

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Valoración mecánica y rediseño de un secador de cacao en la comunidad
de Banco de Arena del cantón Milagro”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Danny Xavier Duarte Pacheco

Ángel Hipólito Morán Pacheco

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a Dios por darme salud y permitirme seguir el camino de superación frente a cualquier dificultad que se presente. A mis padres que siempre están dándome su apoyo para motivarme a mi superación profesional.

Danny Xavier Duarte Pacheco

El presente proyecto se lo dedico a Dios por llenarme de sabiduría y salud. A mis padres, Ángel Moran y Aracely Pacheco quienes son mi motivación para superarme y cumplir mis metas. A mis tías Juana Morán y Gloria Morán quienes siempre me brindan su apoyo incondicional. A mis familiares y amigos quienes me aconsejan y me han acompañado en mi carrera universitaria a cumplir esta meta.

Ángel Hipólito Morán Pacheco

AGRADECIMIENTO

Nuestro más sincero agradecimiento al Ph. D Miguel Quilambaqui por permitirnos participar en este proyecto y compartir sus conocimientos y experiencia en el tema para aportar al desarrollo del proyecto a lo largo del semestre.

Al MSc. José Macías por aportar con su guía a lo largo del curso y las recomendaciones dadas para desarrollar el proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Danny Duarte y Ángel Morán, damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

Danny Duarte P.

Danny Duarte

Ángel Morán P.

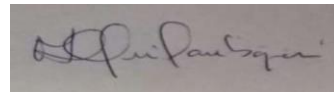
Ángel Morán

EVALUADORES

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'José Macías'.

MSc. José Macías

PROFESOR DE LA MATERIA

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Miguel Quilambaqui'.

Ph.D. Miguel Quilambaqui

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El presente proyecto consistió en realizar la valoración mecánica y rediseño de un secador de cacao rectangular, el cual presenta problemas de pérdidas de calor y no contaba con un mecanismo removedor de granos que mejore la uniformidad de secado. Por tal motivo fue necesario realizar un análisis de transferencia de calor y diseño mecánico. Para el proceso de secado se consideró que los granos previamente han pasado por un proceso de fermentación donde alcanzan una humedad relativa del 30%. Se estableció que la secadora debía reducir 7% la humedad de los granos, de acuerdo a las normativas nacionales e internacionales para su comercialización. Para esta investigación, se consideró una producción diaria de 60 quintales en una jornada de 6 horas de trabajo.

Se realizó el análisis de transferencia de calor, considerando el hormigón como material para la construcción de las paredes del contenedor. Se determinó el calor y flujo de aire requerido para la aplicación.

Para el diseño mecánico se presentaron alternativas de mecanismos para adaptarlos como sistema removedor, mediante la matriz de decisión se seleccionó el mecanismo tipo Redler de doble cadena como el más adecuado.

Finalmente, se procedió a diseñar y seleccionar los componentes principales del mecanismo tales como paleta, eje motriz, catarinas, cadenas, chumaceras, motor reductor y acople.

Se determinó que, al cambiar el material de las paredes del contenedor rectangular de acero galvanizado por hormigón, las pérdidas de calor se reducen de 2467 W a 1155 W lo cual representa una disminución en las pérdidas de calor del 53.18 %.

Palabras Clave: Humedad Relativa, Redler, transferencia de calor, secadora de cacao.

ABSTRACT

This project consists of performing the mechanical assessment and redesign of a rectangular cocoa dryer, which presents problems of heat loss and does not have a grain remover mechanism that improves drying uniformity. For this reason, it is necessary to perform heat transfer analysis and mechanical design. For the drying process, it was considered that the grains have previously gone through a fermentation process where they reach a relative humidity of 30%. It is established that the dryer must reduce the moisture of the grains to 7%; this property is required by national and international regulations for marketing. It was considered a daily production of 60 quintals in a day of six working hours.

The heat transfer analysis was performed, considering concrete as material for the construction of the container walls. The heat and airflow required for the application was determined.

For mechanical design, alternative mechanisms were presented to adapt them as a remover system, through the decision matrix the double-chain Redler type mechanism was selected as the most suitable.

It proceeds to design and select the main components of the mechanism such as paddle, drive shaft, sprockets, chains, bearings, gear motor and coupling.

It was determined that by changing the material on the walls of the rectangular concrete galvanized steel container, heat losses are reduced from 2467 W to 1155 W which represents a decrease in heat losses of 53.18%.

Keywords: Relative humidity, Redler, heat transfer, cocoa drying.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
ÍNDICE DE PLANOS.....	X
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Definición del Problema.....	1
1.2 Justificación del proyecto	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Producción de cacao	3
1.4.2 Procesos de secado	5
1.4.3 Tipos de máquinas secadoras	6
1.4.4 Parámetros de secado.....	7
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología	9
2.1 Formulación de las alternativas de rediseño	13
2.2 Matriz de decisión.....	15
2.3 Diseño conceptual.....	17

2.3.1	Análisis térmico.....	17
2.3.2	Análisis mecánico	20
CAPÍTULO 3.....		41
3.	Resultados y análisis de valoración mecánica y rediseño	41
3.1	Resultados análisis térmico.....	41
3.1.1	Energía requerida en la secadora.....	41
3.1.2	Selección de Blower	43
3.2	Valoración Mecánica	44
3.3	Resultados de análisis mecánico	45
3.3.1	Determinación de la productividad Q	45
3.3.2	Determinación del ancho del canal Bc y altura del canal hc	45
3.3.3	Determinación del ancho de la paleta.....	45
3.3.4	Determinación del espesor de paleta.....	45
3.3.5	Determinación de potencia del eje P y selección de motor reductor. ...	49
3.3.6	Selección de Catarina de la cadena	51
3.3.7	Selección de la cadena.....	51
3.3.8	Diseño del eje de transmisión	53
3.3.9	Selección de chumaceras.....	56
3.3.10	Selección de acople para conjunto eje de transmisión-motor reductor..	57
3.4	Análisis de elementos finitos	58
3.5	Análisis de costos.....	59
CAPÍTULO 4.....		61
4.	Conclusiones Y Recomendaciones	61
4.1	Conclusiones.....	61
4.2	Recomendaciones.....	61

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
GAD	Gobierno Autónomo Descentralizado
ANECACAO	Asociación Nacional de Exportadores de Cacao
CDTS	Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable
REDU	Red Ecuatoriana de Universidades para Investigación y Postgrados
SENESCYT	Secretaría de Educación Superior, Ciencia, Tecnología e Innovación
CAD	Diseño Asistido por Ordenador
CCN-51	Colección Castro Naranjal 51
GLP	Gas Licuado de Petróleo
NTE	Normas Tecnológicas de la Edificación
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ISO	Organización Internacional de Normalización
AISI	American Iron and Steel Institute

SIMBOLOGÍA

msnm	metros sobre el nivel del mar
°C	grados Celsius
°	grado
km	kilómetro
ha	hectárea
h	hora
hp	caballo de potencia
V	voltio
Hz	Hertz
CFM	pie cúbico por minuto
mm	milímetro
m	metro
kCal	kilocaloría
W	vatio
t	tonelada
N	Newtons
GPa	Gigapascal
Pa	Pascal
rad	radianes
RPM	revoluciones por minutos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Cacao fino de aroma	4
Figura 1.2 Cacao CCN-51	5
Figura 1.3 Procesos de secado natural	5
Figura 1.4 Secadora rectangular	6
Figura 1.5 Secadora cilíndrica	7
Figura 2.1 Metodología a seguir	9
Figura 2.2 Secadora de cacao rectangular ubicada en comunidad Banco de Arena.....	12
Figura 2.3 Transportador Redler	13
Figura 2.4 Tornillo transportador	14
Figura 2.5 Transportador Redler de cadena simple	14
Figura 2.6 Transportador tipo Redler adaptado como sistema removedor de granos.	21
Figura 2.7 Vista lateral del contenedor con la respectiva adaptación del mecanismo Redler.....	21
Figura 2.8 Distribución de la carga en los planos XY y el plano XZ para la paleta inferior considerada la crítica	23
Figura 2.9 Distribución de la carga con la profundidad en paleta superior e inferior en el plano YZ.	24
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de paleta superior en el plano YZ	24
Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre de paleta inferior en el plano YZ.	25
Figura 2.12 Distribución de cargas en plano XY y sección transversal de la paleta.....	25
Figura 2.13 Módulo de sección de un área rectangular.....	27
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre simulado para el cálculo de torque	31
Figura 2.15 Factor de servicio en función del tipo de carga	32
Figura 2.16 Factor de superficie para varios acabados de acero	37
Figura 2.17 Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros	39

Figura 3.1 Dimensiones de la cámara de secado.....	41
Figura 3.2 Factor de seguridad vs Espesor de paleta	46
Figura 3.3 Deflexión máxima vs Espesor de paleta.....	46
Figura 3.4 Fuerza aplicada en la paleta y su sección transversal	47
Figura 3.5 Factor de seguridad vs Espesor de paleta con doblez	47
Figura 3.6 Deflexión máxima vs Espesor de paleta con doblez	48
Figura 3.7 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y torque para diseño de eje motriz.	53
Figura 3.8 Distribución de presión ejercida por los granos de cacao	58
Figura 3.9 Esfuerzos Von Mises en la paleta	58
Figura 3.10 Distribución de deflexión en la paleta	59

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Comparativa de parámetros de secado alcanzadas por secadoras domésticas e industriales	8
Tabla 2.1 Componentes de secadora de cacao rectangular ubicada en la comunidad Banco de Arena.....	12
Tabla 2.2 Matriz de decisión.....	16
Tabla 2.3 Componentes de secadora de cacao con mecanismo removedor adaptado	20
Tabla 2.4 Factores de confiabilidad para $Sd = 0.08 \mu$	38
Tabla 3.1 Datos para cálculos térmicos.....	42
Tabla 3.2 Resultados de la energía requerida por hora de operación.....	43
Tabla 3.3 Resultados para paleta con $h_p=110$ mm $L_d=30$ mm	49
Tabla 3.4 Deflexión máxima para paleta con $h_p=110$ mm $L_d=30$ mm.....	49
Tabla 3.5 Resultados de factores de seguridad obtenidos para diferentes diámetros de ejes comerciales.....	56
Tabla 3.6 Nuevos factores de seguridad obtenidos con factor de tamaño corregido para la segunda iteración.....	56
Tabla 3.7 Costos de materiales y equipos para construcción de secadora.....	60

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Partes de la secadora de cacao

PLANO 2 Dimensiones principales de la secadora

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

El cantón Milagro, se encuentra localizado en el centro-sur en el litoral ecuatoriano, a una altura 11 msnm y temperatura promedio de 25°C. Esta ciudad es la tercera urbe más grande y poblada de la provincia del Guayas, con una superficie de 226,02 km. Y en donde viven cerca de 166,634 habitantes (*Alcaldía de Milagro – Página 129 – La ciudad más dulce del Ecuador*, s. f.). La zona es importante por la producción de varios cultivos agrícolas, que son comercializados a nivel nacional y para la exportación. Entre ellos tenemos, banano, plátano, piña y caña de azúcar y cacao. El área destinada a las actividades de cultivo ocupa cerca del 95,54% de la superficie total del cantón, de las cuales tenemos alrededor de 38,501.33 ha, dedicadas al cultivo de caña de azúcar y el cacao, que representan más del 50% de la superficie, seguido de otros cultivos como: banano, plátano y maíz, además de la producción de plantas ornamentales (*GAD Milagro*, 2014). Actualmente, nuestro país por sus condiciones geográficas y su riqueza en recursos biológicos es considerado como un referente de la producción cacaotera a nivel mundial, especialmente con la exportación del cacao en la categoría conocida como fino y de aroma la cual representa el 63% de la producción mundial (*Cacao Nacional | Anecacao Ecuador*, s. f.). Alrededor del 88% de las unidades productivas provienen de pequeñas fincas entre 20 ha o menos, donde carecen de tecnología y equipos especialmente en los procesos de beneficiado del cacao (*Resumen-Cadena-de-Cacao-rev.pdf*, s. f.). Uno de los mayores problemas de postcosecha en el manejo de la almendra del cacao, para la obtención de una buena calidad en la fermentación y el secado. Por lo general, la forma tradicional de secado del cacao es a través del “tendal”, lo que produce un sobrecalentamiento, así como la contaminación de los granos, desmejorando la calidad. Otros de los problemas que se han documentado en las zonas cacaoteras de las provincias de los Ríos y Bolívar, es el alto consumo de energía eléctrica y combustibles fósiles, que se usan en el secado del cacao debido a que las secadoras han sido construidas de forma artesanal

y no cuentan con un plan de mantenimiento lo cual genera un impacto económico a los productores. Tal es el caso de los productores de cacao, en la zona de Banco de Arena del cantón Milagro, donde en la actualidad los secadores, tienen problemas de operación, variación en la temperatura, pérdidas de energía y un limitado funcionamiento, por lo que ameritaba que se realice un profundo análisis mecánico para determinar el estado actual y poder presentar la mejor propuesta de rediseño, que le permita a los productores mantener el equipo en óptimas condiciones.

1.2 Justificación del proyecto

Desde el 2018, un grupo de investigadores de la FIMCP-ESPOL, a través del CDTS, ha llevado a cabo investigaciones con proyectos financiados la REDU y Senescyt, en comunidades rurales, del cantón Naranjito, Bucay, en donde se han realizado proyectos y tesis para resolver problemas en cultivos de importancia económica como cacao y banano orito, con el diseño y construcción de secadores para la almendra y deshidratadores de fruta, tanto en cacao como orito, lo que han permitido una mejora en los procesos de postcosecha para esas frutas. El cantón Milagro, aldeaño a estas comunidades, es la tercera ciudad más grande y poblada de la provincia del Guayas y en donde hay un potencial agrícola con la explotación de varios cultivos agrícolas, que son comercializados a nivel nacional y de exportación, siendo el cacao, el que ocupa cerca del 50% de la superficie cultivada, con otros cultivos, como es la caña de azúcar. Uno de los mayores problemas de postcosecha en el manejo de la almendra del cacao, es la obtención de una buena calidad en la fermentación y el secado. En cuanto al proceso de secado en el cacao, la mayoría de los productores lo realizan mediante la forma tradicional que es a través del tendal, así como también no cuentan con manuales de operación de equipos y carecen de los secadores. Otro factor que se ha documentado en las zonas cacaoteras, es el alto consumo de energía eléctrica y combustibles fósiles, que se usan en el secado del cacao, lo cual genera un impacto económico a los productores. Dada la situación, la presente investigación, tuvo como fin realizar la valoración mecánica y rediseño de un secador en la comunidad de Banco de Arena del cantón

Milagro, donde existen problemas de operación, uniformidad en las temperaturas de secado, pérdidas de energía y un limitado funcionamiento, por lo que se estableció que se realice un profundo análisis mecánico, para determinar el estado actual y poder presentar la mejor propuesta de rediseño, que le permita a los productores mantener el equipo en óptimas condiciones.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Realizar la valoración mecánica y rediseño de un secador de cacao ubicada en la comunidad de Banco de Arena del cantón Milagro mediante la determinación del estado actual de los componentes con la finalidad de aportar mejoras en su operatividad y eficiencia energética.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Determinación de cargas y análisis de esfuerzos para el respectivo dimensionamiento o selección de los elementos mecánicos mediante el uso de teoría de fallas.
2. Selección de materiales adecuados considerando la aplicación en la industria y factores como corrosión, calor, humedad, disponibilidad a nivel local.
3. Elaboración de planos de construcción mediante el uso de software CAD y manual de operación del equipo.
4. Determinación de flujo de aire caliente dentro de la cámara de secado.
5. Diseño de mecanismo removedor de los granos de cacao para facilitar la homogeneidad del secado y disminuir el esfuerzo físico requerido por el operador.
6. Realizar análisis de costos de construcción y operación de la secadora.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Producción de cacao

El cacao conforma parte importante en la producción de frutos en Ecuador, por ello la producción de granos de cacao en Ecuador representa el 7% de

la producción mundial total, lo que hace que el país sea de los principales productores del mundo y ocupando el tercer lugar a nivel mundial en cuanto a la producción (*Anecacao*, 2019). Los principales tipos de cacao que se encuentran en Ecuador son:

- **Cacao fino de aroma:** Este tipo de cacao tiene características especiales de aroma y sabor que son muy buscadas por los que se dedican a fabricar chocolate, en la Figura 1.1 se muestra un ejemplo de la fruta. Este cacao solo representa el 5% de la producción mundial, donde el 80% de la exportación de cacao en Ecuador corresponde a cacao fino de aroma lo que hace al país poseer una abundancia en este producto ya que aporta en la producción mundial de cacao fino de aroma con más del 70% (Durán et al., 2018).



Figura 1.1 Cacao fino de aroma (ANECACAO,2015)

- **Cacao CCN-51:** Por sus siglas este cacao se lo conoce como Colección Castro Naranjal, tiene un gran rendimiento en la elaboración de semielaborados y también para ingredientes importantes para la elaboración a escala de chocolates, en la Figura 1.2 se muestra un ejemplo de la fruta. El cacao CCN-51 a nivel de exportación en Ecuador representa el 20% (Durán et al., 2018).



Figura 1.2 Cacao CCN-51 (ANECACAO, 2015)

1.4.2 Procesos de secado

Los secados que se usan generalmente son:

- **Secado natural:** Esto se lo realiza exponiendo los granos de cacao a la radiación solar usando tendales, los tendales pueden ser de diversas formas en las que se encuentran de madera, bambú, cemento. En la Figura 1.3 se muestra el proceso que requiere un área extensa para lograr secar de mejor manera los granos, donde el secado depende de las condiciones climáticas ya que necesita días soleados para hacerlo y requiere bastante tiempo para lograr el secado, según la intensidad de los rayos solares y las horas de sol disponible, el secado natural podría durar entre 3 y 15 días (Parra Rosero, 2014).



Figura 1.3 Procesos de secado natural (Ruíz, 2015)

- **Secado artificial:** En este tipo de secado se hace necesario el uso de máquinas que tienen como función principal disminuir el tiempo de

secado y no depender de las condiciones climáticas para lograrlo. Siendo de mucha aplicación en lugares donde se tenga días poco soleados. Con el secado artificial se reduce el área que se necesita para el secado y se logra una mejor calidad en el secado del grano, sin embargo, requiere invertir en gastos de combustibles y energía eléctrica (Arvelo et al., 2017).

1.4.3 Tipos de máquinas secadoras

Los tipos más comunes de secadoras usadas en Ecuador son:

- **Secadora de cacao rectangular:** Esta máquina permite ahorro de energía y tiempo principalmente, por eso es de amplio uso entre los productores de cacao. Tal como se muestra en la Figura 1.4, la máquina puede estar compuesta de una cubierta metálica de acero inoxidable o galvanizado, y en otros casos está compuesta de una cubierta de mampostería. Para realizar el secado cuenta con un sistema de ventilación que proporciona aire que pasa través de una cámara de secado en la parte inferior y se suministra calor a la ventilación con un quemador. El combustible que normalmente usa el quemador es GLP o diésel, también la máquina puede tener compuertas de descarga para los granos, sin embargo para realizar la remoción de los granos durante el secado, se debe emplear de forma manual palas metálicas o de madera (Chávez et al., 2018).



Figura 1.4 Secadora rectangular (Ruíz, 2015)

- **Secadora de cacao cilíndrica vertical:** Esta máquina requiere menor tiempo para realizar el secado respecto a la secadora rectangular, puesto que como se muestra en la Figura 1.5 cuenta con un mecanismo que le permite realizar la remoción de granos de forma automática y de esa forma no requiere el empleo de un operador para realizar dicha operación. El diseño de la máquina le permite tener una mayor productividad respecto a las otras secadoras, mientras que para su ensamble generalmente se emplea materiales metálicos como acero inoxidable o galvanizado y tal como la secadora rectangular puede tener compuertas de descarga para los granos. (Chávez et al., 2018).



Figura 1.5 Secadora cilíndrica (Ruíz,2015)

1.4.4 Parámetros de secado

Después del proceso de fermentación el control de los parámetros de secado es de suma importancia debido a que garantiza la calidad del grano y que los productores obtengan un precio justo al momento de negociar con los compradores.

Durante el proceso de secado se reduce el contenido de humedad en las almendras fermentadas, del 60 % con que se inicia el proceso a un 7% si se quiere asegurar buenas condiciones de conservación (Loyola, 2001).

El contenido de humedad final requerido debe estar en un rango 7 - 8 %, tampoco se debe secar en exceso los granos, aquellos que presenten un contenido de humedad inferior a 6% se vuelven muy quebradizos lo cual dificulta su posterior manipulación y procesado (Beckett Stephen,2000).

En la Tabla 1.1 se muestra una comparativa de los parámetros alcanzados por las secadoras domésticas versus secadoras industriales, es evidente que con el uso de GLP industrial se alcanzan temperaturas superiores a 200 °C en el quemador, esto genera un incremento considerable de temperatura en la cámara de secado mejorando el rendimiento de estos equipos.

Tabla 1.1 Comparativa de parámetros de secado alcanzadas por secadoras domésticas e industriales (Quilambaqui & Delgado, 2020)

Parámetros/tipo secadora	Doméstica	Industrial
Capacidad en quintales	10 a 30	60 a 100
Temperatura GLP	80 C (GLP domestico)	200 a 400 °C (GLP Industrial)
Velocidad del Blower	6 a 10 m/s	11 a 14 m/s
Temperatura cámara de secado	40 a 80 C	60 a 80 C
Velocidad en cámara de secado	0.3 a 5.84 m/s	0.3 a 6 m/s
Humedad Inicial	30 %	30%
Humedad Final	10 a 13 %	7 a 8%

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se considerarán los factores de la secadora actual que influyen en el consumo energético para poder realizar su respectiva valoración mecánica y se realizará la propuesta de rediseño que incluirá un mecanismo para remover los granos. En la Figura 2.1 se muestra la metodología a seguir para el rediseño.

