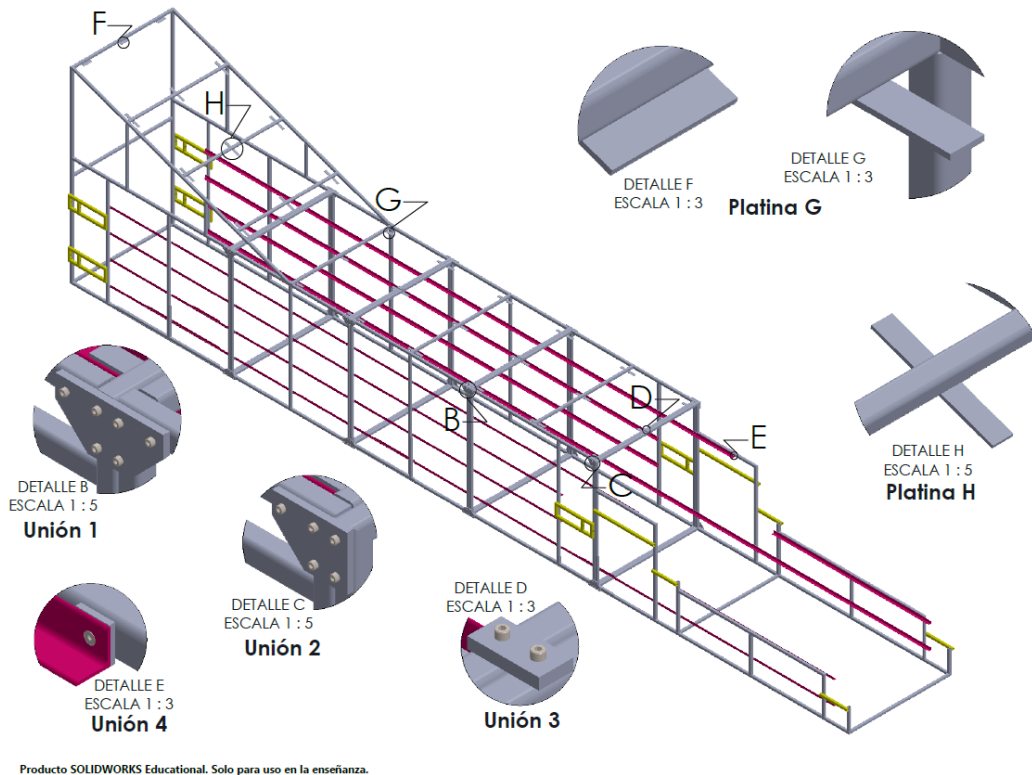
**Figura 37. Medidas de las platinas para los paneles de cerramiento**



*Fuente: Propia.*

La figura 38 muestra las ubicaciones de las platinas usadas en las uniones de la estructura del horno.

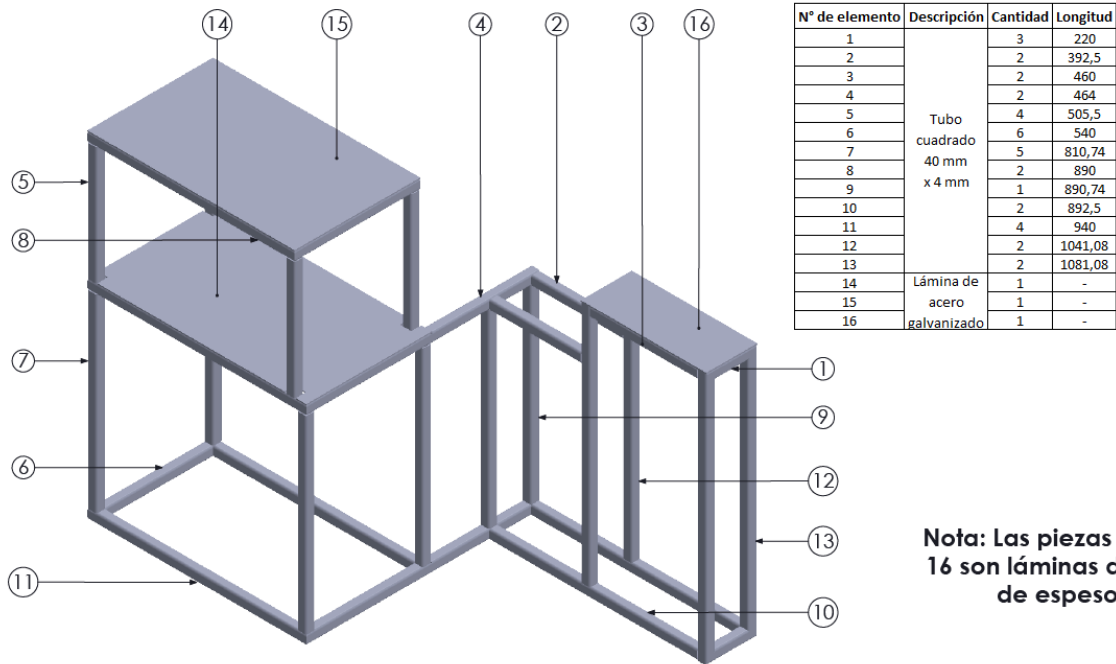
**Figura 38. Detalles de ubicación de las uniones y paneles de cerramiento de la estructura**



*Fuente: Propia.*

La figura 39 muestra el listado de perfiles usados en la base del sistema de transmisión mecánica.

**Figura 39. Listado de perfiles y piezas de la base del sistema de transmisión mecánica**

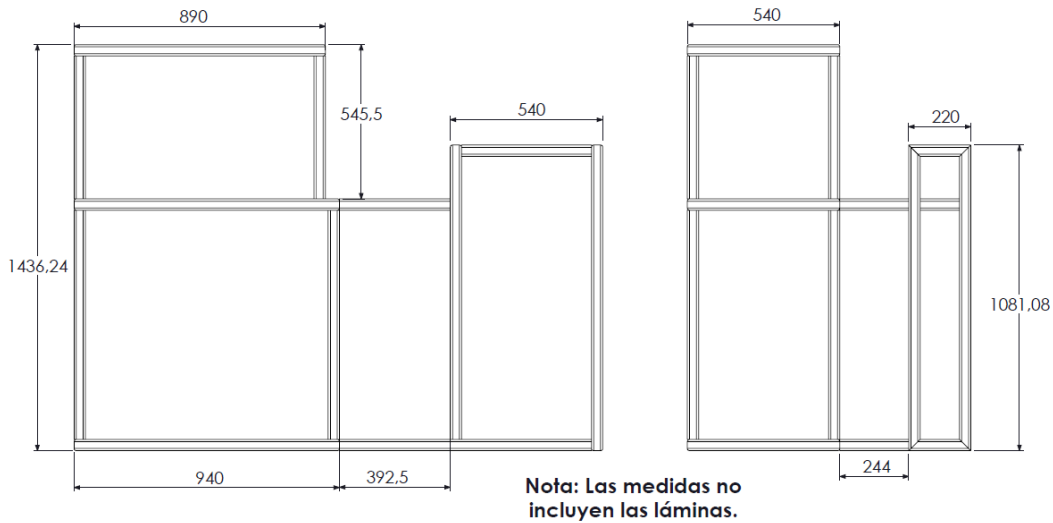


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 40 muestra las medidas para ensamblaje de la base del sistema de transmisión mecánica.