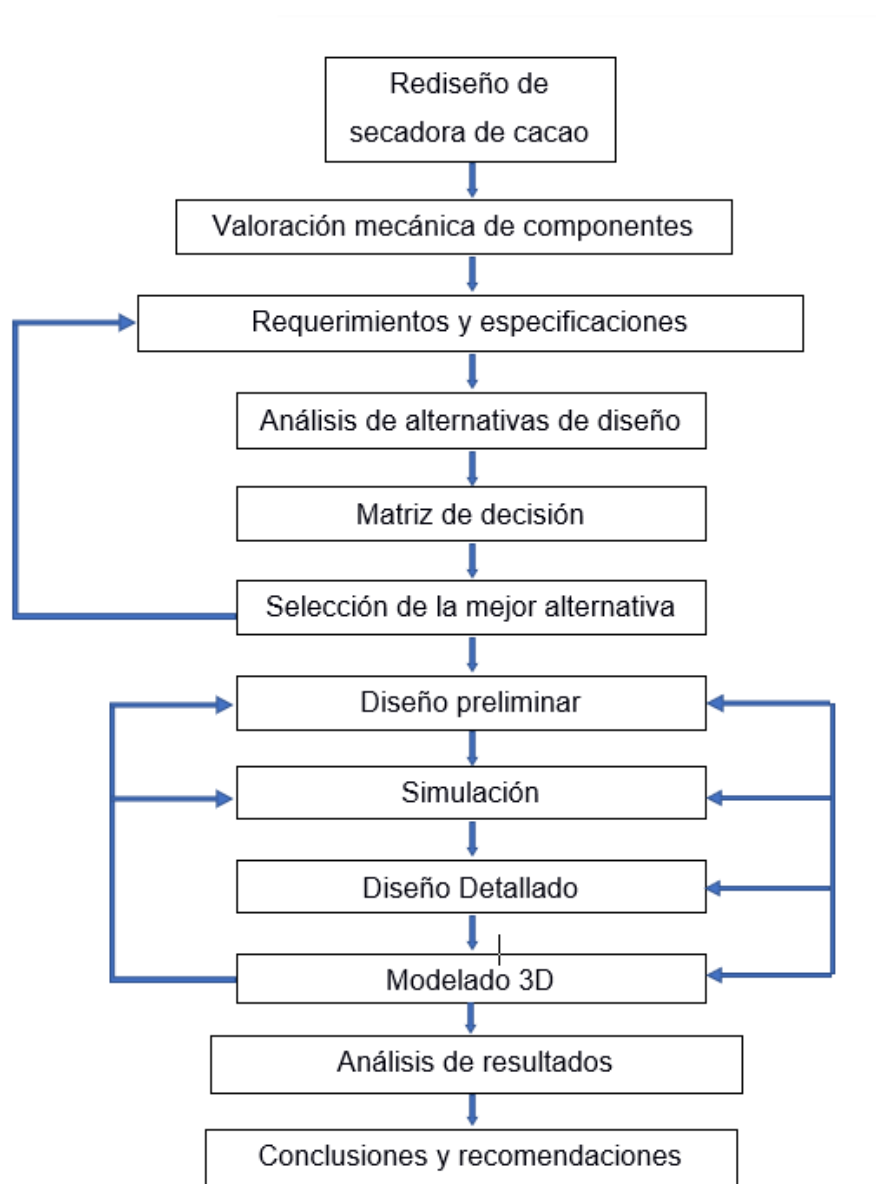


Figura 2.1 Metodología a seguir (Fuente: Elaboración propia)

Para la valoración mecánica del secador actual se realizó una evaluación de factores tales como: Edad de uso, Capacidad de trabajo, eficiencia energética, mantenimiento, seguridad, materiales, automatización, vida útil de los componentes mecánicos, tiempo de secado.

Vida total probable N : Es periodo de tiempo de una máquina medido en años, horas, días, etc. Se lo cuenta a partir del momento en que se compra hasta el momento en la cual la máquina pierde su capacidad para realizar el trabajo para la cual fue diseñada, está determinada por varios factores como: calidad de fabricación, mantenimiento, tipo de trabajo (Álvarez A.,1985).

Edad de uso U_m : Debido a que una máquina sufre desgaste y deterioro tanto si está operativa o si está en desuso, la edad de uso dada por la ecuación (2.1) se mide a partir del momento en que se compra. Los factores más influyentes son la vibración, fricción e intemperie (Álvarez A.,1985).

$$\%U_m = \frac{100 m}{N} \quad (2.1)$$

Siendo m : el número de años transcurridos desde el año de compra, ecuación (2.2).

$$m = \frac{N(\text{horas})}{H(\text{horas})} \quad (2.2)$$

Siendo H : las horas de uso anuales promedio de una máquina

Capacidad de trabajo: Es la condición mecánica aprovechable de una máquina, también se puede decir que es la cantidad de trabajo que proporciona un equipo o máquina en forma eficiente una vez cumplido una edad de uso determinada tal como se muestra en la ecuación (2.3) (Álvarez A.,1985).

$$C_m = N - U_m \quad (2.3)$$

Cuyas unidades están dadas en horas o años.

Eficiencia Energética: Se puede decir que es la relación entre la cantidad de energía usada y la energía consumida ecuación (2.4), para el caso de la secadora la energía usada es el calor total que pierde el aire, mientras que la energía consumida es la energía que brinda el combustible (Sper y Torres , 2009).

$$eficiencia\ del\ secador = \frac{energía\ usada}{energía\ consumida} \quad (2.4)$$

Donde la energía consumida es la que brinda el combustible, si se considera una alta eficiencia del quemador, es la energía que gana el aire y el vapor de agua que entran al quemador.

Mientras que la energía usada es la energía aprovechada por el secador y equivale al calor total.

Mantenimiento: Se define como el conjunto de técnicas que se aplican para conservar equipos e instalaciones en servicio, con lo cual se mantiene una alta disponibilidad con el máximo rendimiento (Garrido S., 2003).

Seguridad: Factor importante para preservar la vida del operador algunas normas como la NTE INEN -ISO 2100-1 la cual menciona la seguridad de las máquinas, conceptos básicos y principios generales para el diseño. Nos advierte sobre los peligros mecánicos, eléctricos, térmicos, etc., a considerar para el diseño de máquinas.

Materiales: La norma a la cual se hace referencia para el diseño es la INEN-EN 1672-2 donde se menciona los materiales usados para la construcción de maquinaria para aplicaciones alimenticias.

El acero inoxidable es uno de los materiales más usados para aplicaciones donde las máquinas están en contacto directo con alimentos, uno de los más usados a nivel local es el acero inoxidable AISI 304 el cual posee propiedades como resistencia a la corrosión, ductilidad, facilidad de moldeo y soldabilidad.

La secadora a la cual se hace mención consta de los siguientes componentes que se describen en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Componentes de secadora de cacao rectangular ubicada en la comunidad Banco de Arena.

Secadora de Cacao Rectangular		
Nº	Componente	Características
1	Motor del Blower	1 hp, 120 V, 60 hz
2	Soplador o Blower	Centrifugo, CFM, transmisión por banda, carcasa de acero galvanizado.
3	Quemador	Tipo mechero de fabricación artesanal.
4	Contenedor rectangular	Capacidad para 60 quintales.
5	Tamiz	Plancha perforada de acero galvanizado 5 mm de espesor, agujero diámetro 5 mm
6	Difusor	Fabricada con plancha de acero galvanizado 2 mm de espesor

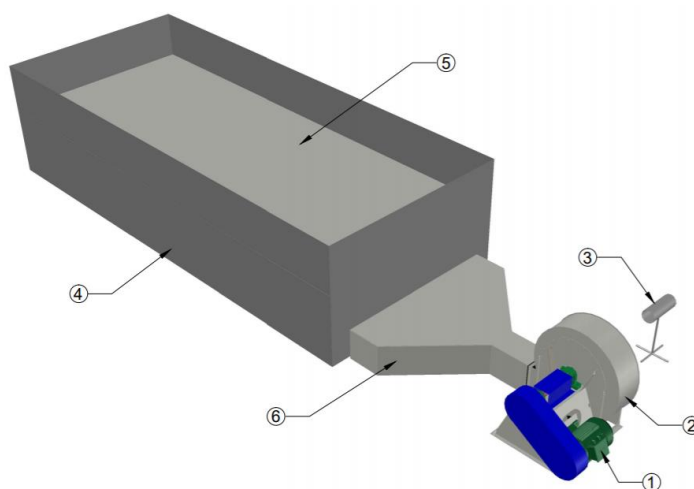


Figura 2.2 Secadora de cacao rectangular ubicada en comunidad Banco de Arena (Elaboración propia).

2.1 Formulación de las alternativas de rediseño

Debido a que nuestro rediseño partió de la base de una secadora de cacao rectangular la cual no contaba con un mecanismo removedor o revolvedor de granos, se plantearon alternativas de diseño de este mecanismo que tengan un movimiento lineal a lo largo de la longitud del secador debido a las características geométricas de la misma.

Se realizó una revisión de mecanismos transportadores de granos existentes para luego realizar modificaciones e implementarlo como mecanismo removedor de granos.

Transportadores Redler: También conocidos como cadena de arrastre Figura 2.3, se caracteriza por su gran capacidad para transporte horizontal a largas distancias de granos. Los principales componentes de este transportador son: los marcos tipo U para el bastidor, cadenas con aletas sobre las cuales se montan las placas de arrastre, ejes de transmisión que se fijan al bastidor soportados sobre cojinetes, catarinas.



Figura 2.3 Transportador redler (Fuente: Tomado de <https://www.cintasa.com/en/products/other-products/redler-conveyors/>)

Tornillo transportador: Es un tipo de transportador constituido por una hélice la cual está montada sobre el eje principal tal como se muestra en la Figura 2.4, el grupo eje-hélice forman el tornillo que se encuentra suspendido sobre un canal generalmente en forma de U, el movimiento del tornillo se lo realiza por medio de un grupo motor reductor situado en uno de sus extremos. Es un

equipo versátil que también puede ser usado como mecanismo mezclador o agitador.

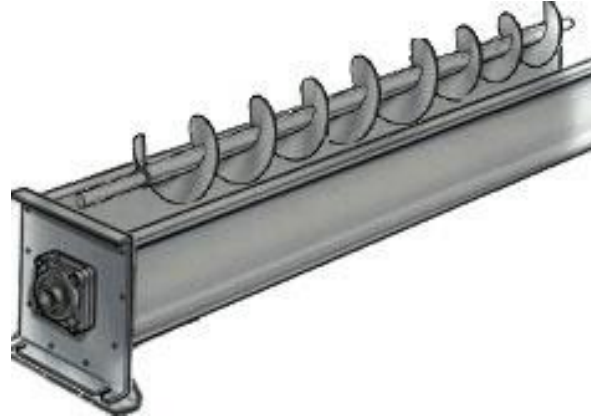


Figura 2.4 Tornillo transportador
(Fuente: Tomado de <https://dasindustriesindia.com/conveyors.html>)

Transportador Redler de una cadena: Es otra alternativa a considerar cuenta con los mismos componentes del transportador Redler doble con la excepción que este cuenta con una sola cadena con aletas en ambos extremos laterales sobre el cual se remachan las placas de arrastre, la cadena queda en la parte central del bastidor, por lo general son usados para transporte de material a largas distancias.



Figura 2.5 Transportador Redler de cadena simple (Fuente: Tomado de <https://woodpellet.in/products/redler>)

2.2 Matriz de decisión

Para la selección de la mejor alternativa del sistema removedor se procedió a aplicar la matriz de decisión con la finalidad de evaluar los factores de mayor importancia requeridos para el diseño como costo de manufactura y montaje, seguridad, mantenimiento y efectividad de remoción, además debido a que el sistema removedor debe adaptarse dentro del contenedor este no debe ocupar un gran volumen con lo cual el espacio es un factor importante para considerar.

Se evaluará sobre diez las alternativas que presentaron el máximo o el mínimo de cada requerimiento.

En el factor costo el mecanismo de tornillo sin fin recibe la máxima puntuación debido a su facilidad de manufactura básicamente es una tira de plancha de acero envuelta en forma helicoidal y soldada sobre el eje. La facilidad de montaje e instalación es algo importante a considerar.

Seguridad: Para evitar cualquier tipo de accidente los mecanismos móviles como la cadena y los piñones deben tener un cobertor por medidas de seguridad sin embargo por cuestiones de diseño de las placas de arrastre no es posible cubrir completamente estos componentes de transmisión, sin embargo si lo comparamos con el tornillo sin fin se debe cubrir con un cobertor las hélices debido a que son cortantes, pero esto no permitiría un ascenso del flujo de aire, debido a todas estas consideraciones el mecanismo de tornillo recibe la menor puntuación.

Mantenimiento: Este factor es importante considerar, dependiendo del tipo de uso todos los elementos motrices deben lubricarse, con lo cual deben ser fáciles de desmontar para el caso de cambio de rodamientos, cadena, piñones y facilidad de limpieza por ende el mecanismo Redler de doble cadena recibe una menor puntuación.

Para el análisis de factor efectividad los transportadores Redler son más usados para transporte de todo tipo de materiales como semillas, cereales frutos. Además, nuestro objetivo es remover la capa inferior de los granos que

están en contacto directo con el flujo de aire caliente con lo cual es propensa a quemarse, esto se lo puede lograr con un diseño efectivo de las placas de arrastre. Por lo tanto, en este factor el mecanismo Redler obtiene la mayor puntuación.

Dentro de las consideraciones de espacio debido a que el mecanismo removedor se instala sobre el contenedor rectangular, el tornillo sin fin recibe la menor puntuación debido a que se debe montar una serie de tornillos uno al lado de otro a lo largo del contenedor, esto le resta capacidad al contenedor. El transportador Redler de doble cadena se monta sobre las paredes laterales del contenedor mientras una serie de placas de arrastre montadas sobre las cadenas cumplen su función de mecanismo removedor, mientras que el mecanismo Redler de cadena simple debe ir ubicado en el centro y a lo largo del contenedor, debido a que consta de una sola cadena esta debe ser de mayores dimensiones para transportar la carga, restándole espacio útil de secado.

En base al análisis de cada uno de los factores considerados en la matriz de decisión Tabla 2.2 se escoge como alternativa más viable el mecanismo transportador Redler de cadena doble.

Tabla 2.2 Matriz de decisión

Factores	Sistema removedor						
	Ponderación	Transportador Redler		Tornillo transportador		Transportador Redler de una cadena	
Costo	0.15	7	1.05	9	1.35	8	1.2
Seguridad	0.20	8	1.6	5	1	6	1.2
Mantenimiento	0.15	7	1.05	8	1.2	8	1.2
Efectividad	0.30	8	2.4	7	2.1	7	2.1
Espacio	0.20	10	2	7	1.4	9	1.8
Total	1		8.1		7.05		7.5

2.3 Diseño conceptual

2.3.1 Análisis térmico

Para determinar la energía total que se necesita para evaporar el contenido de humedad por hora de operación se debe realizar un análisis de pérdidas y ganancias de calor en la cámara de secado, así como también se requiere un análisis de transferencia de calor y masa para el producto.

La energía total usada Q_T , se determina mediante la suma del consumo energético y pérdidas en forma de calor durante el precalentamiento de la cámara de secado, la evaporación del agua en el producto, pérdidas de calor en la estructura y en la renovación de aire dentro de la cámara de secado (Doerner, 2009),(Zomorodian et al., 2007).

$$Q_T = \sum Q_{1-6} \quad (2.5)$$

Donde los términos Q_1 a Q_6 se determinan de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

1. Calentamiento inicial del equipo $Q_1(kcal)$:

$$Q_1 = V_{prod}d_{prod}X_iC_{p,prod}(T_{a,c} - T_a) \quad (2.6)$$

Donde:

V_{prod} : Volumen del producto (m^3)

d_{prod} : Densidad del producto (kg/m^3)

X_i : Humedad inicial del aire

$T_{a,c}$: Temperatura de calentamiento ($^{\circ}C$)

T_a : Temperatura inicial del aire ($^{\circ}C$)

Para determinar el calor específico del material $C_{p,prod}(kcal/kg^{\circ}C)$ se lo realiza mediante la siguiente ecuación (2.7):

$$C_{p,prod} = 0.265 + 0.001 T_{prod} \quad (2.7)$$

Donde:

T_{prod} : Temperatura del producto (°C)

2. Calor requerido para aumentar la temperatura del aire en el interior de la cámara $Q_2(kcal)$:

$$Q_2 = V_{a,c} d_{a,c} C_{pa,c} (T_{a,c} - T_a) \quad (2.8)$$

Donde:

$V_{a,c}$: Volumen de la cámara (m³)

$d_{a,c}$: Densidad del aire caliente (kg/m³)

$C_{pa,c}$: Calor específico del aire caliente (kcal/kg °C)

3. Calor necesario para evaporación del contenido de agua $Q_3(kcal)$:

$$Q_3 = V_{prod} d_{prod} (H_i - H_f) \lambda_w + 5V_{prod} d_{prod} \quad (2.9)$$

Donde:

H_i : Humedad absoluta bulbo húmedo (kg_{H2O}/kg_{aire-seco})

H_f : Humedad absoluta bulbo seco (kg_{H2O}/kg_{aire-seco})

λ_w : Calor latente de evaporación (kcal/kg)

4. Calor perdido por la estructura $Q_4(kcal)$:

$$Q_4 = UA(T_{a,c} - T_a) \quad (2.10)$$

Donde:

A: Área de la cámara

U: Coeficiente global de transferencia de calor que se determina de acuerdo con la ecuación (2.11):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e + h_r}} \quad (2.11)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de convección interior dado por $h_i = 1.17(v_a * d_{a,c} * 3600)^{0.37}$ (W/m² K).

k : Coeficiente de conducción (W/mK).

e : Espesor (mm).

$h_e + h_r$: Coeficiente combinado de convección y radiación para el exterior de la cámara (W/m² K), se lo determina de acuerdo con la ecuación de Mc Adam que está dada por:

$$h_e + h_r = 5.7 + 3.8 V_a \quad (2.12)$$

Donde:

V_a : Velocidad del aire al ambiente.

5. Calor necesario para calentamiento de la estructura $Q_5(kcal)$:

$$Q_5 = (VdC_p)_{mat}\Delta T \quad (2.13)$$

Donde:

$(VdC_p)_{mat}$: Volumen (m³), densidad (kg/m³) y poder calorífico (kcal/kg °C) del material que conforma la estructura.

ΔT : Diferencia entre la temperatura ambiente y la temperatura del aire caliente (°C).

6. Calor necesario para compensar la renovación de aire $Q_6(kcal)$:

$$Q_6 = V_{prod}d_{prod}(X_i - X_f)C_{pa,c}(T_{a,c} - T_a) \quad (2.14)$$

X_f : Humedad final del aire.

2.3.2 Análisis mecánico

Para el diseño del mecanismo removedor de granos se adaptará un transportador tipo Redler el cual será el encargado de realizar la recirculación de los granos. En la Figura 2.6 se observa el esquema de la adaptación. El sistema de transmisión con cadenas sobre el cual se montan las paletas serán las encargadas de ir recirculando los granos puesto que van a remover los granos de la capa superior e inferior del contenedor, mejorando la uniformidad de secado.

Se debe seleccionar el grupo motor reductor, diseño de eje principal que estarían fijados en los laterales del contenedor donde estarían unos refuerzos para fijar las chumaceras las cuales deben ser seleccionadas, diseño de piñones y cadenas para transmitir la potencia.

Tabla 2.3 Componentes de secadora de cacao con mecanismo removedor adaptado.

Secadora de Cacao Rectangular		
Nº	Componente	Características
1	Motor del Blower	1.5 kW, 120 V, 60 hz
2	Soplador o Blower	Centrífugo, 6500 m ³ /h, transmisión por banda, carcasa de acero galvanizado.
3	Quemador	Tipo mechero de fabricación artesanal.
4	Contenedor rectangular	Capacidad para 60 a 100 quintales
5	Tamiz	Plancha perforada de acero galvanizado 5 mm de espesor, agujero diámetro 5 mm
6	Difusor	Fabricada con plancha de acero galvanizado 2 mm de espesor
7	Paletas	Acero inoxidable AISI 304
8	Cadenas	Cadena de rodillos
9	Motor reductor	Bonfiglioli de 3 KW
10	Eje Motriz	Material AISI 1020

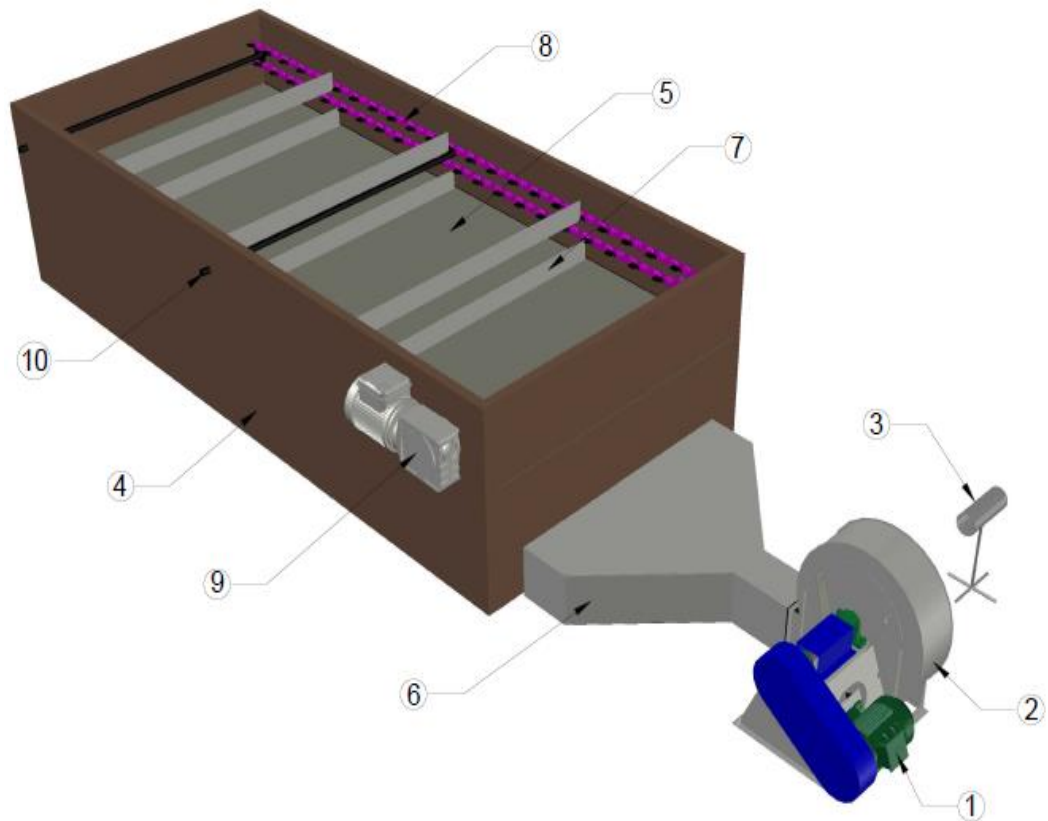


Figura 2.6 Transportador tipo Redler adaptado como sistema removedor de granos (Elaboración propia).

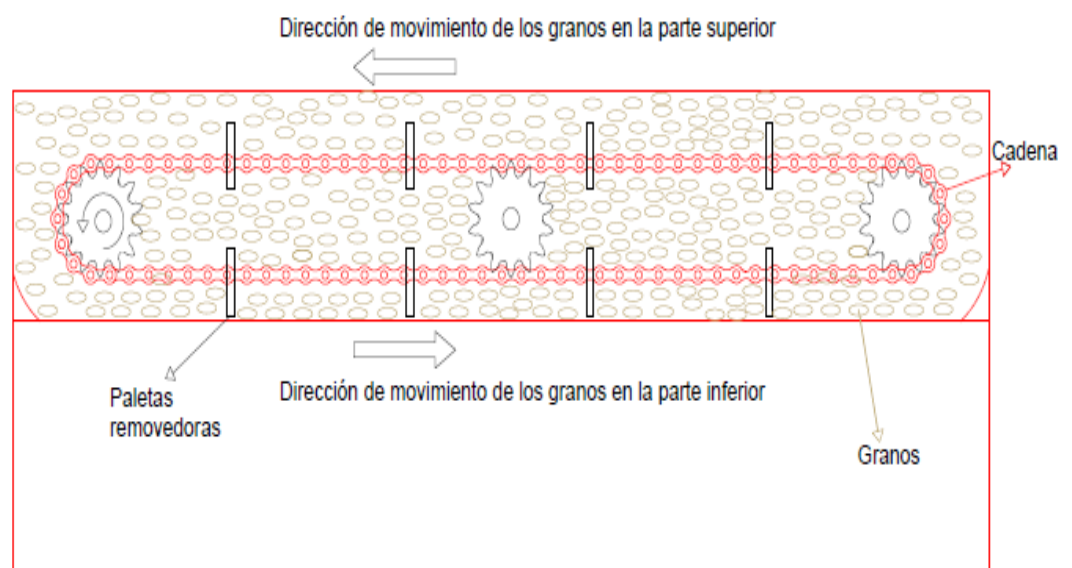


Figura 2.7 Vista lateral del contenedor con la respectiva adaptación del mecanismo Redler (Elaboración propia).

Para el diseño de los componentes del transportador se va a seguir la siguiente metodología.

1. Determinación de la productividad Q

Para determinar la productividad ecuación (2.15) se considera un tiempo de secado de 6 horas el cual es el tiempo promedio que se demora una secadora industrial de capacidad de 60 a 100 quintales en alcanzar una humedad final de 7 a 8%.

$$Q = \frac{C}{t_{sec}} \left[\frac{t}{h} \right] \quad (2.15)$$

Donde:

C : Capacidad del contenedor de la secadora en toneladas $[t]$

t_{sec} : Tiempo de secado $[h]$

La velocidad de transportación está en el rango de 0.1 a $0.63 \frac{m}{s}$ cuando se emplean paletas altas o cortas. (Oriol, 1988).

2. Determinación del ancho del canal B_c y altura del canal h_c .

Para el cálculo del ancho del canal se debe tener en cuenta, entre otros datos, la productividad del transportador, la velocidad y el peso específico de la carga. La altura del canal depende del ancho del canal (Oriol, 1988). Sin embargo, el mecanismo transportador se adaptará dentro de la cámara de secado con lo cual el ancho y la altura del canal es igual al ancho y altura de la cámara de secado respectivamente.

3. Determinación de la altura del canal h_c

La altura del canal depende del ancho del canal (Oriol, 1988).

4. Determinación del ancho de la paleta B

Para el cálculo del ancho de la paleta ecuación (2.16) se debe considerar el ancho del canal (Pis, 2005).

$$B = B_{Cest} - 15 \text{ [mm]} \quad (2.16)$$

Donde:

B_{Cest} : ancho de canal estandarizado, para nuestro caso debido que el ancho ya está determinado $B_{Cest} = B_c$

5. Determinación del espesor de las paletas simulando una viga doblemente empotrada.

La distribución de carga con la profundidad en la paleta superior e inferior se muestra en la Figura 2.9, se puede observar que para la paleta superior la carga distribuida es de forma triangular mientras que para la paleta inferior es de forma trapezoidal.

En la Figura 2.8 se observa una imagen tridimensional de la variación de la carga con la profundidad.

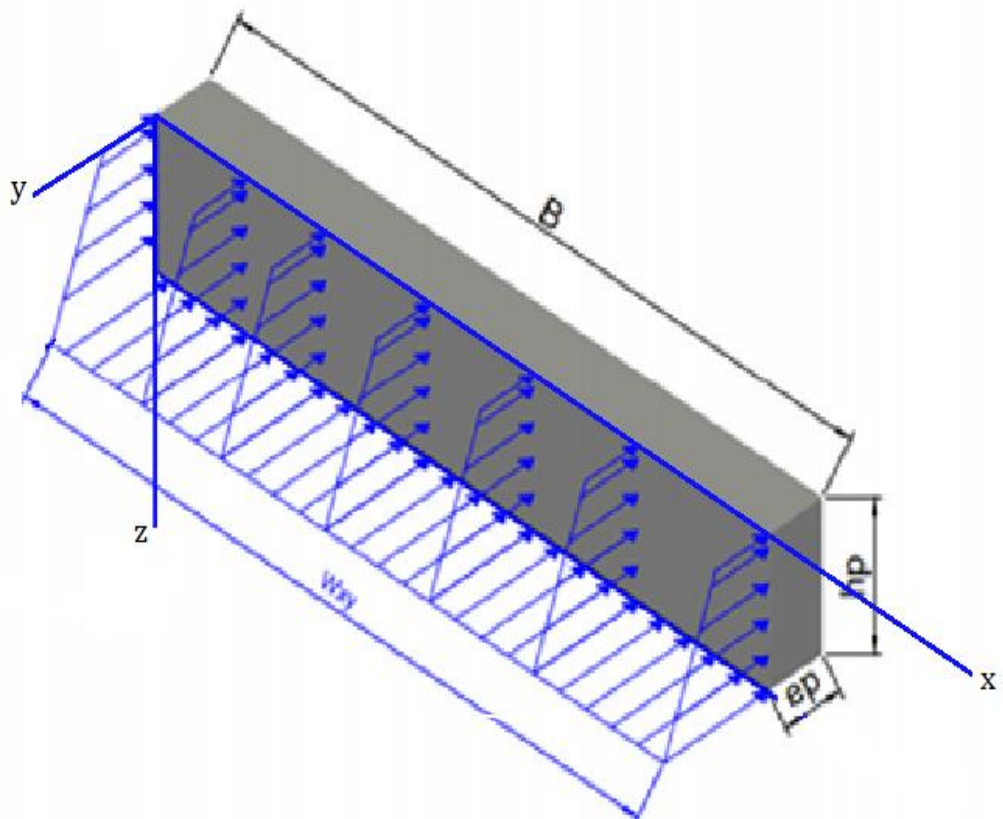


Figura 2.8 Distribución de la carga en los planos XY y el plano XZ para la paleta inferior considerada la crítica (Elaboración propia).

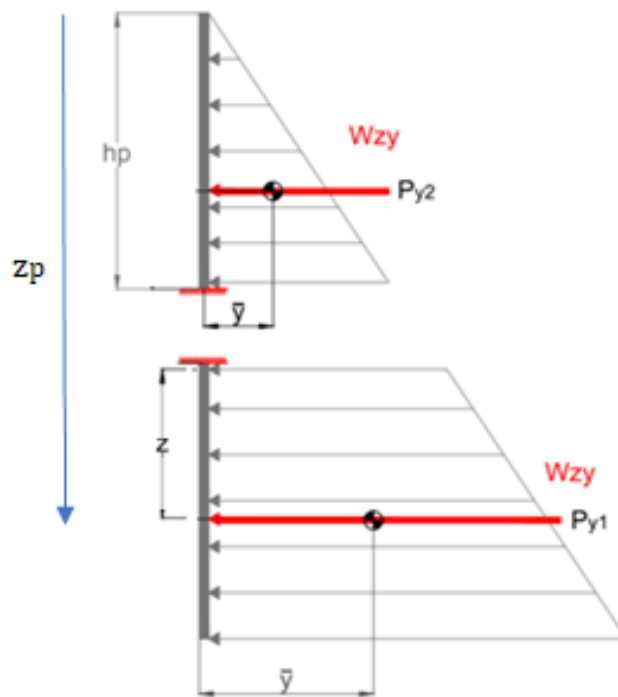


Figura 2.9 Distribución de la carga con la profundidad en paleta superior e inferior en el plano YZ (Elaboración propia).

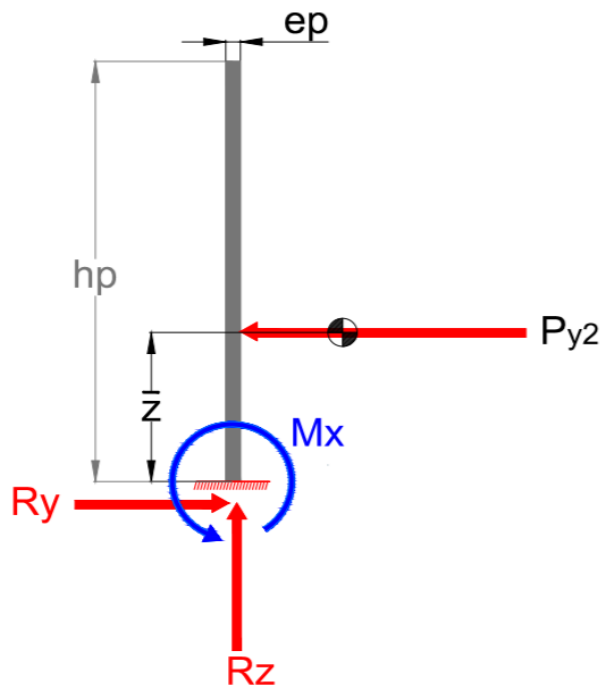


Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de paleta superior en el plano YZ (Elaboración propia).

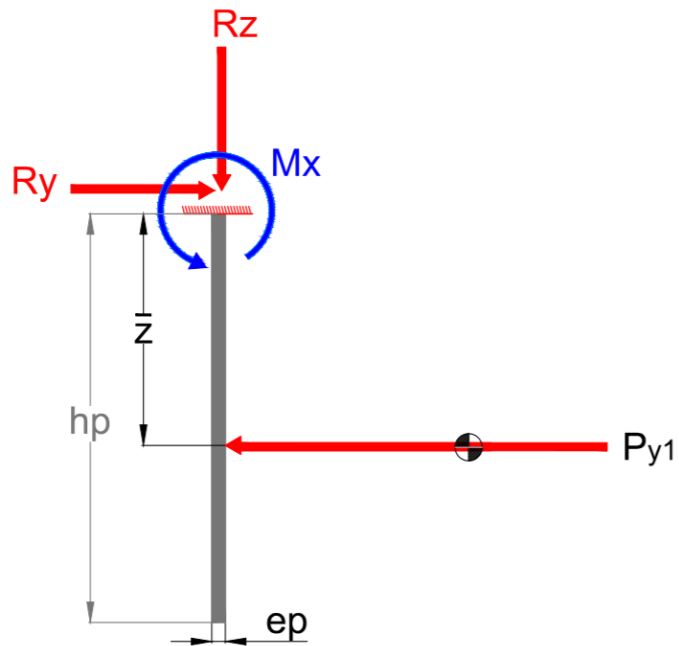


Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre de paleta inferior en el plano YZ (Elaboración propia).

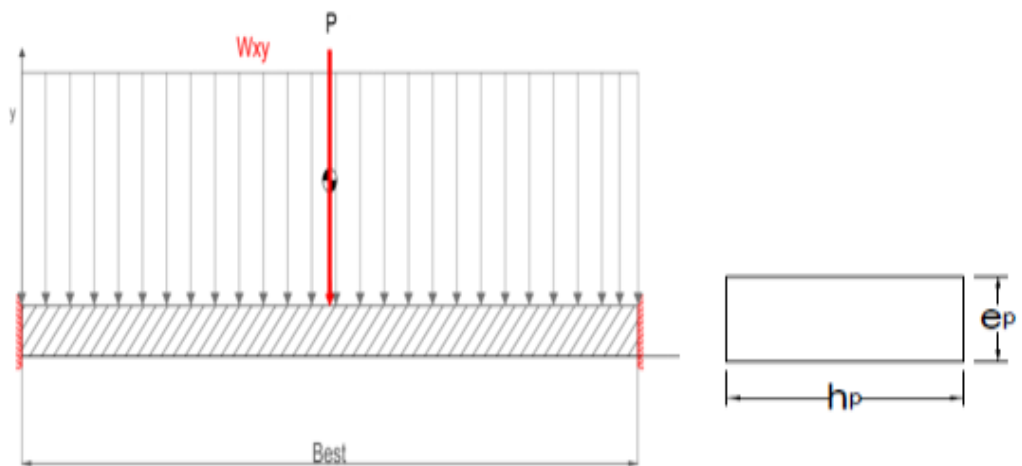


Figura 2.12 Distribución de cargas en plano XY y sección transversal de la paleta (Elaboración propia).

Se observa en la Figura 2.8 que en $z=h_p$ está la carga distribuida máxima.

Determinación de esfuerzos ejercidos en el plano XY para la paleta inferior (crítica)

Se debe determinar la fuerza ejercida por la columna de granos para la cual se hace analogía a las ecuaciones para compuertas sumergidas usadas en mecánica de fluidos usaremos la ecuación(White, 2004)(2.17)

$$P_r = d_{pro} g z_p B h_p [N] \quad (2.17)$$

Donde:

d_{pro} : Densidad del cacao $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

g : Aceleración de la gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

z_p : Ubicación de la fuerza resultante $[m]$

B : Ancho del canal $[m]$

h_p : Altura de la paleta $[m]$

Donde:

$$z_p = 0.6 - \frac{1}{2}h_p + \frac{h_p^2}{12\left(0.6 - \frac{1}{2}h_p\right)} [m] \quad (2.18)$$

Cálculo del módulo de sección de la paleta

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_x} = \frac{I}{c} [m^3] \quad (2.19)$$

Donde:

S : Módulo de sección del área de la sección transversal $[m^3]$

M_{max} : Momento de flexión $[N.m]$

σ : Esfuerzo de flexión $[Pa]$

c : Distancia del plano neutro a la fibra externa $[m]$

I : Momento de inercia $[m^4]$

Para una sección rectangular el módulo de sección está dado por la ecuación (2.20):

$$S = \frac{h_p e_p^2}{6} \text{ [m}^3\text{]} \quad (2.20)$$

Donde:

h_p : Es la altura de la paleta [m]

e_p : Es el espesor de la paleta [m]

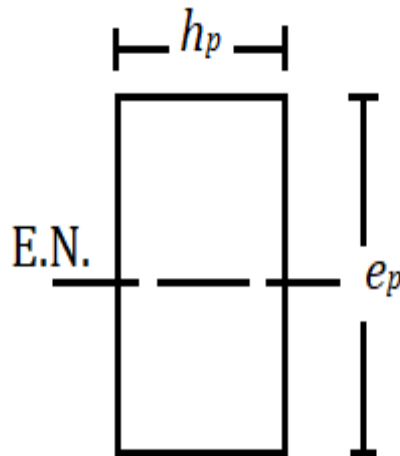


Figura 2.13 Módulo de sección de un área rectangular (Adaptado de Singer,1994)

Determinación de esfuerzo de flexión

$$\sigma_x = \frac{M_{max} c}{I} = \frac{M_{max}}{S} \text{ [Pa]} \quad (2.21)$$

Determinación del esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \text{ [Pa]} \quad (2.22)$$

Determinación de los esfuerzos principales

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} + \tau_{max} \quad [Pa] \quad (2.23)$$

Cálculo del factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_1} \quad (2.24)$$

Donde:

η : es el factor de seguridad

S_y : resistencia a la fluencia [Pa]

Reemplazando la ecuación (2.20) en la ecuación (2.21) se obtiene la siguiente expresión:

$$\sigma_x = \frac{M_{max}}{\frac{h_p e_p^2}{6}} \quad [Pa] \quad (2.25)$$

Se debe considerar que el valor de c está dado por la siguiente ecuación:

$$c = \frac{e_p}{2} \quad [m] \quad (2.26)$$

Determinación del esfuerzo cortante máximo $\sigma_z = \tau_{xy} = 0$

Combinando la ecuación (2.25) en la ecuación (2.22), conociendo $\sigma_z = \tau_{xy} = 0$ obtenemos la ecuación (2.27):

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{3M_{max}}{h_p e_p^2} \quad [Pa] \quad (2.27)$$

Remplazando las ecuaciones (2.25) y (2.27) en la ecuación (2.23) se obtiene la ecuación de esfuerzos principales en función de las variables de análisis.

$$\sigma_1 = \frac{6M_{max}}{h_p e_p^2} [Pa] \quad (2.28)$$

El factor de seguridad en función de las variables de análisis se determina remplazando la ecuación (2.28) en la ecuación (2.24).

$$\eta = \frac{S_y}{\frac{6M_{max}}{h_p e_p^2}} \quad (2.29)$$

Para determinar el momento M_{max} cómo se considera para el análisis las paletas como una viga con doble empotramiento con una carga distribuida constante a lo ancho, como se muestra en la Figura 2.12. La carga distribuida es máxima en $z=hp$.

La fuerza P_r resultante se calcula mediante la ecuación (2.17).

Se puede obtener la carga distribuida w

$$w = \frac{P_r}{B} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (2.30)$$

Mediante el método de resolución de vigas estáticamente indeterminadas se obtienen las reacciones en los apoyos (Singer,1994).

Donde:

$$R_a = R_b \quad (2.31)$$

Los momentos en los extremos están dados por la expresión:

$$M_a = M_b = -\frac{wL^2}{12} \quad (2.32)$$

El momento máximo lo obtenemos cuando la fuerza cortante es $V = 0$ esto se da en $x = \frac{B}{2}$

La expresión es la siguiente:

$$M_{max} = \frac{1}{12}w[6x(L - x) - L^2] \quad (2.33)$$

Es necesario verificar la deflexión de la paleta mediante la ecuación (2.34):

$$Ely = \frac{w L^4}{384} \quad (2.34)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad del acero seleccionado para la paleta

L : Largo de la viga (Para nuestro caso $L = B$)

y : Deflexión de la paleta.

6. Cálculo de la potencia del eje P y selección del motor reductor.

Primero debemos determinar la carga total para mover el sistema, el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas involucradas se muestra en la Figura 2.14 (Torres y Gonzales, 2016).

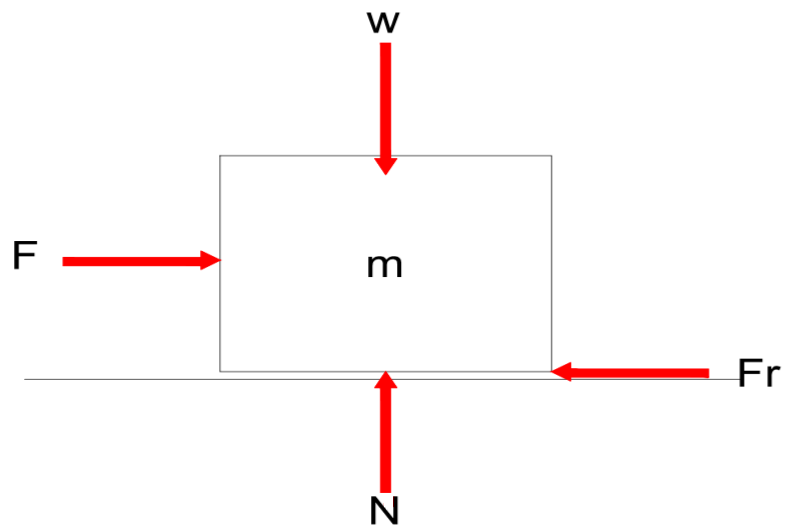


Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre simulado para el cálculo de torque (Adaptado de Torres y Gonzales, 2016).

Donde:

m : Carga del sistema [kg] .

W : Peso [N]

F : Fuerza necesaria para mover el sistema [N]

F_r : Fuerza de fricción [N]

N : Fuerza normal [N]

Mediante equilibrio de fuerzas se obtiene:

$$F = F_r \text{ [N]} \quad (2.35)$$

$$F_r = \mu_k N \text{ [N]} \quad (2.36)$$

$$N = m g \text{ [N]} \quad (2.37)$$

$$T = F_r R \text{ [N.m]} \quad (2.38)$$

Donde μ_k es el coeficiente de fricción entre la superficie y los granos de cacao. Se establece un valor de $\mu_k = 0.8$ (Pis,2005).

La potencia la obtenemos mediante la ecuación (2.39):

$$P = T \omega \text{ [kW]} \quad (2.39)$$

Donde:

T : torque total ejercido sobre el eje. [N.m]

ω : velocidad angular del eje en [rad/s]

Para la selección del motor reductor se emplea el procedimiento del catálogo de Bonfiglioli.

a) Determinamos el factor de servicio en base a las horas de funcionamiento y el tipo de carga.

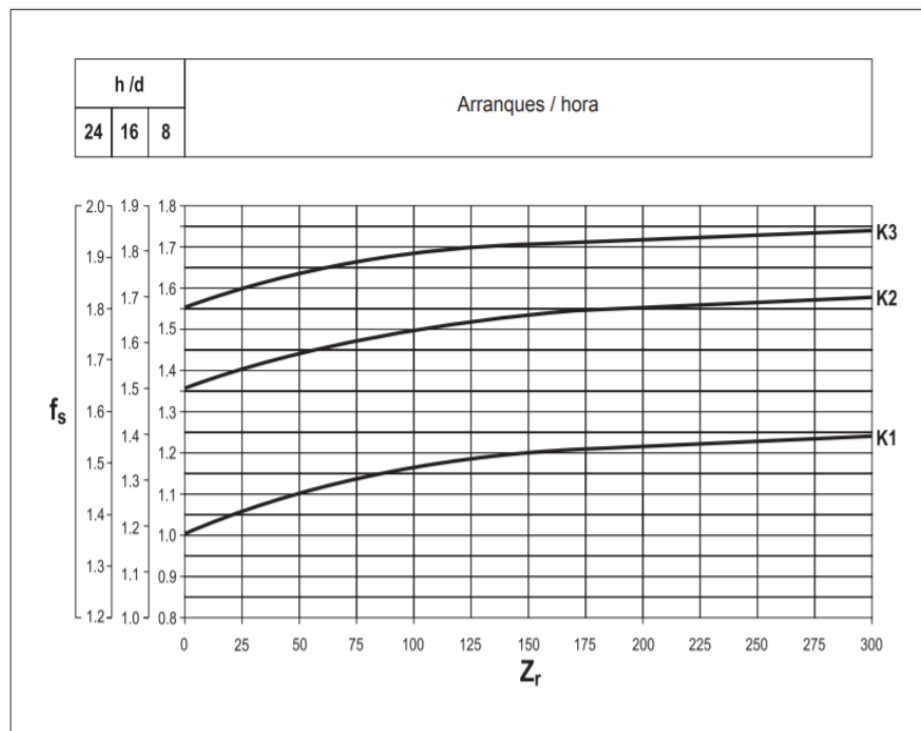


Figura 2.15 Factor de servicio en función del tipo de carga (Tomado de Catálogo Bonfiglioli).

- b) A partir del par M_{r2} , conociendo n_2 y el rendimiento dinámico n_d , se calcula la potencia de entrada mediante la ecuación (2.40).

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot n_d} [kW] \quad (2.40)$$

Donde:

M_{r2} : Par de torsión a la salida del reductor [$N \cdot m$]

n_2 : Velocidad de giro a la salida [RPM]

n_d : Rendimiento Dinámico

- c) Obtenemos en el listado de datos técnicos de los motores reductores el que corresponde a una potencia normalizada P_n donde se debe cumplir la siguiente relación.

$$P_n \geq P_{r1} \quad (2.41)$$

7. Selección de catarina para la cadena

Para la selección de la catarina motriz se recomienda utilizar un mínimo de 17 dientes. Además, se debe verificar si la catarina se puede maquinar al diámetro del eje requerido, caso contrario se debe seleccionar una de mayor número de dientes. Los barrenos máximos para tamaños comunes de catarina motrices pueden ser observados en el APÉNDICE D (Martin, 2013).

8. Cálculo y selección de la cadena

Para seleccionar la cadena se deben considerar los siguientes pasos (Mott, 2006).

- a) Potencia de diseño

$$P = FS(P_n) [kW] \quad (2.42)$$

Donde:

FS : factor de servicio

P_n : es la potencia nominal [kW]

b) Relación de velocidad

Para este diseño la cadena solo va a transmitir el movimiento, entonces la relación de velocidad es de 1:1

$$R = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} \quad (2.43)$$

c) Número de dientes

$$R = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.44)$$

d) Diámetro de paso

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (2.45)$$

e) Distancia entre centros

La distancia entre centros está en el rango de 30 a 50 veces el paso. Para distancias entre centro de 80 veces el paso o mayores deben usarse piñones locos o guías de cadena para soportar el peso de esta.

f) Longitud necesaria en número de pasos

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (2.46)$$

g) Ajuste de la distancia entre centros.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \left(\frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 \right] - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (2.47)$$

h) Ángulo de contacto

El ángulo de contacto debe ser mayor a 120°.

$$\theta = 180 \pm 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right) \quad (2.48)$$

9. Diseño de Eje de transmisión

Una vez determinada las fuerzas y reacciones en los apoyos se debe realizar el diagrama de cuerpo libre con el fin de obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Para determinar los esfuerzos se va a seguir el procedimiento general el cual introduce el diagrama modificado de Goodman y el esfuerzo de Von Mises.