**Figura 40. Medidas para el montaje de la base del sistema de transmisión mecánica**

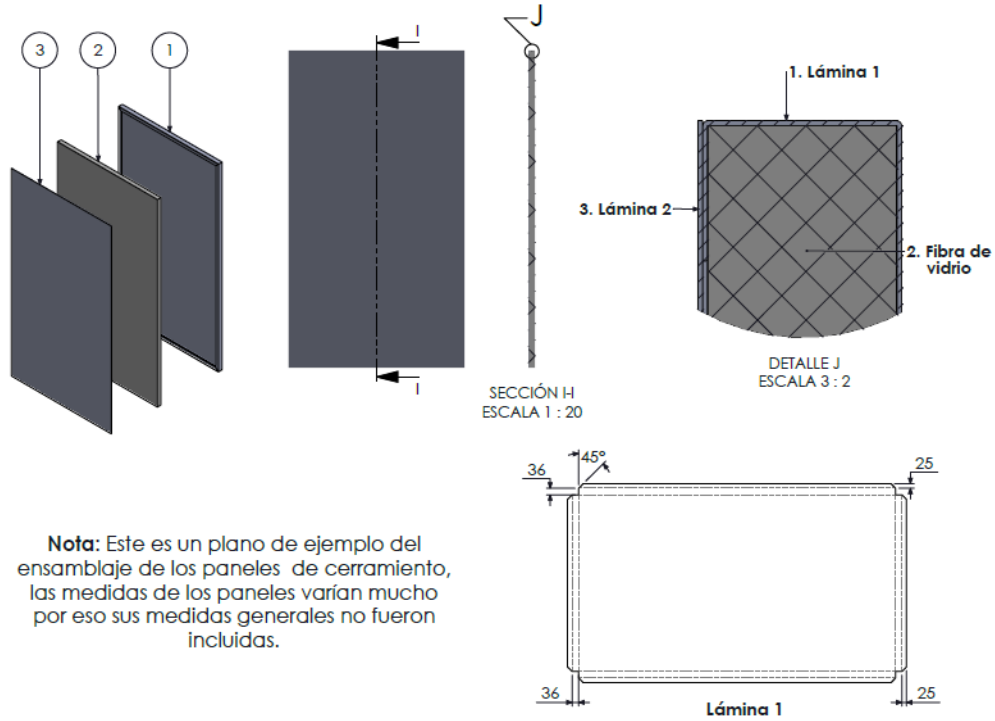


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 41 muestra un plano general de las piezas y forma de ensamble de los paneles de cerramiento de la estructura del horno.

**Figura 41. Ensamblaje de los paneles de cerramiento**



**Nota:** Este es un plano de ejemplo del ensamble de los paneles de cerramiento, las medidas de los paneles varían mucho por eso sus medidas generales no fueron incluidas.

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

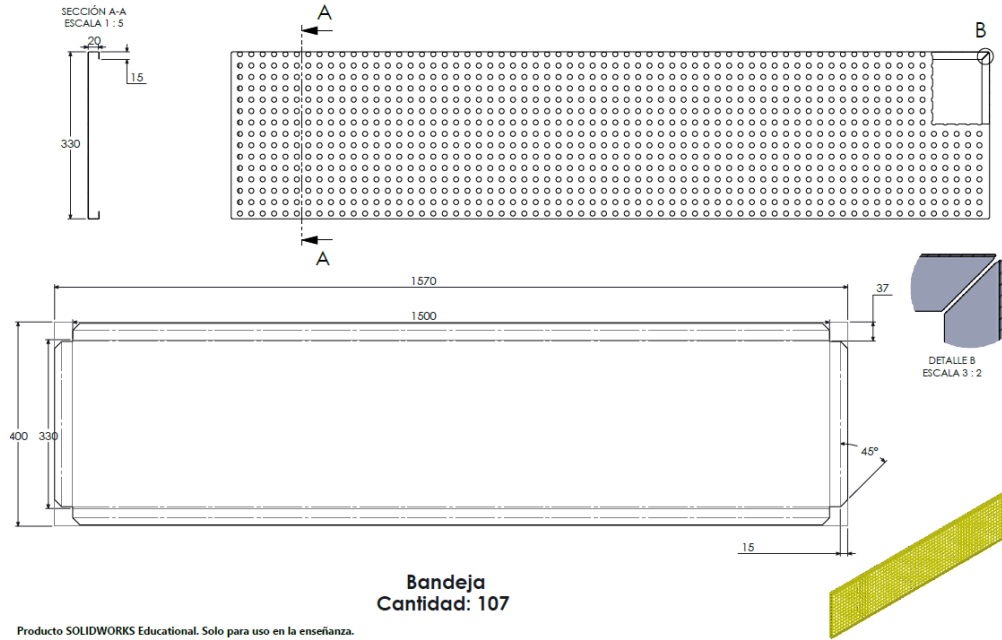
*Fuente: Propia.*



### 6.2.2. Planos del sistema de transmisión

La figura 42 muestra un plano de construcción de la chapa metálica de las bandejas de transporte que hay dentro de la estructura del horno.

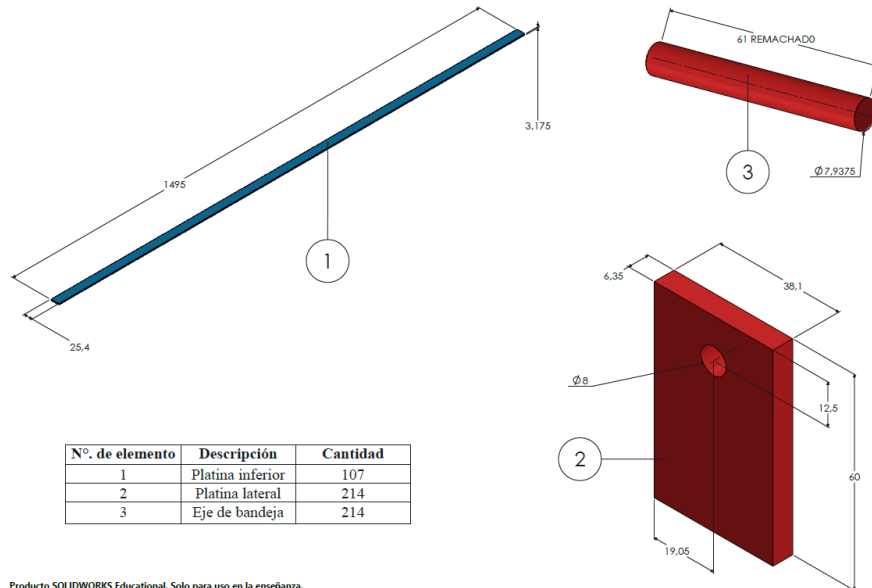
**Figura 42. Plano de detalle de la construcción de la bandeja**



*Fuente: Propia.*

La figura 43 muestra un listado y medidas de las piezas de sujeción de las bandejas de transporte.

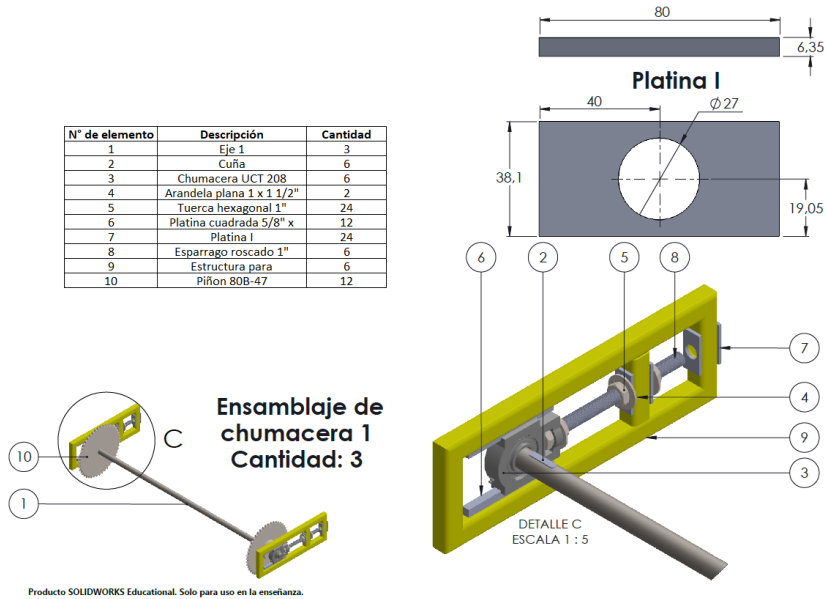
**Figura 43. Listado y medidas de los elementos de sujeción de la bandeja**



*Fuente: Propia.*

La figura 44 muestra listado de piezas y medidas de las piezas usadas en la sujeción de las chumaceras UCT 208.