Con lo cual el diámetro del eje está dado por la ecuación (2.49)

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.49)$$

Donde:

N_f : Factor de seguridad

M_m : Momento medio [N.m]

M_a : Momento alternante [N.m]

T_m : Torque medio [N.m]

T_a : Torque alternante [N.m]

k_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión)

k_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)

S_{ut} : Resistencia última a la tensión [Pa]

S_f : Resistencia a la fatiga [Pa]

Para la fabricación del eje principal se debe seleccionar un acero de bajo o medio carbono, se selecciona el acero de transmisión AISI 1020 rolando en frío.

Para el diseño del eje se considera que el motor nos brinda un torque constante, mientras que el momento es de ciclo invertido con lo cual $T_a = M_m = 0$ simplificando nos queda la ecuación (2.50).

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{(k_f M_a)}{S_f} + \frac{\sqrt{3}(k_{fsm} T_m)}{2 S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.50)$$

Se determina la resistencia a la fatiga para el material seleccionado mediante la ecuación:

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e \quad (2.51)$$

Donde:

C_{carga} : factor de corrección de carga

Flexión: $C_{carga} = 1$

Carga axial: $C_{carga} = 0.70$

$C_{tamaño}$: Factor de corrección de tamaño

Para $d \leq 0.3 \text{ in}$ (8 mm): $C_{tamaño} = 1$

Para $0.3 \text{ in} \leq d \leq 10 \text{ in}$: $C_{tamaño} = 0.869 d^{-0,097}$ (2.52)

Para $8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$: $C_{tamaño} = 1.189 d^{-0,097}$

C_{sup} : factor de superficie

El factor de superficie para varios acabados de acero se lo obtiene de la Figura 2.16

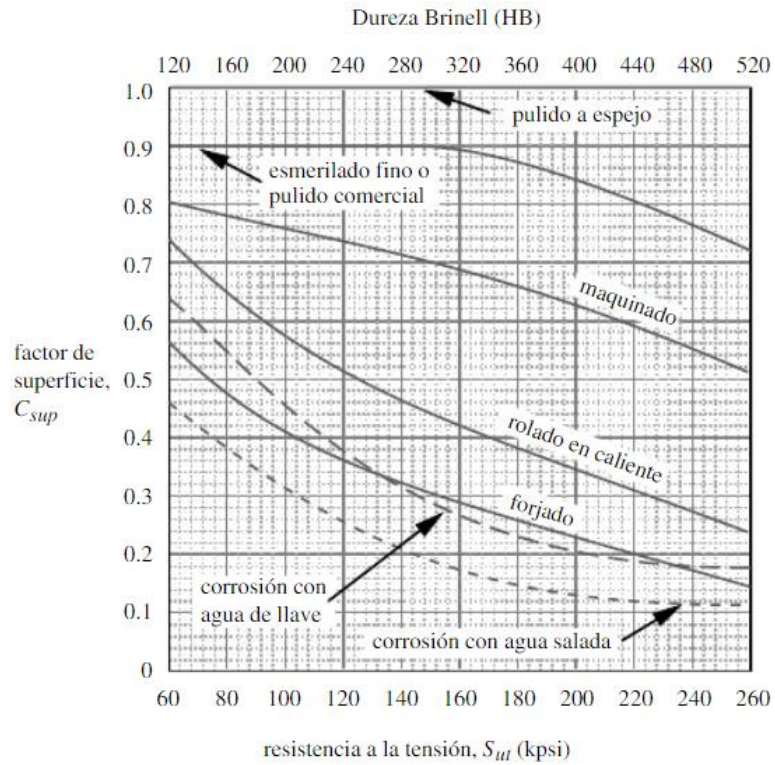


Figura 2.16 Factor de superficie para varios acabados de acero (Norton, 2011).

C_{temp} : factor de temperatura

El factor de temperatura se lo determina mediante las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}
 \text{Para } T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C} (480 \text{ } ^\circ\text{F}) & \quad C_{temp} = 1 \\
 \text{Para } 450 \text{ } ^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \text{ } ^\circ\text{C} & \quad C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450) \\
 \text{Para } 840 \text{ } ^\circ\text{F} \leq T \leq 1020 \text{ } ^\circ\text{F} & \quad C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)
 \end{aligned} \tag{2.53}$$

C_{conf} : factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad se lo determina mediante la siguiente tabla:

Tabla 2.4 Factores de confiabilidad para $S_d = 0.08 \mu$ (Tomado de Diseño de máquinas Norton,2011)

% confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

S'_e : resistencia a la fatiga sin corregir dada por la siguiente ecuación (2.54):

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (2.54)$$

Los concentradores de esfuerzos a la fatiga se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

Flexión	$k_f = 1 + q(k_t - 1)$	(2.55)
Torsión	$k_{fsm} = 1 + q(k_{ts} - 1)$	

Donde:

k_t : Factor geométrico de concentración de esfuerzo para flexión

k_{ts} : Factor geométrico de concentración de esfuerzo para torsión

q : Factor de sensibilidad a la muesca (Figura 2.17)

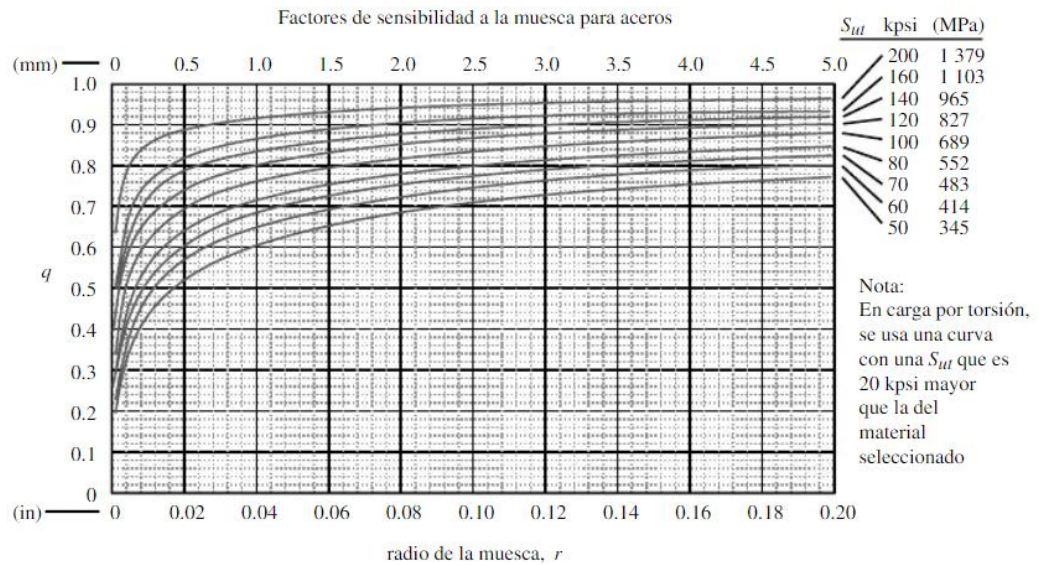


Figura 2.17 Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros (tomado de Diseño de máquinas Norton, 2011)

10. Selección de Chumaceras

Una vez encontrado el diámetro del eje se debe seleccionar las chumaceras las cuáles serán las encargadas de soportar las cargas radiales.

Mediante el catálogo de NTN-SNR (APÉNDICE F) se selecciona la chumacera en base al diámetro del eje.

Luego se debe comprobar si la carga estática es mayor a la carga radial en los apoyos del eje mediante la expresión (2.56).

$$C_{0r} \geq P_{radial} \tag{2.56}$$

Luego se puede calcular la vida proyectada para cojinete de bolas mediante la ecuación (2.57).

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^3 \left(\frac{10^6}{60 n} \right) [h] \tag{2.57}$$

Donde:

C_{0r} : Capacidad estática (obtenida del catálogo) [N]

C_r : Capacidad dinámica (obtenida del catálogo) [N]

P_{radial} : Carga radial [N]

n : Velocidad del eje [RPM]

11. Selección de acople mecánico para el conjunto eje de transmisión - motor reductor

Para la selección del acople se va a considerar la aplicación en la industria, el tipo de accionamiento y vamos a suponer que existe desalineamiento entre los ejes.

Se va a seguir el procedimiento del catálogo de RINGSPANN para la selección de acoplamientos de compensación.

a) Cálculo del par máximo de la carga mediante la ecuación (2.58).

$$M_L = 9550 * \left(\frac{P}{n}\right) * f \quad (2.58)$$

Donde:

M_L : Par de carga de la máquina accionada [N.m]

P_n : Potencia necesaria para accionamiento de la máquina, es inferior a la potencia nominal del motor [KW]

n : Velocidad del acoplamiento [min^{-1}]

f : Factor de seguridad (se selecciona del APÉNDICE G)

b) Selección del factor de seguridad según aplicación.

c) Selección de acople considerando el par de carga y los diámetros del eje del motor reductor y eje de transmisión (APÉNDICE G).

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE VALORACIÓN MECÁNICA Y REDISEÑO

3.1 Resultados análisis térmico

3.1.1 Energía requerida en la secadora

De acuerdo con las ecuaciones que comprenden desde la (2.5) a (2.14) se determinó la energía que se requiere para secar los granos. Para los cálculos se consideró lo siguiente:

- La capacidad de la secadora es de 60 quintales (2760 kg).
- La cámara de secado tiene las dimensiones presentadas en la Figura 3.1, en base a ello el volumen de la cámara es de 6.6 m^3 y un área total para las paredes de 7.54 m^2 .
- Se consideró la temperatura promedio anual en el cantón Milagro.
- El volumen del producto se determinó a partir de la capacidad de la secadora en kg y la densidad del grano de cacao fermentado de 775 kg/m^3 .

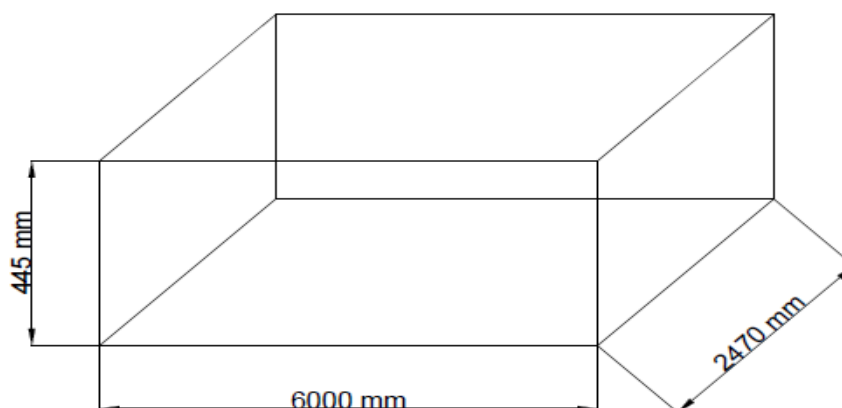


Figura 3.1 Dimensiones de la cámara de secado

En la Tabla 3.1 se muestra los datos relevantes para el cálculo de la energía. Los detalles de las tablas empleadas para obtener los datos de las propiedades termodinámicas se encuentran en el APÉNDICE A.

Tabla 3.1 Datos para cálculos térmicos

Propiedades	Símbolo	Valor	Unidades
Masa del producto	m_{prod}	2760	kg
Densidad del producto	d_{prod}	775	kg/m ³
Volumen del producto	V_{prod}	3.56	m ³
Humedad inicial	X_i	30	%
Humedad final	X_f	7	%
Temperatura de calentamiento	$T_{a,c}$	60	°C
Temperatura ambiente	T_a	25	°C
Temperatura bulbo húmedo	T_w	22	°C
Calor específico del producto	$C_{p,prod}$	0.61	kcal/kg°C
Área de la cámara	A	7.54	m ²
Volumen de la cámara	$V_{a,c}$	6.6	m ³
Densidad del aire a $T_{a,c}$	$d_{a,c}$	1.059	kg/m ³
Calor específico del aire a $T_{a,c}$	$C_{pa,c}$	0.24	kcal/kg°C
Humedad absoluta bulbo húmedo	H_i	0.015	kg _{H2o} /kg _{aire-seco}
Humedad absoluta bulbo seco	H_f	0.009	kg _{H2o} /kg _{aire-seco}
Calor latente de evaporación	λ_w	583.65	kcal/kg
Velocidad del aire	V_a	2.2	m/s
Coefficiente de convección interior	h_i	28	W/m ² K
Espesor	e	120	mm
Conductividad térmica	k	0.75	W/mK
Volumen del material	V_{mat}	0.6	m ³
Densidad del material	d_{mat}	2000	kg/m ³
Calor específico del material	C_{pmat}	0.2	kcal/kg°C

Tabla 3.2 Resultados de la energía requerida por hora de operación

Energía	Valor	Unidades
Q_1	17671	kcal
Q_2	59	kcal
Q_3	23457	kcal
Q_4	994	kcal
Q_5	7140	kcal
Q_6	5330	kcal
Q_T	54651	kcal

3.1.2 Selección de Blower

La energía que se necesita suministrar por hora es 54651 kcal de acuerdo con la Tabla 3.2, de esta forma se toma como flujo de calor $\dot{Q}_T = 54651 \text{ kcal/h}$. Para seleccionar el Blower se necesita el caudal de aire \dot{V}_a necesario para el sistema, con lo cual se determina el flujo másico y luego el caudal de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_T}{C_{pa,c}\Delta T} \quad (3.1)$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{d_{a,c}} \quad (3.2)$$

De la ecuación (3.1) se obtiene un flujo másico de 6506.1 kg/h y de la ecuación (3.2) el caudal obtenido es de 6143.63 m³/h. Considerando el caudal se selecciona el ventilador centrífugo CBX-2828 del catálogo de SODECA con un caudal máximo de 6500 m³/h, los demás detalles del ventilador se encuentran en el APÉNDICE B.

3.2 Valoración Mecánica

Se analizó mediante inspección visual de los componentes de la secadora que algunas partes están sufriendo por la corrosión debido a que la máquina ya tiene aproximadamente 5 años de uso y se le han realizado modificación con la finalidad de mejorar la distribución de calor.

El Blower no ha sido seleccionado considerando la capacidad de secado de la máquina y en los años de funcionamiento nunca se ha realizado mantenimiento.

Vida total probable N :

$$N = 5 \text{ años}$$

Edad de uso U_m

El número de años transcurridos desde el año de compra se obtiene mediante la ecuación (2.1). Considerando que la máquina trabaja 8 horas al día.

$$m = \frac{43800}{2920} = 15$$

La edad de uso se determina mediante la ecuación (2.2):

$$U_m = \frac{15}{5} = 3 \text{ años}$$

Capacidad de trabajo:

Se la obtiene mediante la ecuación (2.3):

$$C_m = 5 - 3 = 2 \text{ años}$$

Teóricamente la condición mecánica aprovechable de la máquina es 2 años a partir del cual su rendimiento va a decaer.

3.3 Resultados de análisis mecánico

3.3.1 Determinación de la productividad Q

Mediante la ecuación (2.15) se obtiene:

$$Q = \frac{2760 \text{ kg}}{6 \text{ h}} * \frac{1 \text{ t}}{1000 \text{ kg}} = 0.46 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right]$$

3.3.2 Determinación del ancho del canal B_c y altura del canal h_c

El ancho real del canal corresponde al ancho de la cámara de secado, por lo tanto:

$$B_c = 2460 \text{ mm} = 2.46 \text{ m}$$

La altura del canal es la altura real de la cámara de secado, por lo tanto

$$h_c = 600 \text{ mm}$$

3.3.3 Determinación del ancho de la paleta

El cálculo del ancho de la paleta está dado por la siguiente ecuación (2.16).

$$B = B_{Cest} - 15 \text{ [mm]}$$

$$B = 2460 - 15 = 2445 \text{ mm}$$

3.3.4 Determinación del espesor de paleta

Espesor de paleta inferior (crítica)

Se determinó el factor de seguridad mediante la ecuación (2.29), donde se varió el espesor y altura de la paleta. En la Figura 3.2 se muestra tres curvas cada una corresponde a una altura de la paleta en la que se consideró a una altura de 80 mm, 120 mm y 160 mm, a partir de esta gráfica se observa que el espesor debe ser mínimo de 9 mm para que el factor de seguridad sea 1, mientras que para un factor de seguridad mayor a 2 que sería más adecuado para el diseño el espesor debe ser mínimo de 13 mm.

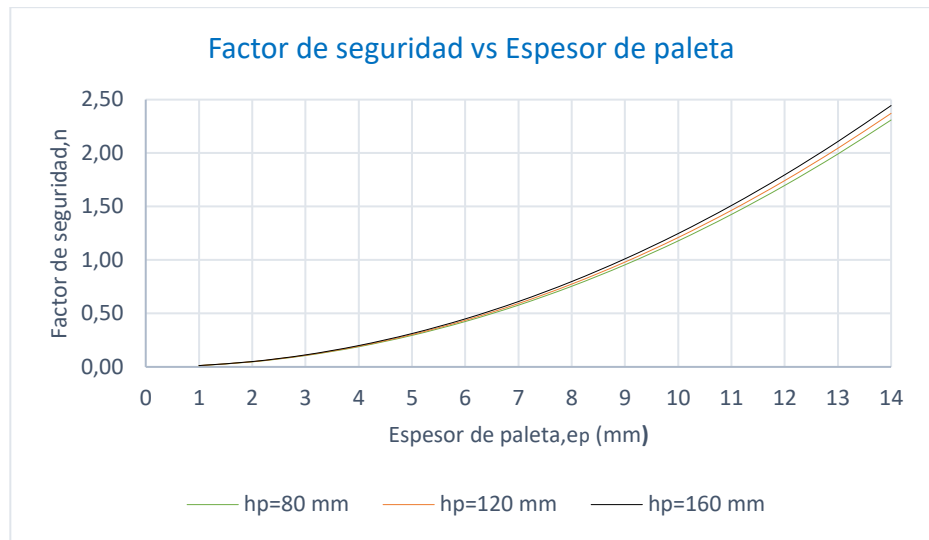


Figura 3.2 Factor de seguridad vs Espesor de paleta

Con la ecuación (2.34) se determinó la deflexión máxima para realizar la Figura 3.3 que representa la variación de esta en función del espesor de la paleta, se observa tres curvas con diferentes alturas de paleta y se tiene una deflexión considerable mayor a 100 mm para un espesor de 6 mm, mientras que la deflexión comienza a ser menor a 10 mm para un espesor de 14 mm.

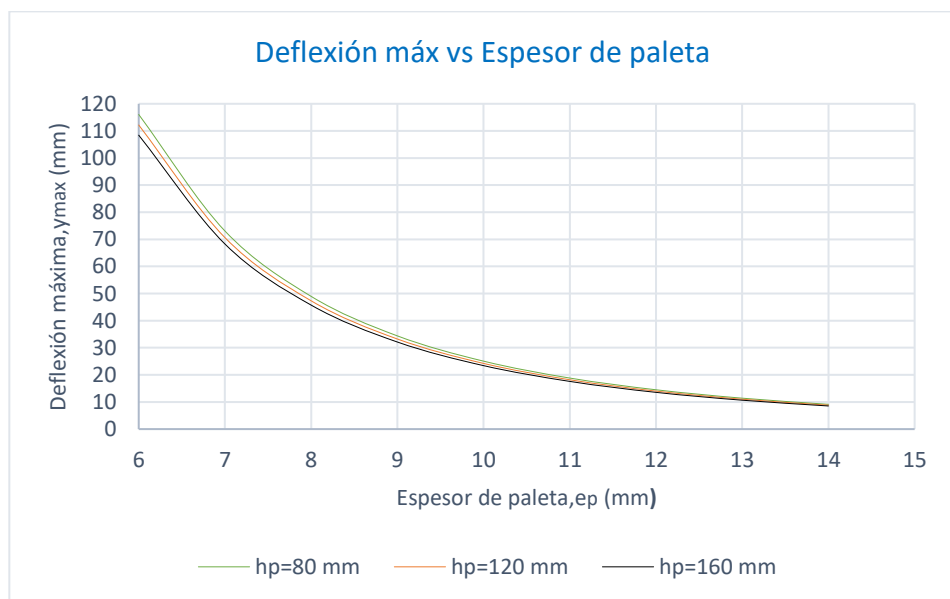


Figura 3.3 Deflexión máxima vs Espesor de paleta

El espesor adecuado de la paleta debe ser 14 mm para tener la resistencia apropiada, sin embargo, al elegir ese espesor se tendría un peso elevado considerando que el largo de la paleta es de 2.445 m por esa razón para mejorar el diseño se decidió realizar un dobléz en los extremos de manera que se tenga una mejor resistencia y se pueda disminuir el espesor de la paleta.

Espesor de paleta inferior con dobléz en extremos

El nuevo perfil de la sección transversal implementado será el de la Figura 3.4 donde L_d es la longitud del dobléz.

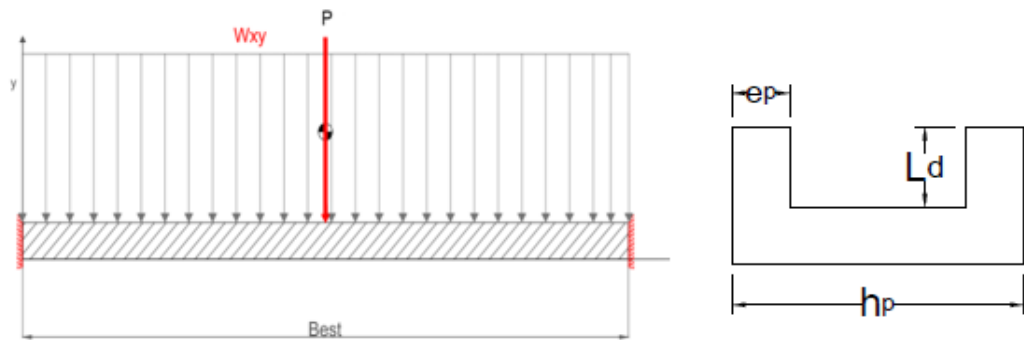


Figura 3.4 Fuerza aplicada en la paleta y su sección transversal

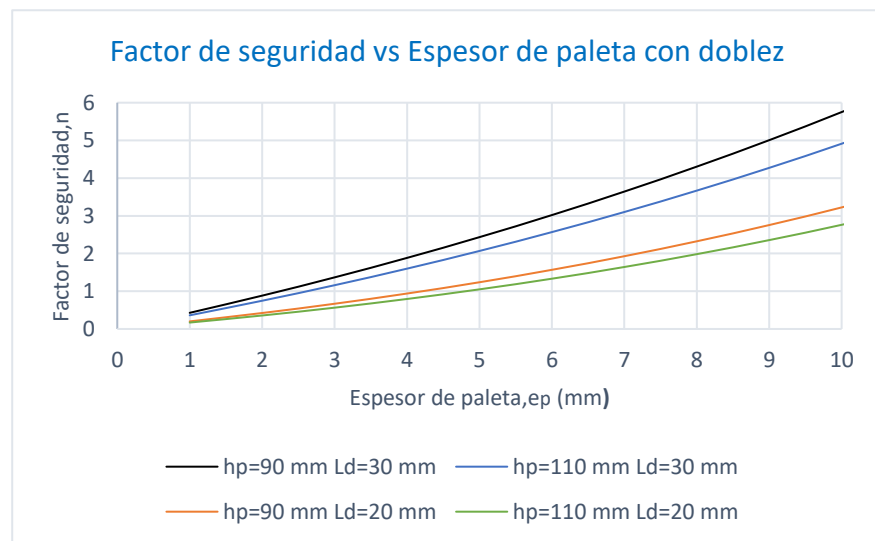


Figura 3.5 Factor de seguridad vs Espesor de paleta con dobléz

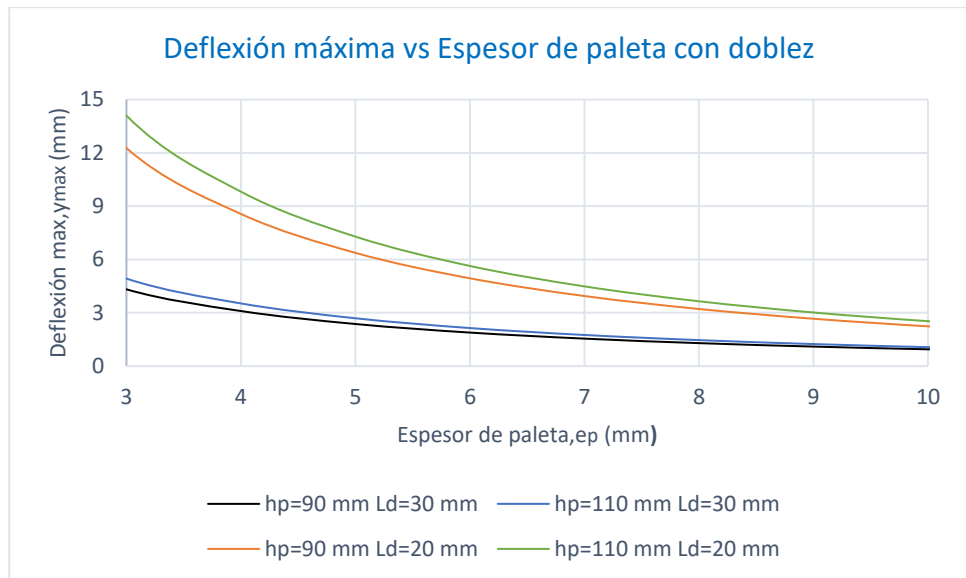


Figura 3.6 Deflexión máxima vs Espesor de paleta con doblez

Para el nuevo perfil de la paleta se realizó las curvas de la Figura 3.5, se observa para el caso donde la longitud del doblez $L_d=20$ mm el factor de seguridad es mayor a 1 para un espesor de 5 mm y considerando para las dos alturas de paleta que se realizó la gráfica siendo $h_p=90$ mm y $h_p=110$ mm. Para el caso en que la longitud del doblez $L_d=30$ mm el factor de seguridad es mayor a 2 para un espesor de 5 mm por lo que se tiene una mejora en el diseño ya que se requiere menos espesor y por lo tanto menos peso en comparación al perfil rectangular analizado inicialmente.

En la Figura 3.6 se observa que la deflexión máxima disminuye considerablemente para el nuevo perfil, con un espesor de 6 mm la deflexión es menor a 6 mm con una longitud de doblez $L_d=20$ mm, mientras que para ese mismo espesor se tiene una deflexión menor a 3 mm con una longitud de doblez $L_d=30$ mm.

Para el diseño de las paletas se considera un factor de seguridad de 2 y se elige las siguientes dimensiones:

$$e_p=5 \text{ mm} \quad h_p=110 \text{ mm} \quad L_d=30 \text{ mm}$$

En base a estas dimensiones se tiene un factor de seguridad $\eta = 2.07$ de acuerdo con la Tabla 3.3 y la deflexión máxima $y_{max}(\text{mm}) = 2.70$ mm de acuerdo con la Tabla 3.4. Con estas dimensiones se logra disminuir el peso en las paletas y la deflexión es baja.

Tabla 3.3 Resultados para paleta con $h_p=110$ mm $L_d=30$ mm

e_p (mm)	I (m^4)	c (mm)	P (N)	M_{max} (Nm)	σ (MPa)	η
1	1.38E-08	25.03	1118.18	335.76	607.38	0.36
2	2.90E-08	25.35	1118.18	335.76	294.04	0.75
3	4.55E-08	25.68	1118.18	335.76	189.66	1.16
4	6.35E-08	26.00	1118.18	335.76	137.55	1.60
5	8.31E-08	26.32	1118.18	335.76	106.37	2.07
6	1.04E-07	26.65	1118.18	335.76	85.66	2.57
7	1.28E-07	26.97	1118.18	335.76	70.94	3.10
8	1.53E-07	27.29	1118.18	335.76	59.97	3.67
9	1.80E-07	27.62	1118.18	335.76	51.50	4.27
10	2.09E-07	27.94	1118.18	335.76	44.79	4.91

Tabla 3.4 Deflexión máxima para paleta con $h_p=110$ mm $L_d=30$ mm

e_p (mm)	I (m^4)	E (Pa)	y_{max} (mm)
1	1.38E-08	1.9E+11	16.19
2	2.90E-08	1.9E+11	7.74
3	4.55E-08	1.9E+11	4.93
4	6.35E-08	1.9E+11	3.53
5	8.31E-08	1.9E+11	2.70
6	1.04E-07	1.9E+11	2.14
7	1.28E-07	1.9E+11	1.75
8	1.53E-07	1.9E+11	1.47
9	1.80E-07	1.9E+11	1.24
10	2.09E-07	1.9E+11	1.07

3.3.5 Determinación de potencia del eje P y selección de motor reductor.

Para el cálculo de la potencia del eje se realiza el análisis mediante el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.14 y las ecuaciones (2.35) hasta (2.41).

$$N = m g = (2760) (9.8) = 27075.6 [N]$$

$$F_r = \mu_k N = 0.8(27075.6) = 21660.48 [N]$$

Para determinar el torque se va a considerar inicialmente un diámetro de la catarina de 2 in.

Mediante relaciones de velocidad del transportador y velocidad angular conociendo el diámetro del piñón obtenemos que el eje debe girar a $\omega = 4 \text{ rad/s} = 38 \text{ RPM}$.

$$T = F_r R = (21660)(0.025) = 542[N.m]$$

$$P = T \omega = (542)(4) = 2.16 [KW]$$

Se determina el factor de servicio en base a las horas de funcionamiento y el tipo de carga $f_s = 1$.

A partir del par M_{r2} , conociendo n_2 y el rendimiento dinámico n_d , se calcula la potencia de entrada.

Donde:

$$T = M_{r2} = 542 \text{ N.m}$$

$$\omega = n_2 = 38 \text{ RPM}$$

$$n_d = 0.95$$

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot n_d} = \frac{(542)(38)}{9550(0.95)} = 2.27 [KW]$$

Del catálogo de Bonfiglioli (APÉNDICE C) se selecciona el motor reductor modelo C513_37.0 S3 M3L4 de 3 KW.

Donde se cumple la siguiente relación.

$$P_n \geq P_{r1}$$

$$3 \geq 2.27$$

3.3.6 Selección de Catarina de la cadena

Para el sistema de transmisión se escogió una catarina para cadena de rodillos). Catarina número 80 simple tipo BS con diámetro exterior igual a 6.27", 18 dientes y paso de 1" (25.4 mm).

3.3.7 Selección de la cadena

Para la selección de la cadena se seguirán los pasos descritos en el capítulo 2 se usarán las ecuaciones (2.42) hasta (2.48).

a) Potencia de diseño

$$P = FS(P_n) [hp]$$

El factor de servicio se escoge 1.3

$$P = 1.3 \left(3 \text{ KW} * \frac{1 \text{ hp}}{0.746 \text{ KW}} \right) = 5.22 [hp]$$

b) Relación de velocidad

Para este diseño la cadena solo va a transmitir el movimiento, entonces la relación de velocidad es de 1:1

$$R = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{1}{1} = 1$$

c) Tipo de cadena

En esta sección se escoge el tipo de cadena, hileras, paso, número de dientes del engrane a conducir, tipo de lubricación, etc. Para fines de cálculos se escogió:

Debido a que la potencia se va a transmitir por 2 hileras de cadena se debe considerar un factor de hilera de 1.7, con lo cual la potencia por hilera es 3 hp en base a esto se selecciona la cadena del catálogo de MBA BULNES (APÉNDICE E)

- Cadena de Rodillos simple número 80 H-1.
- Accesorios W A- 2
- Paso 25.4 mm (1").

- $N_1=18$ dientes de Catarina.
- Lubricación normal.

d) Número de dientes

$$R = \frac{N_2}{N_1} = 1$$

$$N_2 = N_1 = 18$$

e) Diámetro de paso

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$$

$$D_p = \frac{25.4 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180}{18}\right)}$$

$$D_p = 146.27 \text{ mm}$$

f) Distancia entre centros

La distancia entre centros está en el rango de 30 a 50 veces el paso. Para distancias entre centro de 80 veces el paso o mayores deben usarse piñones guías o guías de cadena para soportar el peso de esta.

g) Longitud necesaria en número de pasos

$$L = 2(50) + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(50) + \frac{22 + 22}{2} + \frac{(22 - 22)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 122 \text{ pasos}$$

h) Ajuste de la distancia entre centros.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \left(\frac{N_2 + N_1}{2} \right) \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + L - \left(\frac{N_2 + N_1}{2} \right) \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[122 - \frac{22 + 22}{2} + 122 - \left(\frac{22 + 22}{2} \right) \right]$$

$$C = 50 \text{ pasos} = 50(1'') = 50'' = 1270 \text{ mm}$$

Es necesario colocar apoyos o guías cada 1270 mm debido a la longitud del tramo.

i) Ángulo de contacto

El ángulo de contacto debe ser mayor a 120° .

$$\theta = 180 \pm 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)$$

$$\theta = 180 \pm 2 \sin^{-1} \left(\frac{22 - 22}{2} \right)$$

$$\theta = 180$$

3.3.8 Diseño del eje de transmisión

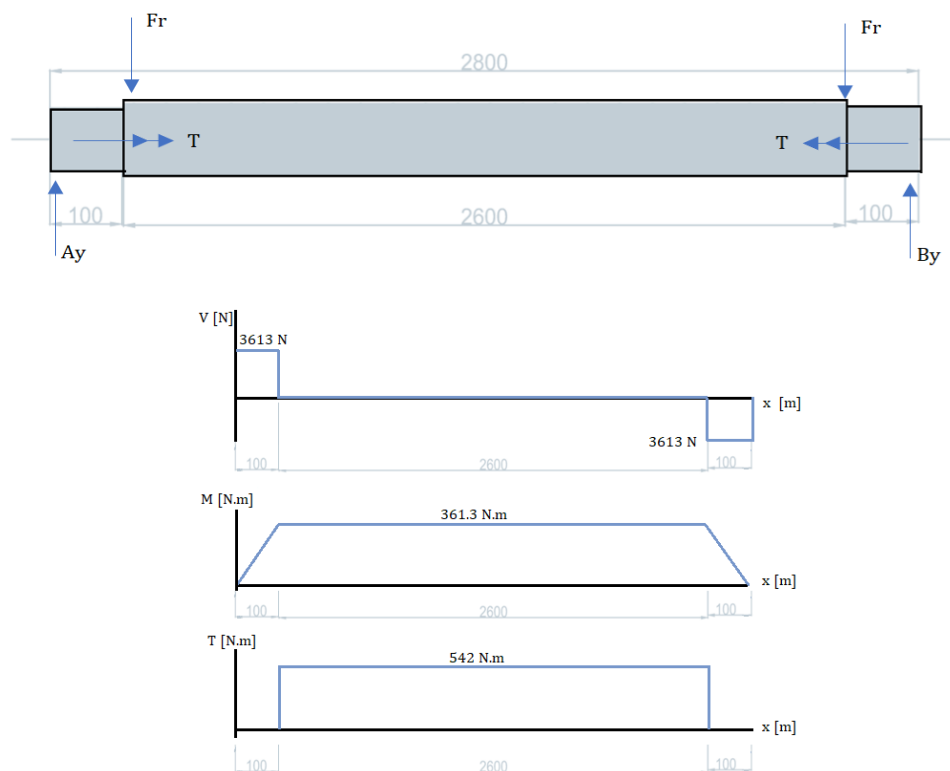


Figura 3.7 Diagrama de fuerza cortante, momento flector y torque para diseño de eje motriz.

$$T_m = 542.00 \text{ N.m}$$

$$M_a = 361.13 \text{ N.m}$$

Para el diseño del eje principal se considera que, sometido a torsión y flexión, se empleara la teoría modificada de Goodman y Von Mises para determinar el diámetro mínimo dado por las ecuaciones (2.49) a (2.55).

Se selecciona como material el acero AISI 1020, sus propiedades mecánicas son:

Resistencia a la fluencia por tensión: $S_y = 393 \text{ MPa}$

Resistencia ultima a la tensión: $S_{ut} = 469 \text{ MPa}$

El eje está sometido a carga de flexión y torsión por lo tanto el factor de carga es:

$$C_{carga} = 1$$

El factor de corrección de tamaño está dado por la ecuación (2.52), debido a que no conocemos el diámetro del eje para la primera iteración se asume:

$$C_{tamaño} = 1$$

Para el factor de corrección de superficie el eje debe ser maquinado con lo cual mediante la Figura 2.16 se obtiene:

$$C_{sup} = 0.84$$

El eje trabaja a temperaturas inferiores a 100 °C por lo tanto el factor de corrección de temperatura es:

$$C_{temp} = 1$$

Se considera una confiabilidad del 99% por lo tanto de la Tabla 2.4 se obtiene:

$$C_{conf} = 0.814$$

La resistencia a la fatiga sin corregir esta dada por ecuación (2.54)

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5 (469 \text{ MPa}) = 234.50 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga corregida está dada por la ecuación (2.51)

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S'_e$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.84 * 1 * 0.814 * 234.50 = 160.34 \text{ MPa}$$

Los concentradores de esfuerzo se determinan mediante la ecuación (2.55) Considerando un radio de muesca de 0.01 in, para los escalones $k_t = 3.5$ y $k_{ts} = 2$, el factor de sensibilidad a la muesca lo obtenemos de la Figura 2.17.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.52(3.5 - 1) = 2.3$$

$$k_{fsm} = 1 + q(k_{ts} - 1) = 1 + 0.54(2 - 1) = 1.54$$

Se considera un torque constante y esfuerzo de flexión de ciclo invertido con lo cual:

$$T_a = M_m = 0$$

$$M_a = 361.30 \text{ N.m}$$

$$T_m = 542.00 \text{ N.m}$$

Se comprueba el factor de seguridad para fatiga de la ecuación (2.50) despejando N_f :

$$N_f = \frac{\pi d^3}{32} \left(\frac{k_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} k_{fsm} T_m}{2 S_{ut}} \right)^{-1}$$

Tabla 3.5 Resultados de factores de seguridad obtenidos para diferentes diámetros de ejes comerciales.

Iteración	Diámetro de eje d (in)	Diámetro de eje d (mm)	Factor de seguridad N_f
1	1'	25.4 mm	0.23
2	$1 \frac{1}{4}$ "	31.75 mm	0.46
3	$1 \frac{1}{2}$ "	38.10 mm	0.80
4	$1 \frac{3}{4}$ "	44.45 mm	1.28
5	2"	50.80 mm	1.90

Se observa que el factor de seguridad a la fatiga N_f es mayor a uno para diámetros de eje de $1 \frac{3}{4}$ " y 2" respectivamente, una vez encontrado el diámetro se debe verificar el nuevo factor de seguridad, se debe calcular el factor de corrección de tamaño mediante la ecuación (2.52), y volver a calcular la resistencia a la fatiga corregida. Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.6 Nuevos factores de seguridad obtenidos con factor de tamaño corregido para la segunda iteración.

Iteración	Diámetro de eje d (in)	Diámetro de eje d (mm)	Factor de seguridad N_f	Nuevo Factor de seguridad N_f
4	$1 \frac{3}{4}$ "	44.45 mm	1.28	1.09
5	2"	50.80 mm	1.90	1.62

Finalmente siendo conservadores se selecciona el diámetro del eje de 2".

3.3.9 Selección de chumaceras.

Del catálogo de NTN-SNR el diámetro aproximado es de 50 mm con lo cual el eje seleccionado en el ítem anterior debe maquinarse hasta este diámetro.

Se escoge la chumacera UCFE 210 de 50 mm de diámetro interior, su factor de valor de capacidad estática $C_{0r} = 23.20 \text{ KN}$, factor de valor de carga dinámica $C_r = 35.10 \text{ KN}$. Los valores de las reacciones en los apoyos son $A_y = B_y = 3613 \text{ N}$, es evidente que la carga estática aplicada de 3613 N está por debajo que el valor estático del cojinete cumpliéndose la relación de la ecuación (2.56).

Luego se puede calcular la vida proyectada mediante la ecuación (2.57)

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{radial}} \right)^3 \left(\frac{10^6}{60 n} \right) = \left(\frac{35.10 \times 10^3 \text{ N}}{3613 \text{ N}} \right)^3 \left(\frac{10^6}{60 * 38 \text{ RPM}} \right)$$

$$L_{10} = 402144 \text{ h}$$

Suponiendo que trabaja 12 horas al día, entonces la vida en años es

$$L_{10} = 91 \text{ años}$$

3.3.10 Selección de acople para conjunto eje de transmisión -motor reductor

Primero se debe calcular el par máximo de la carga mediante la ecuación (2.58). Se considera un factor de seguridad 2 (APÉNDICE G) debido a que la máquina es accionada por un motor eléctrico y tipo de carga pesada. La potencia requerida por el sistema y la velocidad angular se calcularon en la sección 3.2.7 con lo cual remplazando se obtiene:

$$M_L = 9550 * \left(\frac{P}{n} \right) * f = 9550 * \left(\frac{2.16 \text{ KW}}{38 \text{ RPM}} \right) * 2 = 1085 \text{ [N.m]}$$

El diámetro del eje es 50 mm calculado en la sección 3.2.10, mientras que el diámetro del motor reductor es 40 mm (APÉNDICE C).

Finalmente se selecciona del catálogo de RINGSPANN (APÉNDICE G) el acoplamiento de compensación L70 con agujero d1 acabado a 40 mm y agujero d2 acabado a 50 mm el cual soporta un par máximo de 1000 [N.m]. Nótese que el par máximo está un poco por debajo del par

requerido, pero se considera aceptable debido a la compensación del factor de seguridad seleccionado.

3.4 Análisis de elementos finitos

En la simulación se consideró la distribución de la presión de los granos de cacao que varía con la profundidad, se aplicó esta presión en la paleta tal como se observa en la Figura 3.8.

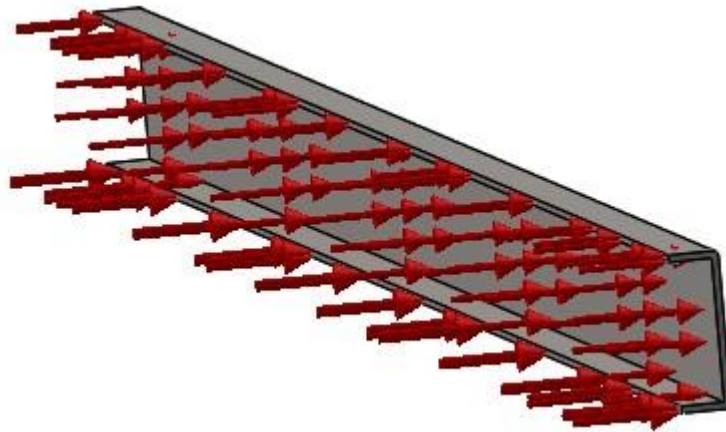


Figura 3.8 Distribución de presión ejercida por los granos de cacao

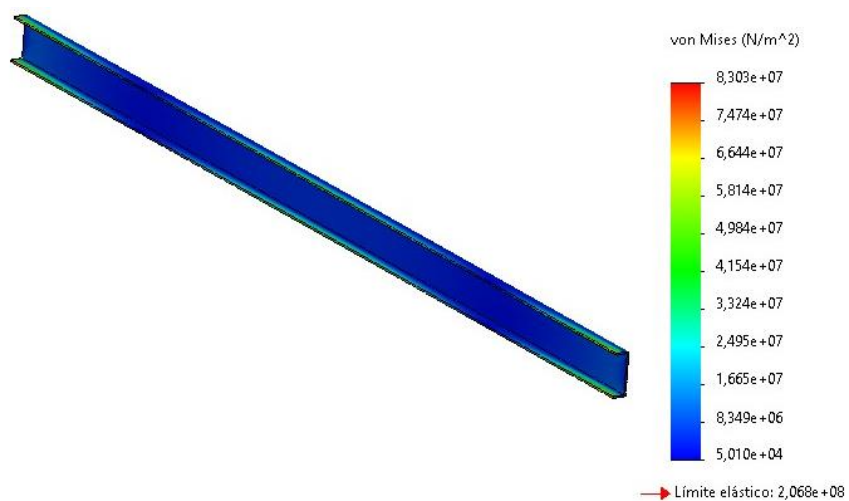


Figura 3.9 Esfuerzos Von Mises en la paleta

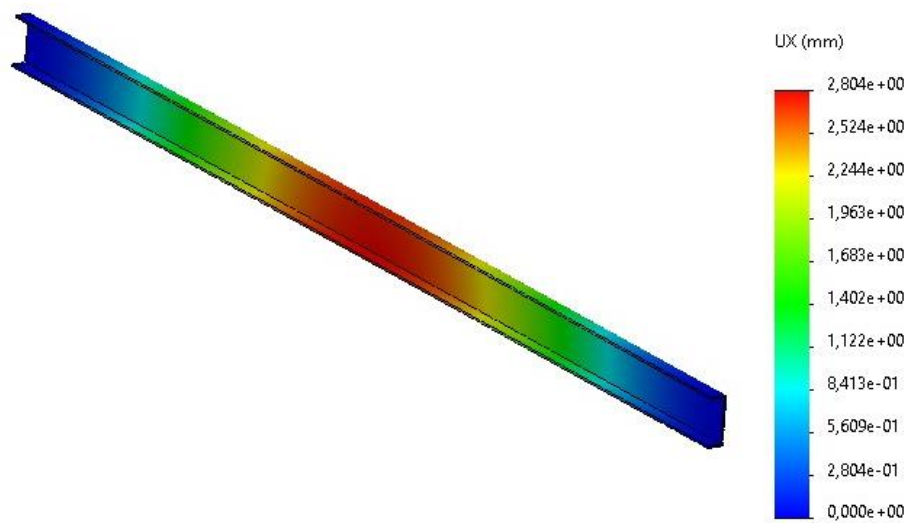


Figura 3.10 Distribución de deflexión en la paleta

En la Figura 3.9 se obtuvo la distribución de esfuerzos en la paleta y se observa que está no va a fallar ya que el esfuerzo máximo es de 8.303×10^7 MPa siendo menor este valor a la resistencia del material. El factor de seguridad de la simulación es de 2.5 mientras que en los cálculos teóricos el factor de seguridad es de 2.07.

En la Figura 3.10 se muestra que la deflexión máxima es 2.804 mm de manera que se obtuvo un resultado muy cercano al teórico siendo la deflexión máxima 2.70 mm.

3.5 Análisis de costos

En la Tabla 3.7 se enlistan los equipos y materiales utilizados para la construcción de la secadora de cacao.

Si se requiere construir una secadora nueva con paredes de hormigón y a la vez adaptar el mecanismo removedor propuesto el costo es de aproximadamente \$ 12,839.