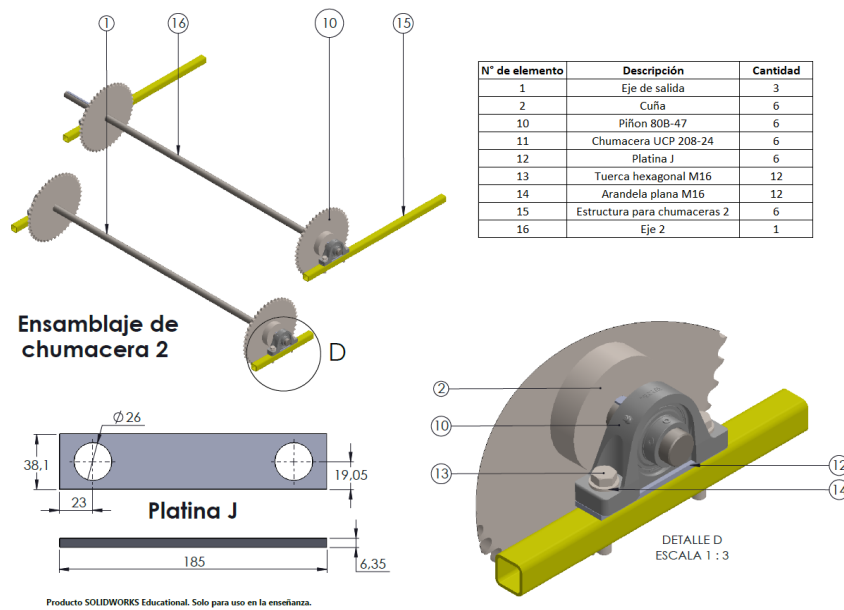
**Figura 44. Listado de los elementos de movimiento 1**



*Fuente: Propia.*

La figura 45 muestra listado de piezas y medidas de las piezas usadas en la sujeción de las chumaceras UCP 208-24.

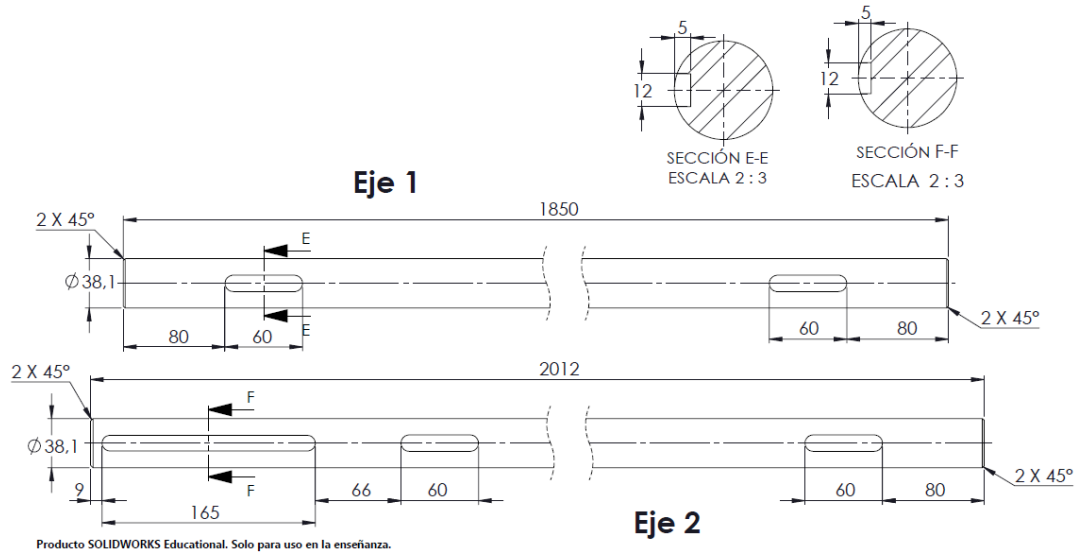
**Figura 45. Listado de los elementos de movimiento 2**



*Fuente: Propia.*

La figura 46 muestra un plano de detalle de construcción de los ejes usados en el transporte por cadena de las bandejas dentro de la estructura.

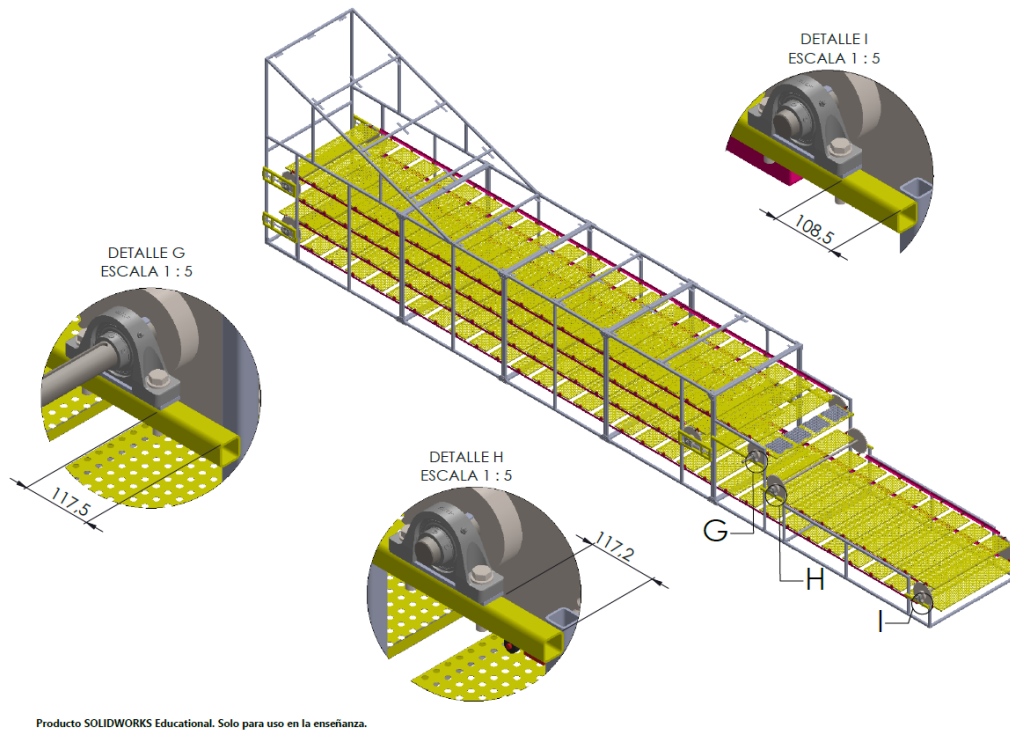
**Figura 46. Plano de detalle de los ejes 1 y 2**



*Fuente: Propia.*

La figura 47 muestra la ubicación y montaje de las chumaceras de pie en la estructura.

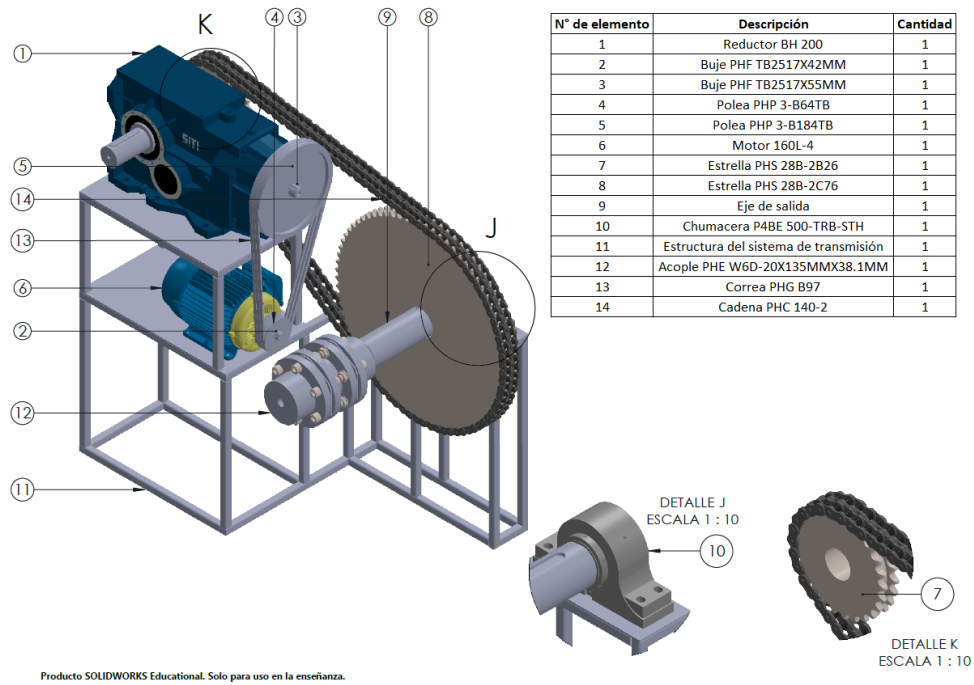
**Figura 47. Posición de las chumaceras de pie**



*Fuente: Propia.*

La figura 48 muestra el listado de elementos usados en el sistema de transmisión de potencia.

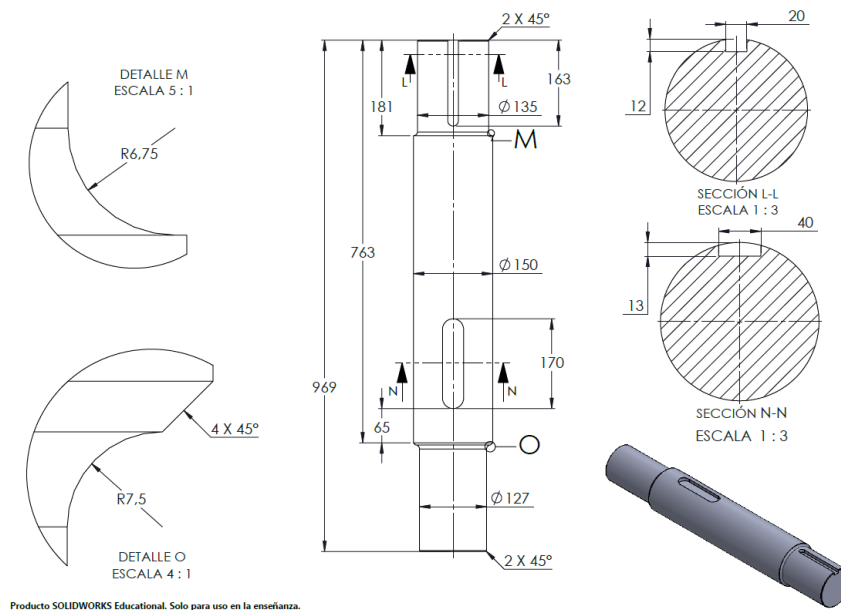
**Figura 48. Listado de los componentes del sistema de transmisión**



*Fuente: Propia.*

La figura 49 muestra un plano de detalle de construcción del eje de salida del sistema de transmisión de potencia.

**Figura 49. Plano de detalle del eje de salida**

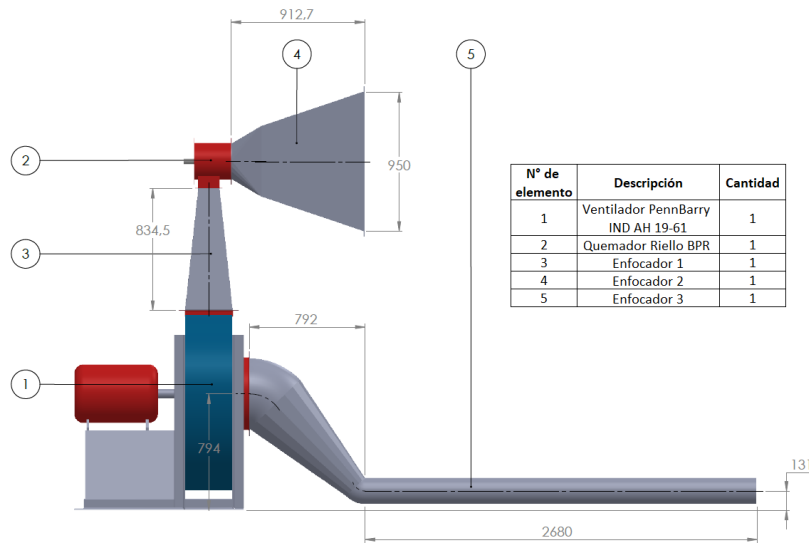


*Fuente: Propia.*

### 6.2.3. Planos del sistema de secado

La figura 50 muestra el listado y medidas generales de las piezas del sistema de secado del horno.

**Figura 50. Plano general del sistema de secado**

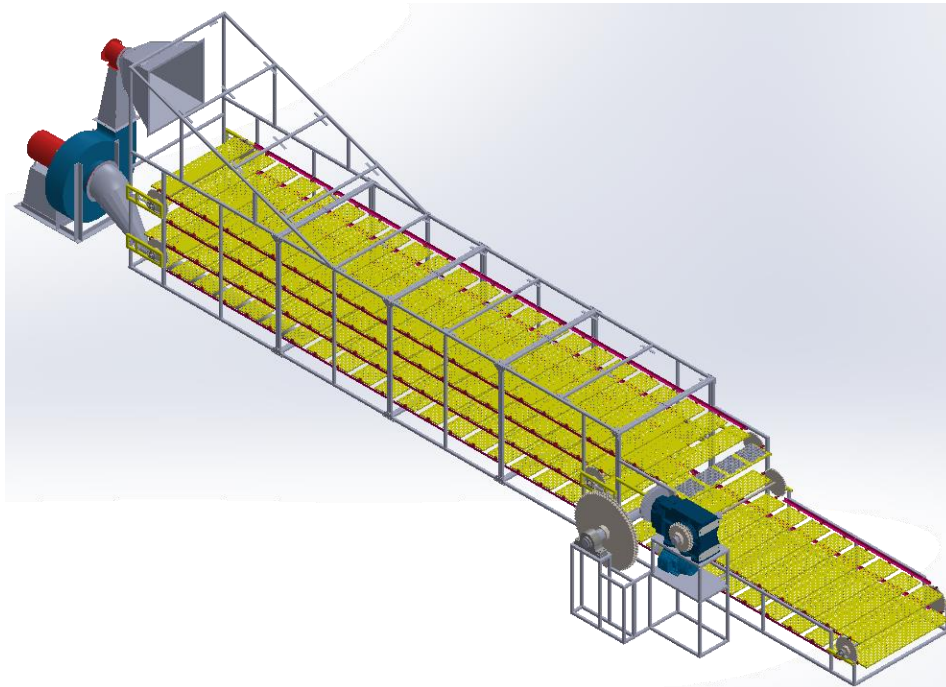


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

*Fuente: Propia.*

La figura 51 muestra la imagen del horno de secado completo.

**Figura 51. Imagen de la máquina completa**



*Fuente: Propia.*

## **Conclusiones**

Fue posible identificar de manera satisfactoria los elementos y accesorios necesarios para la estructura, el sistema de transmisión de potencias y el sistema de secado de la máquina, con el propósito de cumplir con las necesidades y requerimientos expresados por el cliente.

Principalmente, se logró diseñar el sistema de transmisión de potencia, haciendo los cálculos pertinentes y escogiendo correctamente los elementos adecuados que puedan garantizar el correcto transporte de los paneles ubicados en las bandejas a través del horno.

Se diseñó también un sistema de secado, con base en los cálculos mostrados durante el documento con la finalidad de seleccionar correctamente el quemador de gas y el ventilador centrífugo asegurando el adecuado secado de todos los panales.

Finalmente, se recopilaron las especificaciones de los elementos estándar del sistema, así como los planos de ensamblaje de todos los sistemas que componen la máquina a través del programa SolidWorks.