Tabla 3.7 Costos de materiales y equipos para construcción de secadora

Materiales y equipos	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Plancha perforada de acero galvanizado 5 mm de espesor, agujero diámetro 5 mm	5	170	850
Plancha acero inoxidable AISI 304 de 5 mm	1	480	480
Plancha de acero galvanizado de 2 mm	1	65	65
Blower Sodeca 1.5 kW	1	1500	1500
Quemador Sirca	1	800	800
Motorreductor Bonfiglioli C513_37.0 S3 M3L4 3 kW	1	2500	2500
Variador de frecuencia	1	400	400
Cadena de Rodillos Número 80 H1 con accesorios 80 ft	1	1848	1848
Catarina Número 80 Paso 1" Tipo BS	6	15	90
Eje de acero AISI 1020 de 2 in x 6 m	1	220	220
Chumacera de Pared NTN UCFE 210	4	18	72
Pernos y tuercas		10	10
Construcción de estructura de hormigón	1	2000	2000
Doblado de planchas	8	0,5	4
Mano de obra			2000
		Total	\$12 839

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Mediante el análisis de calor se seleccionó un Blower centrífugo de 2 hp de potencia, el cual cumple con los requerimientos de la aplicación dejando en manifiesto la deficiencia del antiguo Blower donde la potencia era de 1 hp con el cual funcionaba la secadora.
- Se determinó que, al cambiar el material de las paredes del contenedor rectangular de acero galvanizado por hormigón, las pérdidas de calor se reducen de 2467 W a 1155 W lo cual representa una disminución en las pérdidas de calor del 53.18 %.
- Mediante la matriz de decisión se determinó que el mecanismo adecuado para adaptarlo como un sistema removedor de granos es el transportador tipo Redler de doble cadena. Con esta adaptación se logra eliminar el esfuerzo físico que realiza el operador al realizar la remoción de granos de forma manual.
- Para realizar el dimensionamiento de las paletas, esta se la modela como una viga con doble empotramiento, al comparar los resultados analíticos con los obtenidos en la simulación se determinó la altura, espesor y sección transversal. Además, se comprobó la deflexión y el factor de seguridad obteniendo valores aproximados.

4.2 Recomendaciones

- A pesar de que la norma INEN-EN 1672-2 indica que los aceros inoxidable son los adecuados para construcción de máquinas las cuales están en contacto con alimentos, por factor costo para este rediseño se sigue empleando algunos componentes contruidos en acero galvanizado.

- Se recomienda que los granos entren a la secadora con un 30 % de humedad para garantizar la uniformidad de secado.
- Es recomendable colocar una guarda o cobertor para cadena y catarinas con la finalidad de evitar cualquier accidente.
- Para la lubricación de los elementos mecánicos tales como cadenas, catarinas y chumaceras se debe usar grasa de grado alimenticio.

BIBLIOGRAFÍA

- Alcaldía de Milagro – Página 129 – La ciudad más dulce del Ecuador.* (s. f.). Recuperado 12 de noviembre de 2020, de <https://milagro.gob.ec/129/>
- Anecacao.* (2019). <http://www.anecacao.com/uploads/estadistica/cacao-ecuador-2019-4.pdf>
- Arvelo, M. A., González León, D., Delgado, T., Maroto, S., & Montoya López, P. (2017). *Manual técnico del cultivo de cacao: Prácticas latinoamericanas.* IICA.
- Cacao Nacional | Anecacao Ecuador.* (s. f.). Recuperado 15 de noviembre de 2020, de <http://www.anecacao.com/es/quienes-somos/cacao-nacional.html>
- Chávez, J. E. O., Chuquín, N., Saquina, L., & Cueva, O. (2018). Diseño y construcción de una secadora automática para cacao a base de aire caliente tipo rotatorio para una capacidad de 500 kg. *Enfoque UTE*, 9(2), 159-174. <https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n2.185>
- Álvarez, A. (1985) *Costos Proyectoados y Valoración de Maquinaria Agrícola.*
- Duran, F., Gonzalez, M., Farez, M., & Vargas, M. (2018). *Dinámica de la producción y comercialización del cacao ecuatoriano. Un enfoque en la provincia de El Oro.*
- GAD Milagro. (s. f.).
- Loyola, K. (2001). *INGENIERO EN ESTADÍSTICA INFORMÁTICA.* <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/5754>
- Mott, R. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS* (4.ª ed.). Pearson.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas* (4.ª ed.). Pearson.
- Garrido, S. G. (2003). *Organización y gestión integral de mantenimiento* (1.ª ed.). Ediciones Diaz de Santos.

Parra Rosero, P. (2014). *Secado artificial de cacao. Estado del arte.*

<http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/10984>

Quilambaqui, M., & Delgado, E. (2020). *Tecnología de Secado Sostenible Optimización del consumo energético en el proceso de secado del cacao.*

Resumen-Cadena-de-Cacao-rev.pdf. (s. f.).

Ruiz, J. (2015). *Secadoras de cacao SIRCA.*

<http://www.canacacao.org/contenido.item.409/secadoras-de-cacao-sirca-ecuador.html>.

SPER BERNAL JOSE RICARDO, TORRES CORDOVA IVAN XAVIER.pdf. (s. f.).

Recuperado 9 de enero de 2021, de

<https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/11016/3/SPER%20BERNAL%20JOSE%20RICARDO%2c%20TORRES%20CORDOVA%20IVAN%20XAVIER.pdf>

White, F. (2004). *Mecánica de Fluidos* (5.^a ed.). MCGRAW-HILL INTERAMERICANA.

Zomorodian, A., Zare, D., & Ghasemkhani, H. (2007). Optimization and evaluation of a semi-continuous solar dryer for cereals (Rice, etc). *Desalination*, 209(1), 129-135.

<https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.04.021>

Beckett, S. (2000). *La ciencia del Chocolate*, Zaragoza, España. Editorial Acribia.

Pytel, A., & Singer, F. L. (2005). *Resistencia de Materiales*. Alfaomega Grupo Editor.

Torres, A., & Gonzales, C.(2016). *Diseño mecánico y construcción de un secador de cacao (Theobroma cacao L.) al vacío para medianos y grandes productores en la provincia de Manabí.*

Oriol, G., & José M. (1988). *Máquinas de Transporte Continuo. La Habana; Editorial Pueblo y Educación.*

Pis, O. (2005). *Automatización de la metodología de cálculo para transportadores de paletas.*

APÉNDICES

APÉNDICE A

TABLAS DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ, kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ, kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K Líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.058 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

MATERIAL	Temperatura °C	Densidad ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Calor específico c_p $\frac{\text{Joules}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$	Cond. térmica k $\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$	Difusiv. térmica $\alpha \times 10^5$ $\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$
Amianto	20	383	816	0,113	0,036
Asfalto	20-55	2120		0,74-0,76	
Baquelita	20	1270		0,233	
Ladrillo común	20	1800	840	0,38-0,52	0,028-0,034
Ladrillo de carborundum (50% SiC)	20	2200		5,820	
Ladrillo de carborundum	600 1400			18,5 11,1	
Ladrillo de magnesita (50% MgO)	20 200 650 1200	2000	1,13	2,680 3,81 2,77 1,9	
Ladrillo de mampostería	20	1700	837	0,658	0,046
Ladrillo de sílice (95% SiO ₂)	20	1900		1,070	
Ladrillo de circonio (62% ZrO ₂)	20	3600		2,440	
Ladrillo al cromo	200 550 900	3000	0,84	2,32 2,47 1,99	0,092 0,098 0,079
Arcilla refractaria, cocida a 1330°C	500 800 1100	2000	0,96	1,04 1,07 1,09	0,054
Arcilla refractaria, cocida a 1450°C	500 800 1100	2300	0,96	1,28 1,37 1,4	0,04
Cartón	20			0,14-0,35	
Cemento (duro)	20			1,047	



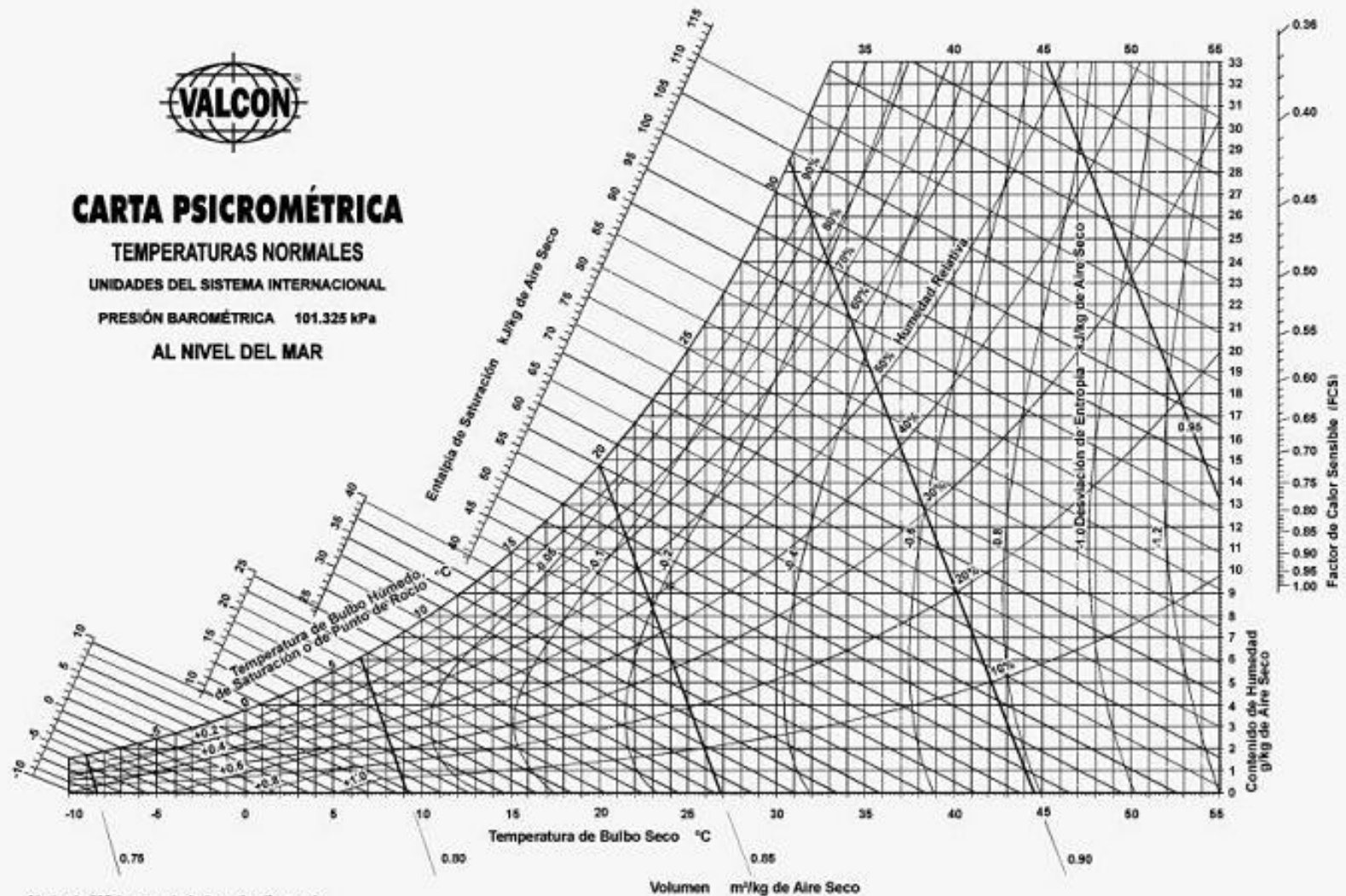
CARTA PSICROMÉTRICA

TEMPERATURAS NORMALES

UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL

PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa

AL NIVEL DEL MAR



Abajo de 0°C las propiedades y las líneas de desviación de la entalpía son para el hielo

Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión barométrica de 101.325 kPa (al nivel del mar).
Las unidades están en el sistema internacional (SI).

APÉNDICE B

CATÁLOGO DE SODECA PARA SELECCIÓN

VENTILADORES CENTRÍFUGOS

VENTILADORES CENTRÍFUGOS Y EXTRACTORES EN LÍNEA PARA CONDUCTOS

CBX CBXC CBXR CBXT



CBX: Ventiladores centrífugos de doble aspiración a transmisión, con salida de eje por ambos lados y turbina con álabes hacia delante

CBXC: Ventiladores centrífugos de doble aspiración a transmisión, con estructura cúbica de gran rigidez para reforzar la envolvente

CBXR: Ventiladores centrífugos de doble aspiración a transmisión, con estructura reforzada y rodamientos de puente rígido soportados sobre la estructura

CBXT: Ventiladores centrífugos de doble aspiración a transmisión, equipados con motor eléctrico, conjunto de poleas, correas, protectores y turbina con álabes hacia delante



CBX



CBXC



CBXR



CBXT

Ventilador:

- Envolvente en chapa de acero galvanizado
- Turbina con álabes hacia delante, en chapa de acero galvanizado
- CBX y CBXC: Rodamientos soportados con amortiguadores de goma para evitar vibraciones
- CBX: Se suministra con pies soporte PSB

Motor:

- Motores de eficiencia IE3 para potencias iguales o superiores a 0,75KW, excepto monofásicos, 2 velocidades y 8 polos
- Eje libre con rodamientos a bolas de engrase permanente en

ambos lados

- Temperatura máxima del aire a transportar: CBX, CBXC y CBXT: -20°C +80°C CBXR: -20°C +110°C

Acabado:

- Anticorrosivo en chapa de acero galvanizado

Bajo demanda:

- CBX: Pueden suministrarse el soporte motor y tensor de correas SM

Código de pedido

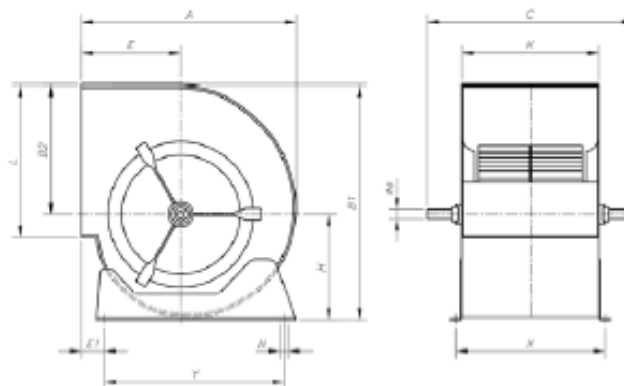


Características técnicas

	Equivalencia pulgadas	Velocidad máx. (r/min)	Máx.Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m ³ /h)	Temperatura del aire (°C) min/max	Peso aprox. (Kg)	According ErP
CBX-1919	7/7	2500	1,10	3850	-20 +80	5,0	2015
CBX-2525	9/9	1800	1,50	5700	-20 +80	9,0	2015
CBX-2828	10/10	1700	1,50	6500	-20 +80	10,5	2015
CBX-3333	12/12	1400	1,50	8050	-20 +80	15,5	2015
CBX-3939	15/15	1000	1,50	11000	-20 +80	24,0	2015
CBX-4747	18/18	700	1,50	14500	-20 +80	33,5	2015

Dimensiones mm

CBX
Suministro
standard RD 90

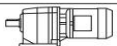






	Equiv. pulg.	A	B1	B2	C	E	E1	H	K	L	N	oe	X	Y
CBX-1919	7/7	316	333	189	360	152	64	144	230	208	9x13	20	258	225
CBX-2525	9/9	380	400	218	430	183	78	182	300	263	9x13	20	328	275
CBX-2828	10/10	422	450	246	470	202	73	204	326	292	9x17	20	355	315
CBX-3333	12/12	493	526	290	560	230	82	236	387	345	9x17	25	415	390
CBX-3939	15/15	579	621	348	650	265	92	273	473	404	9x17	25	500	455
CBX-4747	18/18	686	746	415	750	323	82	331	540	482	9x17	25	568	575

APÉNDICE C

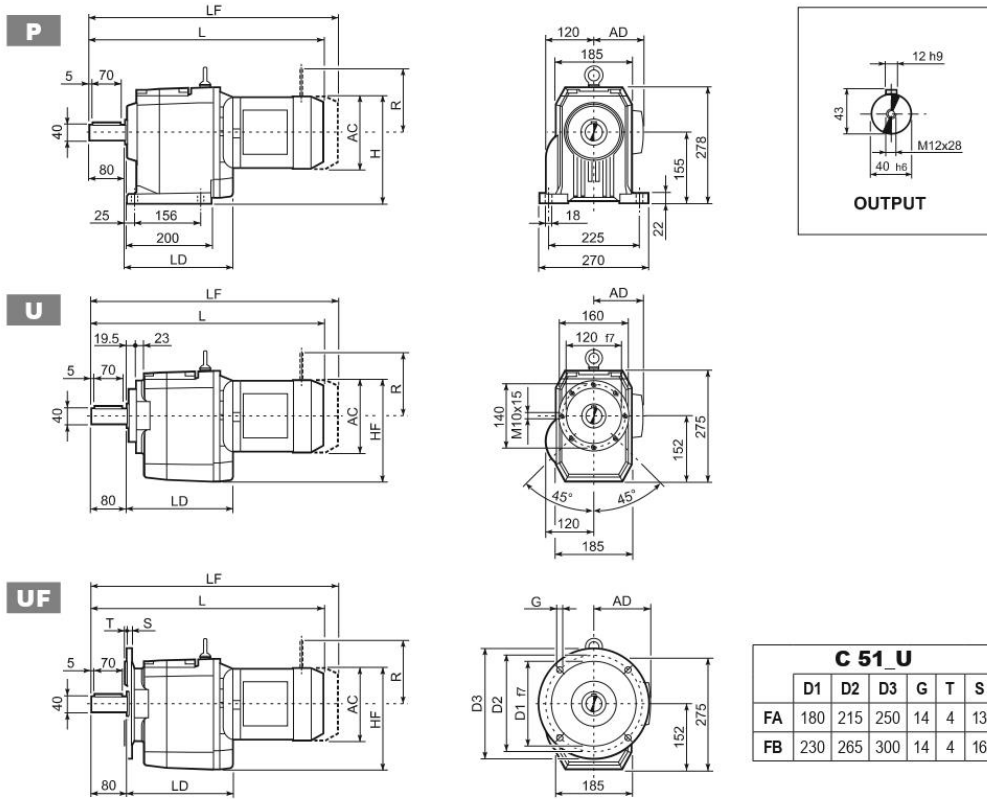
CATÁLOGO DE BONFIGLIOLI PARA SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR



3 kW								
n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N			 IEC 	
26.4	1010	1.6	53.5	16000	C613_53.5 S3 M3LB4	150	C613_53.5 P100 BN100LB4	151
27.6	967	1.0	51.2	10000	C513_51.2 S3 M3LB4	146	C513_51.2 P100 BN100LB4	147
29.6	900	1.8	47.6	16000	C613_47.6 S3 M3LB4	150	C613_47.6 P100 BN100LB4	151
30	883	1.1	46.7	10000	C513_46.7 S3 M3LB4	146	C513_46.7 P100 BN100LB4	147
32	845	2.7	44.7	25000	C703_44.7 S3 M3LB4	154	C703_44.7 P100 BN100LB4	155
32	821	1.9	43.4	16000	C613_43.4 S3 M3LB4	150	C613_43.4 P100 BN100LB4	151
33	832	0.9	43.1	10000	C512_43.1 S3 M3LB4	146	C512_43.1 P100 BN100LB4	147
34	780	2.9	41.3	25000	C703_41.3 S3 M3LB4	154	C703_41.3 P100 BN100LB4	155
35	765	1.3	40.5	10000	C513_40.5 S3 M3LB4	146	C513_40.5 P100 BN100LB4	147
35	779	1.0	40.4	10000	C512_40.4 S3 M3LB4	146	C512_40.4 P100 BN100LB4	147
37	734	1.8	38.0	16000	C612_38.0 S3 M3LB4	150	C612_38.0 P100 BN100LB4	151
38	698	1.4	37.0	10000	C513_37.0 S3 M3LB4	146	C513_37.0 P100 BN100LB4	147
39	702	1.1	36.4	10000	C512_36.4 S3 M3LB4	146	C512_36.4 P100 BN100LB4	147
39	683	2.3	36.1	16000	C613_36.1 S3 M3LB4	150	C613_36.1 P100 BN100LB4	151
41	661	1.9	34.2	16000	C612_34.2 S3 M3LB4	150	C612_34.2 P100 BN100LB4	151
43	638	1.2	33.0	10000	C512_33.0 S3 M3LB4	146	C512_33.0 P100 BN100LB4	147
43	623	2.4	33.0	16000	C613_33.0 S3 M3LB4	150	C613_33.0 P100 BN100LB4	151
45	590	1.0	31.2	5550	C413_31.2 S3 M3LB4	142	C413_31.2 P100 BN100LB4	143
46	588	2.3	30.4	15900	C612_30.4 S3 M3LB4	150	C612_30.4 P100 BN100LB4	151
47	575	1.4	29.8	10000	C512_29.8 S3 M3LB4	146	C512_29.8 P100 BN100LB4	147
50	546	0.9	28.3	5460	C412_28.3 S3 M3LB4	142	C412_28.3 P100 BN100LB4	143
51	519	1.9	27.4	10000	C513_27.4 S3 M3LB4	146	C513_27.4 P100 BN100LB4	147
51	529	2.6	27.4	15400	C612_27.4 S3 M3LB4	150	C612_27.4 P100 BN100LB4	151
54	500	1.6	25.9	10000	C512_25.9 S3 M3LB4	146	C512_25.9 P100 BN100LB4	147
54	487	0.9	26.2	4500	C363_26.2 S3 M3LB4	138	C363_26.2 P100 BN100LB4	139
56	483	1.0	25.0	5480	C412_25.0 S3 M3LB4	142	C412_25.0 P100 BN100LB4	143
57	479	2.8	24.8	15100	C612_24.8 S3 M3LB4	150	C612_24.8 P100 BN100LB4	151
59	451	2.0	23.9	10000	C513_23.9 S3 M3LB4	146	C513_23.9 P100 BN100LB4	147
60	451	1.8	23.4	10000	C512_23.4 S3 M3LB4	146	C512_23.4 P100 BN100LB4	147
63	435	1.1	22.6	5420	C412_22.6 S3 M3LB4	142	C412_22.6 P100 BN100LB4	143
63	431	3.1	22.4	14600	C612_22.4 S3 M3LB4	150	C612_22.4 P100 BN100LB4	151
64	412	1.0	22.1	4530	C363_22.1 S3 M3LB4	138	C363_22.1 P100 BN100LB4	139
65	412	2.2	21.8	10000	C513_21.8 S3 M3LB4	146	C513_21.8 P100 BN100LB4	147
67	405	2.0	21.0	10000	C512_21.0 S3 M3LB4	146	C512_21.0 P100 BN100LB4	147
71	381	1.3	19.8	5390	C412_19.8 S3 M3LB4	142	C412_19.8 P100 BN100LB4	143
74	361	1.1	19.0	4450	C362_19.0 S3 M3LB4	138	C362_19.0 P100 BN100LB4	139
75	365	2.2	18.9	10000	C512_18.9 S3 M3LB4	146	C512_18.9 P100 BN100LB4	147
79	343	1.4	17.8	5300	C412_17.8 S3 M3LB4	142	C412_17.8 P100 BN100LB4	143
82	327	1.2	17.2	4400	C362_17.2 S3 M3LB4	138	C362_17.2 P100 BN100LB4	139
85	320	2.5	16.6	9790	C512_16.6 S3 M3LB4	146	C512_16.6 P100 BN100LB4	147
89	305	1.5	15.8	5240	C412_15.8 S3 M3LB4	142	C412_15.8 P100 BN100LB4	143
90	296	0.9	15.6	3680	C322_15.6 S3 M3LB4	134	C322_15.6 P100 BN100LB4	135
94	289	2.8	15.0	9540	C512_15.0 S3 M3LB4	146	C512_15.0 P100 BN100LB4	147
96	280	1.4	14.8	4340	C362_14.8 S3 M3LB4	138	C362_14.8 P100 BN100LB4	139
99	275	1.6	14.2	5140	C412_14.2 S3 M3LB4	142	C412_14.2 P100 BN100LB4	143
100	267	0.9	14.1	3650	C322_14.1 S3 M3LB4	134	C322_14.1 P100 BN100LB4	135
106	253	1.5	13.3	4260	C362_13.3 S3 M3LB4	138	C362_13.3 P100 BN100LB4	139
107	253	3.0	13.1	9200	C512_13.1 S3 M3LB4	146	C512_13.1 P100 BN100LB4	147
114	239	1.8	12.4	5040	C412_12.4 S3 M3LB4	142	C412_12.4 P100 BN100LB4	143
114	234	1.0	12.3	3580	C322_12.3 S3 M3LB4	134	C322_12.3 P100 BN100LB4	135
119	228	3.4	11.8	8950	C512_11.8 S3 M3LB4	146	C512_11.8 P100 BN100LB4	147