## Bibliografía

- [1] Torraspapel. (2009). Formación: Fabricación de papel. Obtenido de [https://aulavirtual.agro.unlp.edu.ar/pluginfile.php/25606/mod\\_resource/content/1/Fabricacion de Papel TORRASPAPEL.pdf](https://aulavirtual.agro.unlp.edu.ar/pluginfile.php/25606/mod_resource/content/1/Fabricacion%20de%20Papel%20TORRASPAPEL.pdf)
- [2] Escobar Luna, J. C., & Espinoza Freire, J. C. (2013). Estudio del proceso de secado con lámparas infrarrojas y su influencia sobre la determinación del grado de humedad en cubetas de cartón de huevos producidas en la fábrica avícola ubicada en Samanga. ("Repositorio Universidad Técnica de Ambato: Estudio del proceso de ...") Ambato, Tungurahua, Ecuador. Obtenido de <https://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/6020>
- [3] Figueroa Parra, E. E., & Martínez Delgado, J. (2000). "Diseño de un horno para la cocción de ladrillos cerámicos utilizando gas natural como combustible y construcción de un prototipo." ("Diseño de un horno para la cocción de ladrillos cerámicos utilizando ...") Cartagena de Indias, Bolívar, Colombia. Obtenido de <https://hdl.handle.net/20.500.12585/2867>
- [4] Pérez Pinto, R. E. (2005). Mejoramiento del sistema de secado de la máquina no.5 en la empresa cartonera del Caribe C.A ubicada en la zona industrial San Vicente I, Edo. Aragua. Caracas, Venezuela. Obtenido de <http://repositorios.unimet.edu.ve/docs/30/ATTJ146P47P5.pdf>
- [5] Mendoza Narváez, T. (2000). Diseño de un sistema de secado artificial para la producción de la ladrillera La Victoria. ("DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO ARTIFICIAL PARA LA PRODUCCION DE ... - UTB") Cartagena de Indias, Bolívar, Colombia. Obtenido de <https://hdl.handle.net/20.500.12585/2934>
- [6] Gölcü, M., & Kalender, V. (2013). The effect of microwave power on the drying time of the egg tray. ("The effect of microwave power on the drying time of the egg tray") *Engineering Science and Technology (JESTECH)*, 16(4), 161-166.
- [7] Ocampo Gil, L. H. (1979). *Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas*. Pereira, Risaralda, Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira.
- [8] SITI SPA. (2020). BH - MBH. *Reductores de ejes ortogonales*. Italia. Obtenido de [http://sitiriduttori.it/source/file/Prodotti/BH-MBH\\_web.pdf](http://sitiriduttori.it/source/file/Prodotti/BH-MBH_web.pdf)
- [9] Ecopulpack. (s.f.). Bandeja por 30 huevos y tapa protectora. Obtenido de ECOPULPACK: <https://ecopulpack.co/portfolio-item/bandejas-huevos/>
- [10] Orozco Hincapié, C. A., & Bedoya Loaiza, F. (2007). Cálculo del flujo másico y caudal de aire para un ventilador utilizado en silos para secado para el café. *Scientia Et Technica*, 1(35). doi:<https://doi.org/10.22517/23447214.5411>

- [11] Riello. (7 de 2021). PRODUCT CATALOGUE INTERNATIONAL MARKETS | PROCESS BURNERS. Obtenido de [https://www.riello.com/international/files/catalogo-pdf/riello\\_products\\_catalogue\\_international-markets\\_process\\_burners\\_eng.pdf](https://www.riello.com/international/files/catalogo-pdf/riello_products_catalogue_international-markets_process_burners_eng.pdf)
- [12] PennBarry. (11 de 2018). INDUSTRACON, Industrial Exhauster | TECHNICAL SPECIFICATIONS. Obtenido de [https://www.pennbarry.com/file/9733/Pennbarry\\_INDUSTRACON\\_Catalogue\\_TS\\_v10.pdf](https://www.pennbarry.com/file/9733/Pennbarry_INDUSTRACON_Catalogue_TS_v10.pdf)
- [13] SIEMENS. (s.f.). Motores trifásicos de inducción | Generalidades.
- [14] Mesa, C.A. (2021). Diseño de transmisiones mecánicas. Pereira.
- [15] SKF. (5 de 2016). SKF Power Transmission products. Obtenido de [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968040841a-Power-Transmission-catalogue-11015-EN\\_tcm\\_12-576542.pdf#cid-576542](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968040841a-Power-Transmission-catalogue-11015-EN_tcm_12-576542.pdf#cid-576542)
- [16] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (7 ed.). Mc Graw Hill.



## Anexos

### Anexo 1. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos

Tipo de transmisión	En baño de aceite	Abierta	Tipo de apoyo	Eficiencia
Tornillos sinfín y corona	0,89 – 0,92	0,81	Cojinetes	0,98 – 0,99
Dentada con ruedas cilíndricas	0,95 – 0,98	0,92 – 0,94	Rodamientos de bolas o de rodillos	0,99 – 0,995
Dentada con ruedas cónicas	0,94 – 0,97	0,91 – 0,93		
Por cadena	0,95 – 0,97	0,90 – 0,93		
Por correa	-----	0,95 – 0,96		
Por fricción	0,90 – 0,96	0,75 – 0,88		

*Fuente: (Ocampo Gil, 1979)*

### Anexo 2. Factor de altura y temperatura

Temperatura del medio refrigerante °C	Potencia admisible en % de la potencia nominal	Altura de instalación sobre el nivel del mar (mt.)	Potencia admisible en % de la potencia nominal
30	107	1.000	100
35	104	2.000	94
40	100	3.000	86
45	96	4.000	77
50	92		
55	87		
60	82		

Para temperatura del medio refrigerante de 40 °C

*Fuente: (SIEMENS)*

### Anexo 3. Valores recomendados de la relación de transmisión

Tipo de transmisión	Valor medio	Valor máximo
Dentada cerrada con ruedas cilíndricas de diente:		
· Rectos	3 – 4	10
· Helicoidales	3 – 5	10
· Bihelicoidales	4 – 6	10
Dentada abierta con ruedas cilíndricas	4 – 6	20
Dentada cerrada con ruedas cónicas de dientes rectos	2 – 3	6
Por cadena	2 – 4	7
Por correa:		
· Plana	2 – 4	6
· Plana con rodillo tensor	3 – 5	8
· Trapezoidal	2 – 4	7

*Fuente: (Ocampo Gil, 1979)*

**Anexo 4. Reductor seleccionado**

BH 200 60Hz			Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbre petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída							D = 110 mm	
i	3360			1680			1080			RD	P <sub>t</sub>
	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>		
7,81	430	6885	337	215	8370	205	138	9405	148	0,92	55
9,2	365	7268	302	183	8835	184	117	9928	133	0,92	55
10,11	332	6926	262	166	8835	167	107	9928	121	0,92	55
12,28	274	8280	258	137	10695	167	87,9	12018	120	0,92	55
14,46	232	8280	219	116	10695	141	74,7	12018	102	0,92	55
15,89	211	8280	199	106	10695	129	68	12018	93	0,92	55
19,32	174	8280	164	87	10695	106	55,9	12018	76,5	0,92	55
23,8	141	8640	139	70,6	11160	89,7	45,4	12540	64,8	0,92	55
25,54	132	8640	129	65,8	11160	83,6	42,3	12540	60,4	0,92	55
30,36	111	9000	113	55,3	11625	73,2	35,6	13063	52,9	0,92	55
36,19	92,8	9360	98,9	46,4	12090	63,9	29,8	13300	45,2	0,92	55
43,66	77	10080	88,3	38,5	13020	57	24,7	13300	37,4	0,92	55
54,35	61,8	10080	70,9	30,9	13020	45,8	19,9	13300	30,1	0,92	55
66,79	50,3	10080	57,7	25,2	13020	37,3	16,2	13300	24,5	0,92	55
72,27	46,5	10080	53,3	23,2	13020	34,4	14,9	13300	22,6	0,92	55
79,34	42,3	10080	48,6	21,2	13020	31,4	13,6	13300	20,6	0,92	55
88,54	37,9	10080	43,5	19	13020	28,1	12,2	13300	18,5	0,92	55
105,23	31,9	10080	36,6	16	13020	23,7	10,3	13300	15,5	0,92	55
124,23	27	10080	31	13,5	13020	20	8,69	13300	13,2	0,92	55
139,7	24,1	10080	27,6	12	13020	17,8	7,73	13300	11,7	0,92	55
153,46	21,9	10080	25,1	10,9	13020	16,2	7,04	13300	10,7	0,92	55

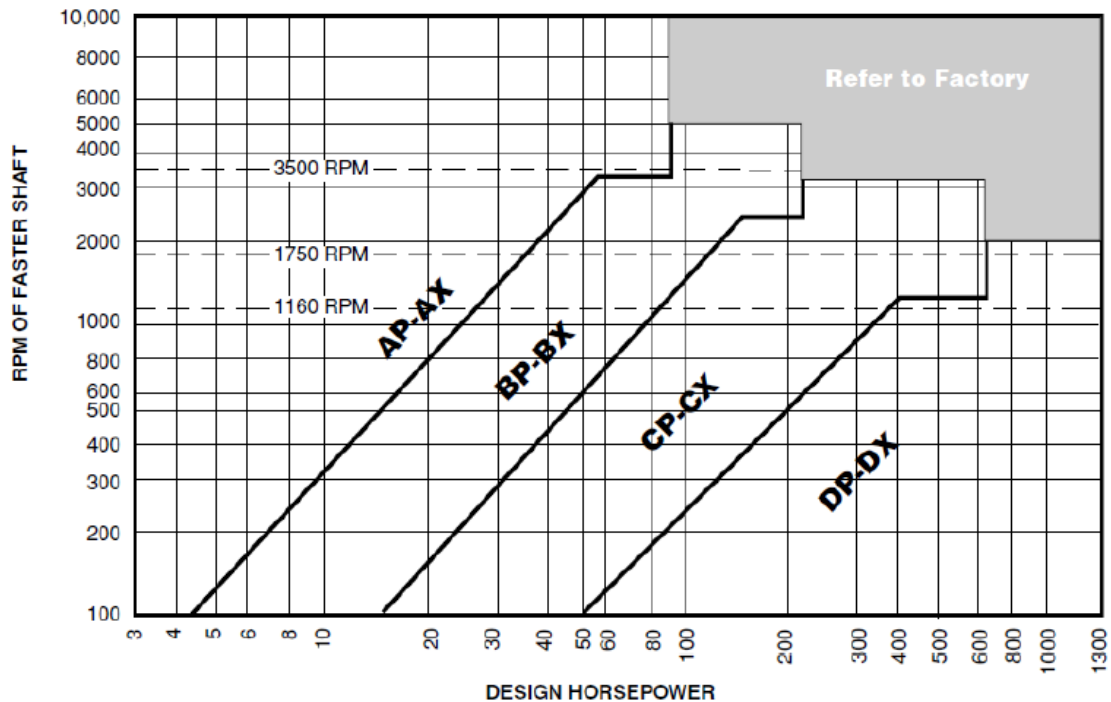
*Fuente: (SITI SPA, 2020)*

**Anexo 5.** Valores recomendados para el factor de servicio

Maquina Movida o impulsada	Maquina Motriz					
	Servicio Intermitente 3-5 horas/día	Servicio normal 8-10 horas/día	Servicio continuo 16-24 horas/día	Servicio Intermitente 3-5 horas/día	Servicio normal 8-10 horas/día	Servicio continuo 16-24 horas/día
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Agitadores de líquidos</li> <li>• Sopladores y extractores</li> <li>• Bombas centrífugas y compresores</li> <li>• Ventiladores hasta 10 hp</li> <li>• Transportadores servicio ligero</li> </ul>	1,0	1,1	1,2	1,0	1,2	1,3
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Transportadores de banda para arena, granos, entre otros.</li> <li>• Mezcladores de pastas</li> <li>• Ventiladores de más de 10 hp</li> <li>• Generadores</li> <li>• Flechas de transmisión</li> <li>• Maquinaria de lavandería</li> <li>• Maquinas herramientas</li> <li>• Punzonadoras, prensas cortadoras</li> <li>• Máquinas de impresión</li> <li>• Bombas rotatorias de desplazamiento positivo</li> <li>• Revolvedoras y cribadoras vibratorias</li> </ul>	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Máquinas para hacer ladrillos</li> <li>• Elevadores de cangilones</li> <li>• Excitadores</li> <li>• Compresores de pistón</li> <li>• Transportadores (de cadenas - sinfin, artesas, tornillos - sinfin)</li> <li>• Molinos a martillo</li> <li>• Maquina batidora de papel</li> <li>• Bombas de pistón</li> <li>• Sopladores de desplazamiento positivo</li> <li>• Pulverizadores</li> <li>• Maquinas de aserradero y carpinteria</li> <li>• Maquinaria textil</li> </ul>	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Quebradoras o trituradoras (giratorias de quijada, de rodillos)</li> <li>• Montacargas</li> <li>• Calandrias</li> </ul>	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 6.** Gráfica recomendada para la selección del tipo de correa



*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 7.** Diámetros mínimos recomendados para la polea conductora

PM (hp)	nM (rpm)			
	870	1160	1750	3500
1	2,2	-	-	-
0,75	2,4	2,2	-	-
1	2,4	2,4	2,2	-
1,5	2,4	2,4	2,4	2,2
2	3	2,4	2,4	2,4
3	3	3	2,4	2,4
5	3,8	3	3	2,4
7,5	4,4	3,8	3	3
10	4,4	4,4	3,8	3
15	5,2	4,4	4,4	3,8
20	6	5,2	4,4	4,4
25	6,8	6	4,4	4,4
30	8,2	6,8	5,2	-
40	8,4	8,2	6	-
50	10	8,2	6,8	-
60	10	10	7,4	-
75	12	10	8,6	-
100	-	12	8,6	-
125	-	-	10,5	-
150	-	-	10,5	-
200	-	-	13,2	-

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 8.** Diámetros primitivos estandarizados de las poleas en pulgadas

Tipo	Diámetros primitivos normalizados de las poleas en pulgadas.
A	3.0 - 3.2 - 3.4 - 3.6 - 3.8 - 4.0 - 4.2 - 4.4 - 4.6 - 4.8 - 5.0 - 5.2 - 5.4 - 5.6 - 5.8 - 6.0 - 6.2 - 6.4 - 6.6 - 7.0 - 7.6 - 8.2 - 9.0 - 10.6 - 12.0 - 13.2 - 15.0 - 15.6 - 18.0 - 19.6 - 24.6 - 29.6 - 37.6
B	3.4 - 3.6 - 3.8 - 4.0 - 4.2 - 4.4 - 4.6 - 4.8 - 5.0 - 5.2 - 5.4 - 5.6 - 5.8 - 6.0 - 6.2 - 6.4 - 6.6 - 6.8 - 7.0 - 7.4 - 8.0 - 8.6 - 9.4 - 11.0 - 12.4 - 13.6 - 15.4 - 16.0 - 18.4 - 20.0 - 25.0 - 30.0 - 38.0
C	5.6 - 7.0 - 7.5 - 8.0 - 8.5 - 9.0 - 9.5 - 10.0 - 10.5 - 11.0 - 12.0 - 13.0 - 14.0 - 16.0 - 18.0 - 20.0 - 24.0 - 27.0 - 30.0 - 36.0 - 44.0 - 50.0
D	12.0 - 13.0 - 13.5 - 14.0 - 14.5 - 15.0 - 15.5 - 16.0 - 17.0 - 18.0 - 20.0 - 22.0 - 24.0 - 27.0 - 33.0 - 40.0 - 48.0 - 58.0 -

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 9.** Parámetros de sección transversal por tipo de correa y factor de clasificación de velocidad de Goodyear

Tipo de correa	K1	K2	K3	K4	r/1000	KSR
A	1,3948	2,6198	0,00029043	0,27041	1 - 1,01	1
B	2,2149	5,8478	0,00047867	0,41948	1,02 - 1,04	1,0096
C	3,6653	13,706	0,00081326	0,66836	1,05 - 1,08	1,0224
D	6,7891	39,352	0,0015676	1,1898	1,09 - 1,12	1,0371
AX	1,3911	2,3792	0,00022	0,2661	1,13 - 1,18	1,0492
BX	2,209	5,0187	0,00038	0,3702	1,19 - 1,24	1,0636
CX	3,6554	11,403	0,00066	0,631	1,25 - 1,34	1,0744
					1,35 - 1,51	1,0869
					1,52 - 1,99	1,0991
					≥ 2	1,1109