C 51...M



			AC	H	HF	L	LD	AD	Kg	LF	Kg	M...FD		M...FA	
												R	AD	R	AD
C 51 2/3	S1	M1	138	224	221	517.5	—	108	49	578.5	52	103	135	124	108
C 51 2/3	S2	M2S	156	233	230	545.5	252.5	119	53	616.5	57	129	146	134	119
C 51 2/3	S3	M3S	195	252.5	249.5	589.5	267.5	142	58	685.5	65	160	158	160	142
C 51 2/3	S3	M3L	195	252.5	249.5	621.5	267.5	142	65	712.5	72	160	158	160	142
C 51 2/3	S4	M4	258	284	281	729.5	—	193	99	838.5	117	226	210	217	193
C 51 2/3	S4	M4LC	258	284	281	764.5	—	193	107	863.5	125	226	210	217	193
C 51 2/3	S5	M5S	310	310	307	816	—	245	127	956	157	266	245	247	245
C 51 2/3	S5	M5L	310	310	307	860	—	245	143	1000	173	266	245	247	245
C 51 4	S1	M1	138	224	221	589	—	108	52	650	55	103	135	124	108
C 51 4	S2	M2S	156	233	230	617	—	119	56	688	60	129	146	134	119
C 51 4	S3	M3S	195	252.5	249.5	661	—	142	61	757	68	160	158	160	142
C 51 4	S3	M3L	195	252.5	249.5	693	—	142	68	784	75	160	158	160	142

APÉNDICE D

CATÁLOGO DE MARTIN PARA SELECCIÓN DE CATARINAS



Sprockets de Acero en Existencia

No. 80 Paso 1"

Tipo BS — Barreno a la Medida — 2 Opresores

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia															
					Incluye Cuñero y 2 Opresores															
9	80BS9	3.350	1½	1.6	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞											
10	80BS10	3.680	1½	1.7	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞											
10	80BS10W★	3.680	1½	1.7																
11	80BS11	4.010	1½	1.8	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞							
11	80BS11W★	4.010	1½	1.8																
12	80BS12	4.330	1½	3.0	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞			
12	80BS12W★	4.330	1½	3.0																
13	80BS13	4.660	1½	3.5	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
14	80BS14	4.980	1½	4.1	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
15	80BS15	5.300	1½	5.2	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
15	80BS15W★	5.300	1½	5.3																
16	80BS16	5.630	1½	5.5	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
17	80BS17	5.950	1½	6.0	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
18	80BS18	6.270	1½	6.5	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
18	80BS18W★	6.270	1½	6.0	1½	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞											
19	80BS19	6.590	1½	7.0	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
20	80BS20	6.910	1½	8.0	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
21	80BS21	7.240	1½	8.9	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
22	80BS22	7.560	1½	9.5	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
23	80BS23	7.880	1½	10.2	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
24	80BS24	8.200	1½	10.8	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
25	80BS25	8.520	1½	11.4	1	— 1¼	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾	— 1⅞	— 1	— 1½	— 1¾
26	80BS26	8.840	2	14.0																
27	80BS27	9.160	2	14.7																
28	80BS28	9.480	2	15.3																
29	80BS29	9.800	2	16.4																
30	80BS30	10.110	2	16.7																
31	80BS31	10.430	2	18.0																
32	80BS32	10.750	2	18.8																
33	80BS33	11.070	2	18.9																
34	80BS34	11.390	2	20.6																
35	80BS35	11.710	2	21.4																
36	80BS36	12.030	2	22.4																
37	80BS37	12.350	2	23.9																
38	80BS38	12.670	2	24.0																
39	80BS39	12.990	2	24.9																
40	80BS40	13.310	2	26.0																
41	80BS41	13.630	2	27.1																
42	80BS42	13.940	2	28.0																
43	80BS43	14.260	2	29.3																
44	80BS44	14.580	2	29.3																
45	80BS45	14.900	2	30.7																
46	80BS46	15.220	2	32.4																
47	80BS47	15.540	2	33.3																
48	80BS48	15.860	2	34.8																
49	80BS49	16.180	2	35.1																
50	80BS50	16.500	2	36.6																
51	80BS51	16.810	2	38.5																
52	80BS52	17.130	2	40.3																
53	80BS53	17.450	2	42.2																
54	80BS54	17.770	2	44.0																
55	80BS55	18.090	2	46.3																
56	80BS56	18.410	2	47.3																
57	80BS57	18.730	2	48.9																
58	80BS58	19.040	2	50.6																
59	80BS59	19.360	2	52.2																
60	80BS60	19.680	2	58.8																

★ W = Sprocket Winche - Cuñero ¾ × ½ - Opresores a 90°.

Los diámetros de las mazas varían para ajustarse a los diferentes tamaños de barrenos.
NOTA: EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL DIENTE

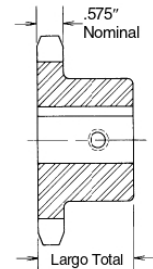
No. 80 Paso 1"

Sprockets de Acero en Existencia

Sencillo - Tipo BS Winch - 1 Opressor

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero (Ver Nota) y Opressor a 90° del Cuñero
10	80BS10W	3.680	1"	1.7	1 1/4
11	80BS11W	4.010	1"	1.8	1 1/4
12	80BS12W	4.330	1"	3.0	1 1/4
15	80BS15W	5.300	1"	5.2	1 1/4
18	80BS18W	6.270	1"	7.8	1 1/4 — 1 1/2

EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL DIENTE



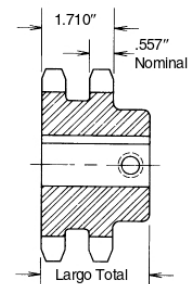
TIPO BS

Winch Doble - Tipo BS (Dientes Endurecidos) - 1 Opressor

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero (Ver Nota) y Opressor a 90° del Cuñero
12	D80BS12HW	3.680	2 1/4"	5.2	1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4
15	D80BS15HW	5.300	2 1/4"	9.2	1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4
18	D80BS18HW	6.270	2 1/4"	13.5	1 1/4 — 1 1/2 — 2
20	D80BS20HW	6.910	2 1/4"	16.2	1 1/4 — 1 1/2 — 2
24	D80BS24HW	8.200	2 1/4"	23.2	1 1/4 — 2

EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL DIENTE.

Nota: El barreno de 1 1/4" tiene un cuñero de 3/16" x 5/32" y un opressor a 90° del cuñero.
El barreno de 1 1/2" tiene un cuñero de 3/16" x 5/32" y un opressor a 90° del cuñero.
El barreno de 1 3/4" tiene un cuñero de 3/8" x 5/16" y un opressor a 90° del cuñero.
El barreno de 2" tiene un cuñero de 3/8" x 5/16" y un opressor a 90° del cuñero.



DOBLE TIPO BS

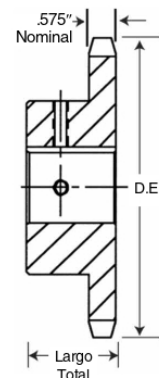


No. 80 - Dientes Endurecidos — 2 Opressores

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opressores
9	80BS9HT	3.350	1"	1.6	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4
10	80BS10HT	3.368	1"	1.7	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4
11	80BS11HT	4.010	1"	1.8	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 3/4 — 1 3/4
12	80BS12HT	4.330	1"	3.0	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4
13	80BS13HT	4.660	1"	3.5	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2
14	80BS14HT	4.980	1"	4.1	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2
15	80BS15HT	5.300	1"	5.2	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2
16	80BS16HT	5.630	1 1/4"	6.1	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2
17	80BS17HT	5.950	1 1/4"	7.0	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2 — 2 1/4
18	80BS18HT	6.270	1 1/4"	7.8	1 — 1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2 — 2 1/4
19	80BS19HT	6.590	1 1/2"	8.3	1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2 — 2 1/4
20	80BS20HT	6.910	1 1/2"	9.5	1 1/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 1 1/2 — 1 3/4 — 2 — 2 1/4

EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DEL CENTRO DEL DIENTE.

Los sprockets en existencia de Martin con dientes endurecidos, alargan la vida de la transmisión. Es recomendable que el sprocket motriz de una transmisión de cadena de rodillos tenga dientes endurecidos cuando la relación de velocidad sea de 4:1 o mayor, si el sprocket motriz tiene menos de 24 dientes o si la transmisión opera a velocidades superiores a 600 RPM.

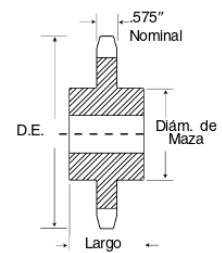


TIPO BS

Sencillo - Tipo C — Acero

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Piloto	Máx.	Diámetro	Largo	
11	80C11	4.010	1	1 1/4	2 5/8 ★	2 1/2	3.87
12	80C12	4.330	1	1 1/4	3 1/8 ★	2 1/2	4.31
13	80C13	4.660	1	2	3 3/8	2 1/2	5.32
14	80C14	4.980	1	2 1/4	3 5/8	2 1/2	6.44
15	80C15	5.300	1	2 1/2	3 7/8	2 1/2	7.75
16	80C16	5.630	1	2 5/8	4	2 1/2	8.81

★ Tiene una ranura en la maza para que libre la cadena.

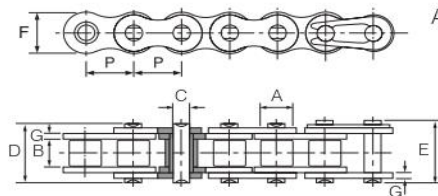


TIPO C

APÉNDICE E

CATÁLOGO DE BULNES PARA SELECCIÓN DE CADENAS Y ACCESORIOS

Roller chain
ANSI Heavy Duty Roller Chain

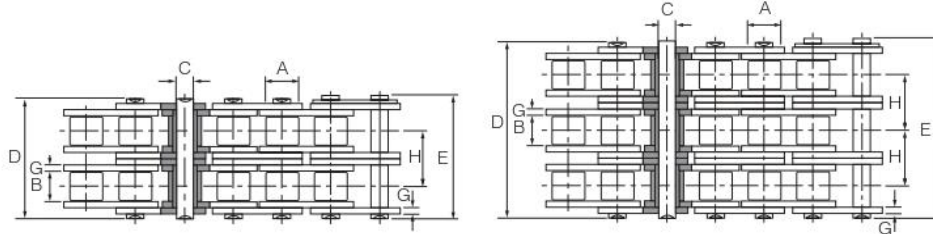


ANSI Heavy Duty Roller Chain

ANSI Chain number/ Número de cadena	Pitch / Paso	Roller diameter/ diámetro de rodillo	Width between inner plates/ Ancho entre placas interiores	Pin diameter/ diámetro de perno	Pin length/ longitud de perno		
	P	A	B	C	D	E	
SIMPLEX							
40H-1	12,7	7,95	7,85	3,96	18,8	19,9	
50H-1	15,875	10,16	9,4	5,08	22,1	23,4	
60H-1	19,05	11,91	12,57	5,94	29,2	31	
80H-1	25,4	15,88	15,75	7,92	36,2	37,7	
100H-1	31,75	19,05	18,9	9,53	43,6	46,9	
120H-1	38,1	22,23	25,22	11,1	53,5	57,5	
140H-1	44,45	25,4	25,22	12,7	57,6	62,2	
160H-1	50,8	28,58	31,55	14,27	68,2	73	
200H-1	63,5	39,68	37,85	19,85	86,6	93,5	
DUPLEX							
60H-2	19,05	11,91	12,57	5,94	55,3	57,1	
80H-2	25,4	15,88	15,75	7,92	68,8	70,3	
100H-2	31,75	19,05	18,9	9,53	82,7	86	
120H-2	38,1	22,23	25,22	11,1	102,4	106,4	
140H-2	44,45	25,4	25,22	12,7	109,8	114,4	
160H-2	50,8	28,58	31,55	14,27	130,1	134,9	
200H-2	63,5	39,68	37,85	19,85	164,9	171,8	
TRIPLEX							
60H-3	19,05	11,91	12,57	5,94	81,4	83,2	
80H-3	25,4	15,88	15,75	7,92	101,4	102,9	
100H-3	31,75	19,05	18,9	9,53	121,8	125,1	
120H-3	38,1	22,23	25,22	11,1	151,2	155,2	
140H-3	44,45	25,4	25,22	12,7	162	166,6	
160H-3	50,8	28,58	31,55	14,27	192	196,8	
200H-3	63,5	39,68	37,85	19,85	243,2	250,1	



Cadena de rodillos Cadena de rdllos ANSI para trabajo pesado



	Inner plate height/ Altura placa interior	Plate thick-ness/ grosor de placa	Trans-verse pitch/ paso transverso	Minimum tensile strength/ resistencia mínima de tracción	Average tensile strength/ Resistencia media de tracción	Weight/ Peso
	F	G	H	kN	kN	kg/m
	12	2,03	-	14,1	19,1	0,82
	15,09	2,42	-	22,2	30,2	1,25
	18	3,25	-	31,8	42,7	1,87
	24	4	-	56,7	71,4	3,1
	30	4,8	-	88,5	112,4	4,52
	35,7	5,6	-	127	160,9	6,6
	41	6,4	-	172,4	217,3	8,3
	47,8	7,2	-	226,8	285,8	10,3
	60	9,5	-	353,8	444,5	19,16
	18	3,25	26,11	63,6	84,5	3,71
	24	4	32,59	113,4	145,3	6,15
	30	4,8	39,09	177	225,9	9,03
	35,7	5,6	48,87	254	322,7	13,13
	41	6,4	52,2	344,8	437,7	16,6
	47,8	7,2	61,9	453,6	571,6	20,2
	60	9,5	78,31	707,6	894,9	38,11
	18	3,25	26,11	95,4	113,9	5,54
	24	4	32,59	170,1	203,5	9,42
	30	4,8	39,09	265,5	314,8	12,96
	35,7	5,6	48,87	381	444,7	19,64
	41	6,4	52,2	517,2	598,4	24,9
	47,8	7,2	61,9	680,4	787,3	30,1
	60	9,5	78,31	1061,4	1228,2	57,06

Roller Chain
Roller Chain Attachments



A-1 & K-1 Attachments/ Accesorios

ISO No.	ANSI No.	P	I	J	K	L	M	O
	40	12.700	9.50	25.40	35.20	1.50	7.90	3.40
	50	15.875	12.70	31.75	46.20	2.03	10.30	5.50
	60	19.050	15.90	38.10	55.60	2.42	11.90	5.50
	80	25.400	19.10	50.80	64.80	3.25	15.90	6.80
	100	31.750	25.40	63.50	87.30	4.00	19.80	9.20
	120	38.100	28.60	76.20	108.50	4.80	23.00	9.80
	140	44.450	34.90	88.90	123.00	5.60	28.60	11.40
	160	50.800	38.10	101.60	142.80	6.40	31.80	13.10
*06B		9.525	8.00	19.04	27.00	1.30	6.50	3.50
08B		12.700	9.50	25.40	36.40	1.60	8.90	4.50
10B		15.875	14.30	31.75	44.60	1.70	10.31	5.30
12B		19.050	16.00	38.10	52.40	1.85	13.46	6.40
16B		25.400	19.10	50.80	72.60	3.10	15.88	6.40

SA-1 & SK-1 Attachments/ Accesorios

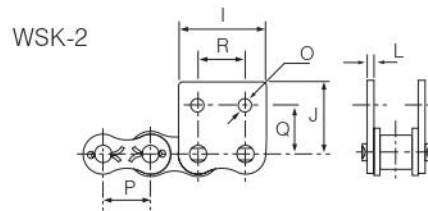
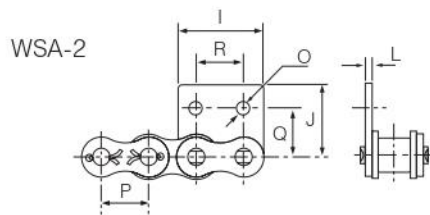
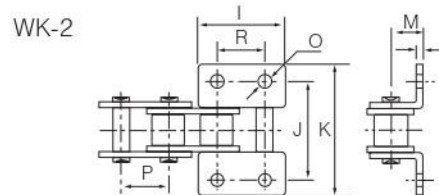
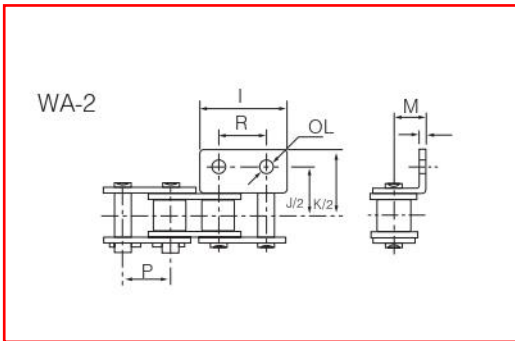
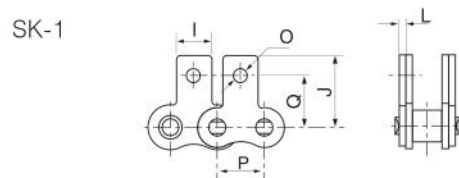
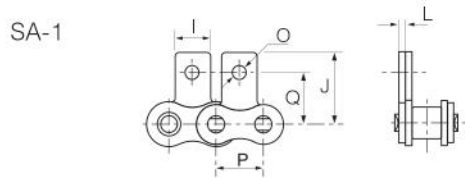
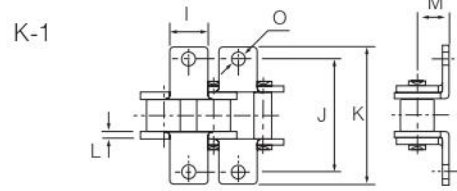
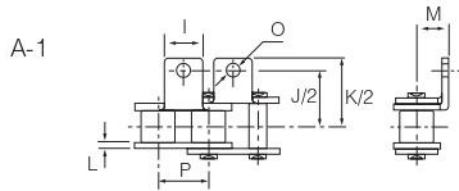
ISO No.	ANSI No.	P	I	J	Q	L	O
	40	12.700	9.50	19.05	12.70	1.50	3.40
	50	15.875	12.70	25.25	15.90	2.03	5.50
	60	19.050	15.90	29.33	18.30	2.42	5.50
	80	25.400	19.10	34.70	24.60	3.25	6.80
	100	31.750	25.40	43.30	31.80	4.00	9.20
	120	38.100	28.60	51.60	36.50	4.80	9.80
	140	44.450	34.90	62.00	44.50	5.60	11.40
	160	50.800	38.10	69.85	50.80	6.40	13.10
*06B		9.525	8.00	13.50	9.52	1.30	3.50
08B		12.700	9.50	18.90	13.35	1.60	4.30
10B		15.875	14.30	22.95	16.50	1.70	5.30
12B		19.050	16.00	28.60	21.45	1.85	6.40
16B		25.400	19.10	34.00	23.15	3.10	6.40

WA-2 & WK-2 Attachments/ Accesorios

ISO No.	ANSI No.	P	I	R	J	K	L	M	O
	40	12.700	23.00	12.70	25.40	35.60	1.50	7.90	3.40
	50	15.875	28.80	15.88	31.80	46.80	2.03	10.30	5.50
	60	19.050	34.65	19.05	38.10	56.40	2.42	11.90	5.50
	80	25.400	45.90	25.40	50.80	73.20	3.25	15.90	6.80
	100	31.750	57.65	31.75	63.50	89.80	4.00	19.80	9.20
08B		12.700	24.00	12.70	25.40	36.40	1.60	8.90	4.30
10B		15.875	29.58	15.88	31.80	44.60	1.70	10.31	5.30
12B		19.050	34.05	19.05	38.10	52.40	1.85	13.46	6.40
16B		25.400	46.40	25.40	50.80	72.60	3.10	15.88	6.40

WSA-2 & WSK-2 Attachments/ Accesorios

ISO No.	ANSI No.	P	I	R	J	Q	L	O
	40	12.700	23.00	12.70	17.40	12.70	1.50	3.40
	50	15.875	28.80	15.88	23.05	15.90	2.03	5.50
	60	19.050	34.65	19.05	26.86	18.30	2.42	5.50
	80	25.400	45.90	25.40	35.45	24.60	3.25	6.80
	100	31.750	57.65	31.75	44.00	31.80	4.00	9.20
08B		12.700	23.30	12.70	18.90	13.35	1.60	4.30
10B		15.875	29.58	15.88	22.95	16.50	1.70	5.30
12B		19.050	34.05	19.05	28.60	21.45	1.85	6.40
16B		25.400	46.40	25.40	34.00	23.15	3.10	6.40



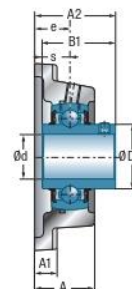
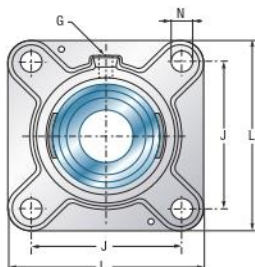
APÉNDICE F

CATÁLOGO DE NTN-SNR PARA SELECCIÓN DE CHUMACERAS

SNR Soportes autoalineantes en fundición/chapa de acero

→ Soportes aplique

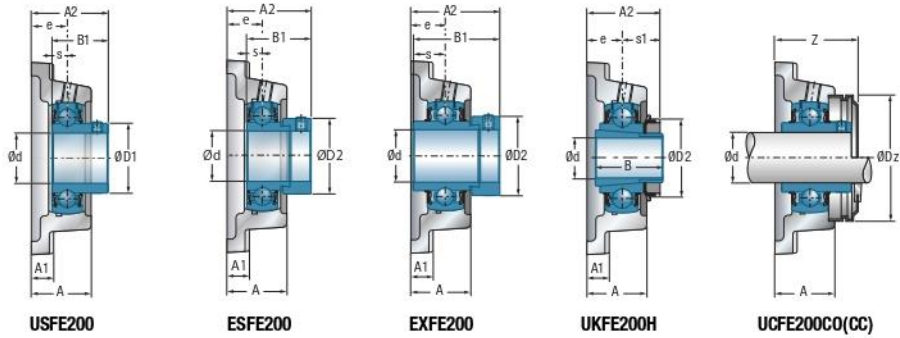
FE200



UCFE200

Diámetro del eje		Denominación		Dimensiones principales [mm]								
d mm		L	J	A	A1	A2	e	N	s1	B	B1	s
40	UCFE208	130	101,5	39,5	13,0	54,2	24,0	14,0	-	-	49,2	19,0
	USFE208	130	101,5	39,5	13,0	49,0	24,0	14,0	-	-	34,0	9,0
	ESFE208	130	101,5	39,5	13,0	56,7	24,0	14,0	-	-	43,7	11,0
	EXFE208	130	101,5	39,5	13,0	58,9	24,0	14,0	-	-	56,3	21,4
	UKFE209H	137	105,0	40,0	13,0	50,0	24,0	14,0	26,0	50,0	-	-
45	UCFE209	137	105,0	40,0	13,0	54,2	24,0	14,0	-	-	49,2	19,0
	USFE209	137	105,0	40,0	13,0	55,0	24,0	14,0	-	-	41,2	10,2
	ESFE209	137	105,0	40,0	13,0	56,7	24,0	14,0	-	-	43,7	11,0
	EXFE209	137	105,0	40,0	13,0	58,9	24,0	14,0	-	-	56,3	21,4
	UKFE210H	143	111,0	44,0	13,0	55,5	28,0	18,0	27,5	55,0	-	-
50	UCFE210	143	111,0	44,0	13,0	60,6	28,0	18,0	-	-	51,6	19,0
	USFE210	143	111,0	44,0	13,0	60,6	28,0	18,0	-	-	43,5	10,9
	ESFE210	143	111,0	44,0	13,0	60,7	28,0	18,0	-	-	43,7	11,0
	EXFE210	143	111,0	44,0	13,0	66,1	28,0	18,0	-	-	62,7	24,6
	UKFE211H	162	130,0	48,5	15,0	60,0	31,0	18,0	29,0	59,0	-	-
55	UCFE211	162	130,0	48,5	15,0	64,4	31,0	18,0	-	-	55,6	22,2
	USFE211	162	130,0	48,5	15,0	64,5	31,0	18,0	-	-	45,3	11,8
	ESFE211	162	130,0	48,5	15,0	67,4	31,0	18,0	-	-	48,4	12,0
	EXFE211	162	130,0	48,5	15,0	74,6	31,0	18,0	-	-	71,3	27,7
	UKFE212H	175	143,0	53,5	16,0	65,0	34,0	18,0	31,0	62,0	-	-
60	UCFE212	175	143,0	53,5	16,0	73,7	34,0	18,0	-	-	65,1	25,4
	USFE212	175	143,0	53,5	16,0	72,8	34,0	18,0	-	-	53,7	14,9
	ESFE212	175	143,0	53,5	16,0	71,3	34,0	18,0	-	-	49,3	12,0
	EXFE212	175	143,0	53,5	16,0	80,8	34,0	18,0	-	-	77,7	30,9
	UKFE213H	188	150,0	56,0	18,0	70,0	38,0	18,0	32,0	65,0	-	-
65	UCFE213	188	150,0	56,0	18,0	77,7	38,0	18,0	-	-	65,1	25,4
	EXFE213	188	150,0	56,0	18,0	89,6	38,0	18,0	-	-	85,7	34,1
	UKFE215H	197	153,0	59,0	20,0	76,8	41,3	23,0	35,5	73,0	-	-
70	UCFE214	188	150,0	56,0	18,0	82,4	38,0	18,0	-	-	74,6	30,2
	EXFE214	188	150,0	56,0	18,0	89,6	38,0	18,0	-	-	85,7	34,1
	UKFE216H	197	153,0	61,0	20,0	80,3	41,3	23,0	39,0	78,0	-	-