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 10.** Factor de corrección de longitud de correa

Correa No.	KL	Correa No.	KL	Correa No.	KL	Correa No.	KL
A26	0,81	B35	0,81	C51	0,8	D120	0,86
A31	0,84	B38	0,83	C60	0,82	D128	0,87
A35	0,87	B42	0,85	C68	0,85	D144	0,9
A38	0,88	B46	0,87	C75	0,87	D158	0,91
A42	0,9	B51	0,89	C81	0,89	D162	0,92
A46	0,92	B55	0,9	C85	0,9	D173	0,93
A51	0,94	B60	0,92	C90	0,91	D180	0,94
A55	0,96	B68	0,95	C96	0,92	D195	0,96
A60	0,98	B75	0,97	C105	0,94	D210	0,96
A68	1	B81	0,98	C112	0,95	D240	1
A75	1,02	B85	0,99	C120	0,97	D270	1,03
A80	1,04	B90	1	C128	0,98	D300	1,05
A85	1,05	B97	1,02	C136	0,99	D330	1,07
A90	1,06	B105	1,04	C144	1	D360	1,09
A96	1,08	B112	1,05	C158	1,02	D390	1,11
A105	1,1	B120	1,07	C162	1,03	D420	1,12
A112	1,11	B128	1,08	C173	1,04	D480	1,16
A120	1,13	B136	1,09	C180	1,05	D540	1,18
A128	1,14	B144	1,11	C195	1,07	D600	1,2
		B158	1,13	C210	1,08		
		B173	1,15	C240	1,11		
		B180	1,16	C270	1,14		
		B195	1,18	C300	1,16		
		B210	1,19	C360	1,21		
		B240	1,22	C390	1,23		
		B270	1,25	C420	1,24		
		B300	1,27				

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 11.** Factor de corrección del ángulo de contacto

(Dd/dd)/C	$\theta_1$ (°)	V-V (K $\theta$ )	V-Flat
0	180	1	0,75
0,1	174	0,99	0,76
0,2	169	0,97	0,78
0,3	163	0,96	0,79
0,4	157	0,94	0,8
0,5	151	0,93	0,81
0,6	145	0,91	0,83
0,7	139	0,89	0,84
0,8	133	0,87	0,85
0,9	127	0,85	0,85
1	120	0,82	0,82
1,1	113	0,8	0,8
1,2	106	0,77	0,77
1,3	99	0,73	0,73
1,4	91	0,7	0,7
1,5	83	0,65	0,65

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 12.** Número de dientes recomendados  $Z_1$  de la estrella pequeña

Tipo de Cadena	Relación de Transmisión					$Z_{1min}$
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	
Rodillos	31-27	27-25	25-23	23-21	21-17	12
Silenciosa	40-35	35-31	31-27	27-23	23-19	17

Otra norma para seleccionar  $Z_1$  mínimo es la siguiente:

Para velocidades bajas,  $Z_1$  min = 12

Para velocidades medias,  $Z_1$  min = 17

Para velocidades altas,  $Z_1$  min = 25

El número máximo de la estrella mayor  $Z_2$ , también se limita con el fin de conseguir que por la elongación propia de la cadena, ésta descanse apropiadamente en la respectiva circunferencia de la rueda dentada: ~

Para cadenas de rodillos,  $Z_2$  max = 120

Para cadenas silenciosas,  $Z_2$  max = 140

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 13.** Datos generales de las diferentes cadenas

Cadena nor- ma americana (ASA) <i>ANSI</i>	Paso p		Diámetro de los rodillos D		Distancia en tre placas C		Luz lateral mínima de la cadena l		Area no- minal de trabajo $A_r$	Carga mo- dia de rotura Q	Peso li- neal q
	Número	Pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	mm <sup>2</sup>	Kg
25	1/4	6.35	0.13	3.30	0.125	3.2	0.472	12	11	410	0.13
35	3/8	9.53	0.20	5.08	0.188	4.8	0.629	16	26	1020	0.33
41	1/2	12.70	0.306	7.77	0.25	6.4	0.708	18	32	910	0.39
40	1/2	12.70	0.312	7.92	0.312	7.9	0.866	22	44	1810	0.61
50	5/8	15.88	0.4	10.16	0.375	9.5	1.141	29	70	2840	0.98
60	3/4	19.05	0.469	11.91	0.50	12.7	1.338	34	105	3850	1.50
80	1	25.4	0.625	15.88	0.625	15.9	1.692	43	177	6580	2.50
100	1 1/4	31.75	0.75	19.05	0.75	19.1	2.086	53	258	10890	3.68
120	1 1/2	38.10	0.875	22.23	1.0	25.4	2.559	65	390	15420	5.54
140	1 3/4	44.45	1.0	25.40	1.0	25.4	2.716	69	468	20870	7.52
160	2	50.80	1.125	28.58	1.25	31.8	3.228	82	639	26310	9.67
200	2 1/2	63.50	1.562	39.67	1.50	38.1	3.976	101	1077	43090	15.48

*Fuente: (Mesa, 2021)*

**Anexo 14.** Factor K

<b>Tipo de carga</b>	<b>K1</b>	<b>Jornadas al día</b>	<b>K3</b>
Sin choque	1	1	1
Con choque (según la intensidad)	1,2 - 1,4	2	1,25
		3	1,45
<b>Tipo de lubricación</b>	<b>K2</b>	<b>Número de hileras</b>	<b>K4</b>
Continua	1	1	1
Por goteo	1,3	2	1,7
Periódica	1,5	3	2,5
		4	3,3

*Fuente: (Mesa, 2021)*

### Anexo 15. Valores de presión específica permisible

TABLA 3-8 VALORES DE LA PRESION ESPECIFICA PERMISIBLE  $[\bar{p}]$  EN (Kg/mm<sup>2</sup>) PARA CADENAS DE RODILLOS. ( $15 < Z_1 < 30$ )

n <sub>1</sub> RPM	Paso de la cadena en (mm)			
	12-15.87	19.05-25.4	31.75-38.1	40-50.8
50	3.5	3.5	3.5	3.5
200	3.15	3.0	2.87	2.62
400	2.87	2.62	2.42	2.10
600	2.62	2.34	2.10	1.75
800	2.42	2.10	1.85	1.50
1000	2.24	1.90	1.66	---
1200	2.10	1.75	1.50	---
1600	1.85	1.50	---	---
2000	1.66	---	---	---
2400	1.50	---	---	---
2600	1.37	---	---	---

NOTA: Para cadenas de elevada exactitud y gran resistencia  $[\bar{p}]$  se puede elegir entre 30 a 40 % más alto.

Fuente: (Mesa, 2021)

### Anexo 16. Coeficiente de seguridad permisible

TABLA 3-10 COEFICIENTE DE SEGURIDAD PERMISIBLE  $[N]$  PARA CADENAS

Paso en (mm)	RFM de la rueda dentada pequeña										
	Hasta 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Para cadenas de rodillos ( $15 < Z_1 < 30$ )											
12.7-15.88	7	7.8	8.5	9.3	10.2	11	11.7	13.2	14.8	16.3	18
19.05-25.4	7	8.2	9.3	10.3	11.7	12.9	14	16.3	---	---	---
31.75-38.1	7	8.5	10.2	13.2	14.8	16.3	19.5	---	---	---	---
44.45-50.8	7	9.3	11.7	14	16.3	---	---	---	---	---	---
Para Cadenas silenciosas ( $17 < Z_1 < 35$ )											
12.7-15.88	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19.05-25.4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	---	---
31.75	20	26	32	36	41	46	51	---	---	---	---

Fuente: (Mesa, 2021)

### Anexo 17. Número de golpes permisible por segundo

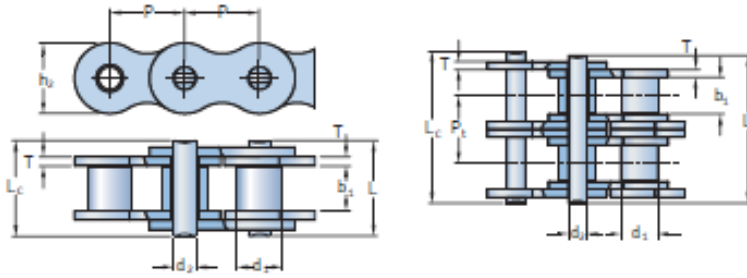
TABLA 3-9 NUMERO DE GOLPES PERMISIBLE POR SEGUNDO  $[U]$

Tipo de cadena	Paso de la cadena en (mm)							
	12.7	15.88	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50
Rodillos	60	50	35	30	25	20	15	15
Silenciosa	80	65	50	30	25	---	---	---

Fuente: (Mesa, 2021)



### Anexo 18. Datos generales de la cadena escogida



ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions Pitch P	Roller diameter d <sub>1</sub> Max.	Width between inner plates b <sub>1</sub> Min.	Pin diameter d <sub>2</sub> Max.	Pin length L Max.	Pin length L <sub>1</sub> Max.	Pin length L <sub>2</sub> Max.	Inner plate height h <sub>0</sub> Max.	Plate thickness T Max.	Transverse pitch P <sub>1</sub>	Ultimate tensile strength Q Min.	Average tensile strength Q <sub>0</sub>	Mass per meter	Designation
-												kN	kg/m	-	
mm															
15-1 <sup>0</sup>	03C <sup>0</sup>	4,76	2,48	2,38	1,62	6,10	6,90	-	4,30	0,60	-	1,8	2,0	0,08	PHC 15-1...
25-1 <sup>0</sup>	04C-1 <sup>0</sup>	6,35	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	-	6,00	0,80	-	3,5	4,6	0,15	PHC 25-1...
35-1 <sup>0</sup>	06C-1 <sup>0</sup>	9,53	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	-	9,00	1,30	-	7,9	10,8	0,33	PHC 35-1...
41-1	08S-1	12,70	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	-	9,91	1,30	-	6,7	12,6	0,41	PHC 41-1...
40-1	08A-1	12,70	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	-	12,00	1,50	-	14,1	17,5	0,62	PHC 40-1...
50-1	10A-1	15,88	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	23,3	15,09	2,03	-	22,2	29,4	1,02	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19,05	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	28,3	18,00	2,42	-	31,8	41,5	1,50	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25,40	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	36,5	24,00	3,25	-	56,7	69,4	2,60	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31,75	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	44,7	30,00	4,00	-	88,5	109,2	3,91	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38,10	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	54,3	35,70	4,80	-	127,0	156,3	5,62	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44,45	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	59,0	41,00	5,60	-	172,4	212,0	7,50	PHC 140-1...
160-1	32A-1	50,80	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	69,6	47,80	6,40	-	226,8	278,9	10,10	PHC 160-1...
180-1	36A-1	57,15	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	78,6	53,60	7,20	-	280,2	341,8	13,45	PHC 180-1...
200-1	40A-1	63,50	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	87,2	60,00	8,00	-	353,8	431,6	16,15	PHC 200-1...
240-1	48A-1	76,20	47,63	47,35	23,81	95,50	103,00	103,0	72,39	9,50	-	510,3	622,5	23,20	PHC 240-1...
25-2 <sup>0</sup>	04C-2 <sup>0</sup>	6,35	3,30	3,18	2,31	14,50	15,00	-	6,00	0,80	6,40	7,0	8,6	0,28	PHC 25-2...
35-2 <sup>0</sup>	06C-2 <sup>0</sup>	9,53	5,08	4,77	3,58	22,50	23,30	-	9,00	1,30	10,13	15,8	19,7	0,63	PHC 35-2...
41-2	08S-2	12,70	7,77	6,25	3,58	25,70	26,90	-	9,91	1,30	11,95	13,3	16,9	0,81	PHC 41-2...
40-2	08A-2	12,70	7,95	7,85	3,96	31,00	32,20	-	12,00	1,50	14,38	28,2	35,9	1,12	PHC 40-2...
50-2	10A-2	15,88	10,16	9,40	5,08	38,90	40,40	41,2	15,09	2,03	18,11	44,4	58,1	2,00	PHC 50-2...
60-2	12A-2	19,05	11,91	12,57	5,94	48,80	50,50	51,1	18,00	2,42	22,78	63,6	82,1	2,92	PHC 60-2...
80-2	16A-2	25,40	15,88	15,75	7,92	62,70	64,30	65,8	24,00	3,25	29,29	113,4	141,8	5,15	PHC 80-2...
100-2	20A-2	31,75	19,05	18,90	9,53	76,40	80,50	80,5	30,00	4,00	35,76	177,0	219,4	7,80	PHC 100-2...
120-2	24A-2	38,10	22,23	25,22	11,10	95,80	99,70	99,7	35,70	4,80	45,44	254,0	314,9	11,70	PHC 120-2...
140-2	28A-2	44,45	25,40	25,22	12,70	103,30	107,90	107,9	41,00	5,60	48,87	344,8	427,5	15,14	PHC 140-2...
160-2	32A-2	50,80	28,58	31,55	14,27	123,30	128,10	128,1	47,80	6,40	58,55	453,6	562,4	20,14	PHC 160-2...
180-2	36A-2	57,15	35,71	35,48	17,46	138,60	144,40	144,4	53,60	7,20	65,84	560,5	695,0	29,22	PHC 180-2...
200-2	40A-2	63,50	39,68	37,85	19,85	151,90	158,80	158,8	60,00	8,00	71,55	707,6	877,4	32,24	PHC 200-2...
240-2	48A-2	76,20	47,63	47,35	23,81	183,40	190,80	190,8	72,39	9,50	87,83	1 020,6	1 255,3	45,23	PHC 240-2...
25-3 <sup>0</sup>	04C-3 <sup>0</sup>	6,35	3,30	3,18	2,31	21,00	21,50	-	6,00	0,80	6,40	10,5	12,6	0,44	PHC 25-3...
35-3 <sup>0</sup>	06C-3 <sup>0</sup>	9,53	5,08	4,77	3,58	32,70	33,50	-	9,00	1,30	10,13	23,7	28,6	1,05	PHC 35-3...
40-3	08A-3	12,70	7,95	7,85	3,96	45,40	46,60	-	12,00	1,50	14,38	42,3	50,0	1,90	PHC 40-3...
50-3	10A-3	15,88	10,16	9,40	5,08	57,00	58,50	59,3	15,09	2,03	18,11	66,6	77,8	3,09	PHC 50-3...
60-3	12A-3	19,05	11,91	12,57	5,94	71,50	73,30	73,9	18,00	2,42	22,78	95,4	111,1	4,54	PHC 60-3...
80-3	16A-3	25,40	15,88	15,75	7,92	91,70	93,60	95,1	24,00	3,25	29,29	170,1	198,4	7,89	PHC 80-3...
100-3	20A-3	31,75	19,05	18,90	9,53	112,20	116,30	116,3	30,00	4,00	35,76	265,5	309,6	11,77	PHC 100-3...
120-3	24A-3	38,10	22,23	25,22	11,10	141,40	145,20	145,2	35,70	4,80	45,44	381,0	437,2	17,53	PHC 120-3...
140-3	28A-3	44,45	25,40	25,22	12,70	152,20	156,80	156,8	41,00	5,60	48,87	517,2	593,3	22,20	PHC 140-3...
160-3	32A-3	50,80	28,58	31,55	14,27	181,80	186,60	186,6	47,80	6,40	58,55	680,4	780,6	30,02	PHC 160-3...
180-3	36A-3	57,15	35,71	35,48	17,46	204,40	210,20	210,2	53,60	7,20	65,84	840,7	983,6	38,22	PHC 180-3...
200-3	40A-3	63,50	39,68	37,85	19,85	223,50	230,40	230,4	60,00	8,00	71,55	1 061,4	1 217,8	49,03	PHC 200-3...
240-3	48A-3	76,20	47,63	47,35	23,81	271,30	278,60	278,6	72,39	9,50	87,83	1 530,9	1 756,5	71,60	PHC 240-3...

Fuente: (SKF, 2016)

**Anexo 19.** Hoja de cálculos