* = Equipado de dos tapones de protección para eje pasante: sufijo CO o COE
 ** = Equipado de un tapón abierto y de un tapón cerrado en los extremos de eje: sufijo CC o CCE



Dimensiones principales [mm]					Cuerpos de soportes	Rodamiento inserto	Tapón de protección abierto*	Tapón de protección cerrado**	Capacidad dinámica C_r [kN]	Capacidad estática C_{0r} [kN]	Peso kg	Diámetro del eje d mm
D1	D2	G	Z	Dz								
53,0	-	R1/8"	57,9	88,0	FE208	UC208G2	CO	CC	29,60	18,20	2,1	40
53,0	-	R1/8"	57,9	88,0	FE208	US208G2	CO	CC	29,60	18,20	2,0	
-	60,3	R1/8"	64,0	88,0	FE208	ES208G2	COE	CCE	29,60	18,20	2,1	
-	60,3	R1/8"	64,0	88,0	FE208	EX208G2	COE	CCE	29,60	18,20	2,2	
-	65,0	R1/8"	58,4	95,0	FE209	UK209G2H	CO	CC	31,85	20,80	2,4	
57,2	-	R1/8"	58,4	95,0	FE209	UC209G2	CO	CC	31,85	20,80	2,2	45
57,2	-	R1/8"	58,4	95,0	FE209	US209G2	CO	CC	31,85	20,80	2,2	
-	63,5	R1/8"	65,5	95,0	FE209	ES209G2	COE	CCE	31,85	20,80	2,2	
-	63,5	R1/8"	65,5	95,0	FE209	EX209G2	COE	CCE	31,85	20,80	2,4	
-	70,0	R1/8"	65,8	100,0	FE210	UK210G2H	CO	CC	35,10	23,20	2,7	
61,8	-	R1/8"	65,8	100,0	FE210	UC210G2	CO	CC	35,10	23,20	2,6	50
61,8	-	R1/8"	65,8	100,0	FE210	US210G2	CO	CC	35,10	23,20	2,5	
-	69,9	R1/8"	73,5	100,0	FE210	ES210G2	COE	CCE	35,10	23,20	2,6	
-	69,9	R1/8"	73,5	100,0	FE210	EX210G2	COE	CCE	35,10	23,20	2,8	
-	75,0	R1/8"	69,1	110,0	FE211	UK211G2H	CO	CC	43,55	29,20	3,7	
69,0	-	R1/8"	69,1	110,0	FE211	UC211G2	CO	CC	43,55	29,20	3,7	55
69,0	-	R1/8"	69,1	110,0	FE211	US211G2	CO	CC	43,55	29,20	3,6	
-	76,2	R1/8"	82,5	110,0	FE211	ES211G2	COE	CCE	43,55	29,20	3,4	
-	76,2	R1/8"	82,5	110,0	FE211	EX211G2	COE	CCE	43,55	29,20	3,9	
-	80,0	R1/8"	78,4	120,0	FE212	UK212G2H	CO	CC	52,50	32,80	4,9	
74,9	-	R1/8"	78,4	120,0	FE212	UC212G2	CO	CC	52,50	32,80	4,9	60
74,9	-	R1/8"	78,4	120,0	FE212	US212G2	CO	CC	52,50	32,80	4,7	
-	84,2	R1/8"	89,0	120,0	FE212	ES212G2	COE	CCE	52,50	32,80	4,6	
-	84,2	R1/8"	89,0	120,0	FE212	EX212G2	COE	CCE	52,50	32,80	5,2	
-	85,0	R1/8"	77,4	132,0	FE213	UK213G2H	CO	CC	57,20	40,00	6,1	
82,0	-	R1/8"	77,4	132,0	FE213	UC213G2	CO	CC	57,20	40,00	6,0	65
-	86,0	R1/8"	92,0	132,0	FE213	EX213G2	COE	CCE	57,20	40,00	6,6	
-	98,0	R1/8"	-	-	FE215	UK215G2H	-	-	66,00	49,50	6,9	
86,5	-	R1/8"	-	-	FE214	UC214G2	-	-	62,00	45,00	6,2	70
-	96,8	R1/8"	-	-	FE214	EX214G2	-	-	62,00	45,00	6,7	
-	105,0	R1/8"	-	-	FE216	UK216G2H	-	-	72,50	54,20	7,5	



APÉNDICE G

CATÁLOGO DE RINGSPANN PARA SELECCIÓN DE ACOPLES MECÁNICOS

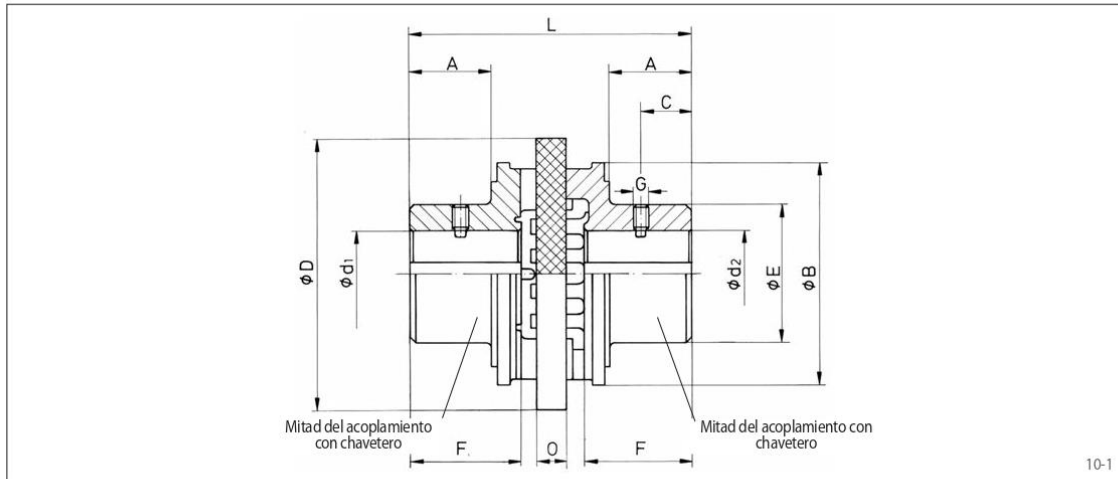
Factor de seguridad f

Tipo de máquina accionada	Accionada por			
	Transmisiones por correa, motores eléctricos	Motores de combustión 4 y 6 cilindros	Motores de combustión 2 y 3 cilindros, monocilindros, máquinas de vapor	Motores de combustión monocilíndricos
Transmisiones por correa, pequeños generadores, pequeños ventiladores, sopladores rotativos	1,5	1,7	1,9	2,2
Elevadores pequeños, ventiladores más grandes, máquinas ligeras para metal, madera y textil, pequeñas cintas transportadoras	1,8	2,0	2,2	2,5
Elevadores para cargas pesadas, cintas transportadoras pesadas, cintas transportadoras suspendidas, mezcladoras, máquinas textiles con altas inercias	2,0	2,2	2,4	2,7
Prensas, bombas de corte, punzonadoras, bombas de pistón, calandrias, molinos de última generación, molinos de martillo	2,5	2,7	2,9	3,2
Generadores de soldadura, trituradoras de piedra, unidades de rodillos pesados, compresores de pistón y bombas de pistón sin volante de inercia, trenes de laminación para metales	3,0	3,2	3,4	3,7

Acoplamiento de compensación L

RINGSPANN®

Cubos con chaveteros



Datos técnicos y dimensiones

Tamaño del acoplamiento	Par máximo M Nm	Velocidad máxima min ⁻¹	Inercia J kgm ²	Desplazamiento paralelo máx. mm	Agujero en desbaste d ₁ o d ₂ mm		Agujero en acabado d ₁ o d ₂ mm		A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F* mm	G mm	L mm	O mm	Peso con agujero en desbaste kg
					mín. mm	máx. mm	mín. mm	máx. mm										
L 10	2	13000	0,0001	0,50	4,3	5	15	-	-	7	32	26	13	M 4	35	6	0,10	
L 12	4	10500	0,0002	0,60	5	6	18	-	-	10	40	32	16	M 4	42	4	0,20	
L 16	8	8400	0,0003	0,80	7	8	25	-	-	10,5	50	40	18,5	M 5	51	6	0,38	
L 20	16	6800	0,0004	1,00	9	10	30	-	-	17	63	50	25	M 6	64	6	0,78	
L 27	32	5350	0,0008	1,35	11	12	40	-	-	24	80	65	32	M 6	85	8	1,70	
L 35	85	4100	0,0013	1,75	15	16	35	33	90	25	110	53	42	M 8	112	12	1,90	
L 42	190	3400	0,0039	2,10	19	20	42	41	110	30	135	66	53	M 8	136	14	3,70	
L 50	500	2670	0,0097	2,50	29	30	50	51	135	40	160	85	62	M 10	159	16	6,30	
L 70	1000	2140	0,0268	3,50	33	34	70	65	163	45	200	104	79	M 12	200	20	12,10	
L 90	2000	1700	0,1110	4,50	48	50	90	81	202	60	250	150	100	M 12	247	25	28,90	
L 110	4000	1350	0,2911	5,50	58	60	110	101	254	70	315	175	124	M 12	312	32	50,90	
L 140	8000	1050	0,9767	7,00	72	75	140	130	330	90	400	216	160	M 12	402	40	104,00	

* Las longitudes F₁ y F₂ de los cubos, pueden ser acortadas, con el correspondiente cambio en las dimensiones A, C y L.

Por favor, indique en el pedido:

- Si el suministro de debe realizar con los agujeros en desbaste según catálogo, o si se deben suministrar con agujeros en acabado.
- Si fueran en acabado, por favor, indique los diámetros d₁ y d₂. La tolerancia de los agujeros en acabado es H7. Chaveteros según DIN 6885, hoja 1.

Ejemplo de pedido

- Acoplamiento de compensación L 90 con agujero d₁ acabado a 55 mm y agujero d₂ acabado a 87 mm:
- L 90, d₁ = 55 mm, d₂ = 87 mm

APÉNDICE H

CÁLCULOS REPRESENTATIVOS

DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LAS PALETAS

Para la primera iteración se realiza el análisis de esfuerzos en el plano YZ dada por la carga distribuida de la figura 2.12, primero determinamos la distancia a la cual se aplica la fuerza resultante generada por la columna de granos mediante la ecuación 2.18:

$$z_p = 0.6 - \frac{1}{2}(0.245 \text{ m}) + \frac{(0.245 \text{ m})^2}{12 \left[0.6 - \frac{1}{2}(0.245 \text{ m})\right]} = 0.487 \text{ [m]}$$

Donde la distancia desde el punto de empotramiento hasta la aplicación de la fuerza está dada por la ecuación 2.26:

$$\bar{z} = 0.487 + 0.245 - 0.6 = 0.130 \text{ m}$$

Determinamos la fuerza mediante la ecuación 2.17

$$P = \left(775 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (0.487 \text{ m})(2.445 \text{ m})(0.245 \text{ m}) = 2226.8 \text{ N}$$

Para la primera iteración vamos a suponer un factor de seguridad $\eta = 1$ el material seleccionado es el acero inoxidable 304 el cual tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 220 \text{ MPa}$

Despejando el espesor de la ecuación 2.29 obtenemos

$$e_p^2 = \frac{\eta * 6(P * \bar{z})}{S_y e_p^2 h_p}$$
$$e_p = \left(\frac{1 * 6(2226 \text{ N} * 0.13 \text{ m})}{\left(220 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) (0.245 \text{ m})} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$e_p = 5.74 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 6 \text{ mm}$$

Se realiza el análisis de esfuerzos en el plano XY. La fuerza Resultante se calculó en la sección anterior el resultado fue de:

$$P = 2226.8 \text{ [N]}$$

Obtenemos la carga distribuida

$$w_{xy} = \frac{P}{B} = \frac{2226.8 \text{ N}}{2.445 \text{ m}} = 910.80 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Reacciones en los apoyos:

$$R_a = R_b = \frac{P}{2} = \frac{2226.8 \text{ N}}{2} = 1113.4 \text{ [N]}$$

Momentos en los apoyos:

$$M_a = M_b = -\frac{wB^2}{12} = \frac{\left(910.80 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)(2.445 \text{ m})^2}{12} = 453.70 \text{ [N.m]}$$

La ecuación del momento está dada por la expresión:

$$M = \frac{1}{12}w[6x(B - x)] - B^2$$

M_{max} lo obtenemos cuando $V = 0$ esto se da en $x = \frac{B}{2}$

$$M_{max} = \frac{1}{12} \left(910.80 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right) [6(1.22 \text{ m})(2.445 \text{ m} - 1.22 \text{ m})] - (2.445 \text{ m})^2$$

$$M_{max} = 674.6 \text{ [N.m]}$$

Despejando el ancho de la ecuación 2.29 obtenemos

$$e_p^2 = \frac{\eta * 6(M_{max})}{S_y h_p}$$

Donde:

$$e_p = \left(\frac{1 * 6(674.6 \text{ N.m})}{(220 \times 10^6) (0.245)} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$e_p = 8.69 \times 10^{-3} \text{ m} \cong 9 \text{ mm}$$

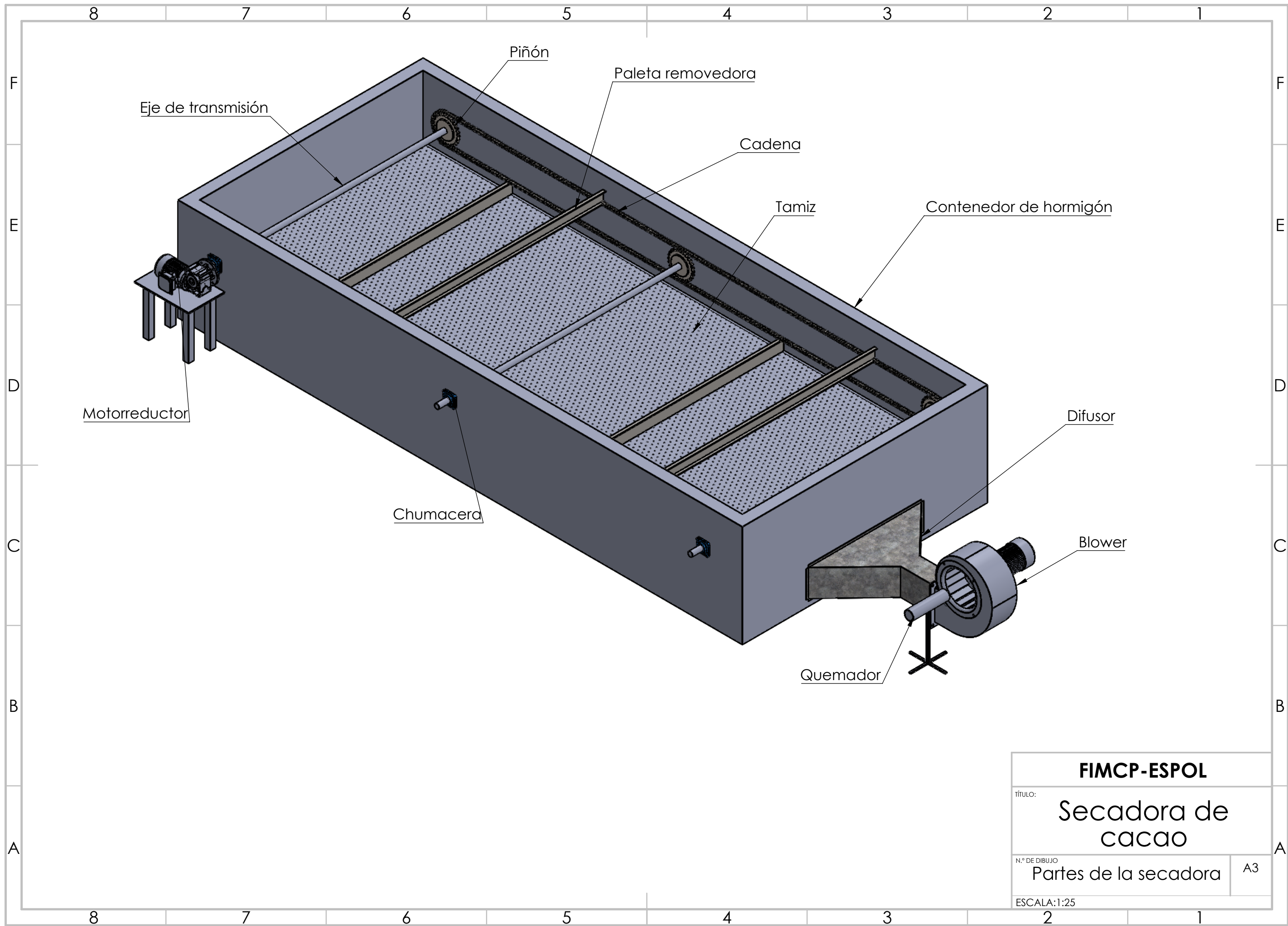
Se comprueba la deflexión mediante la ecuación 2.34

$$EIy = \frac{w L^4}{384}$$

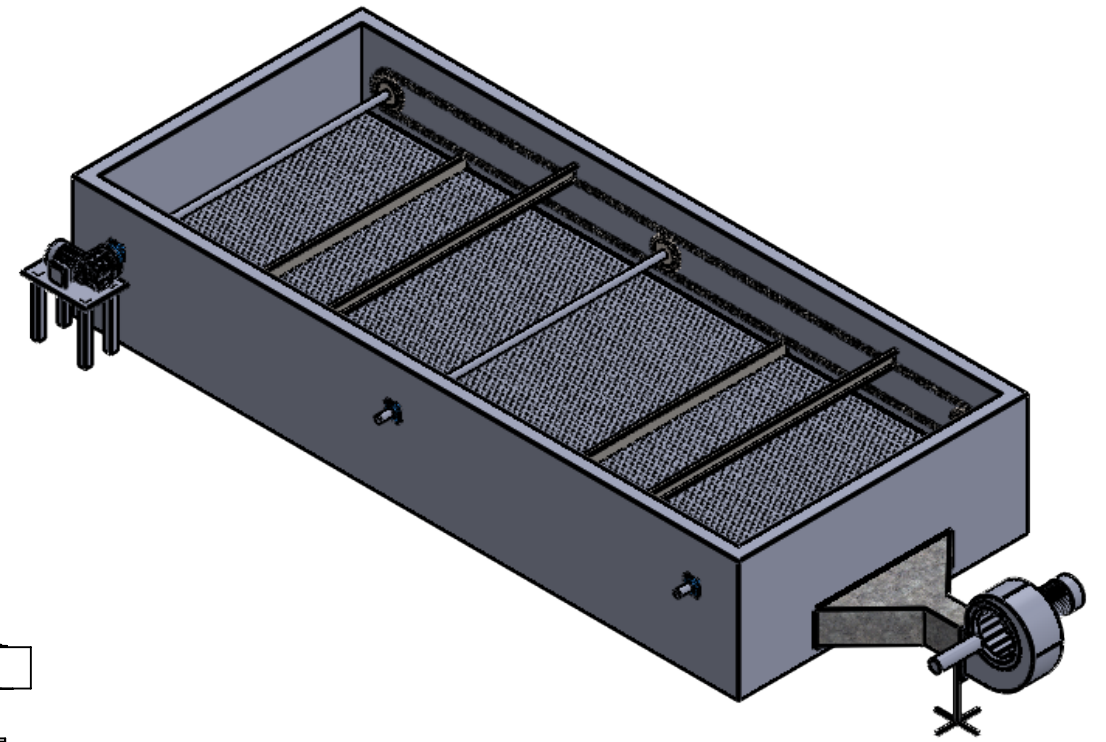
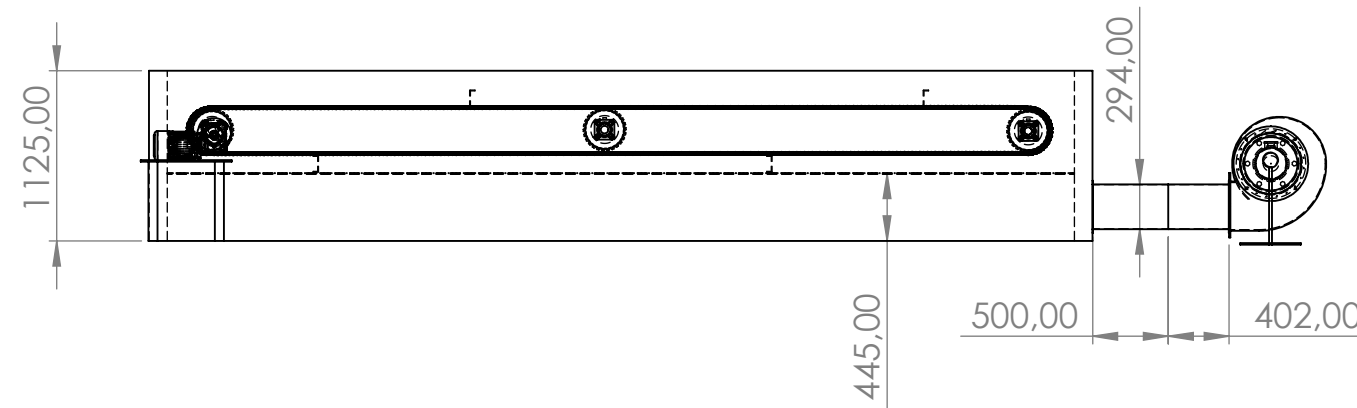
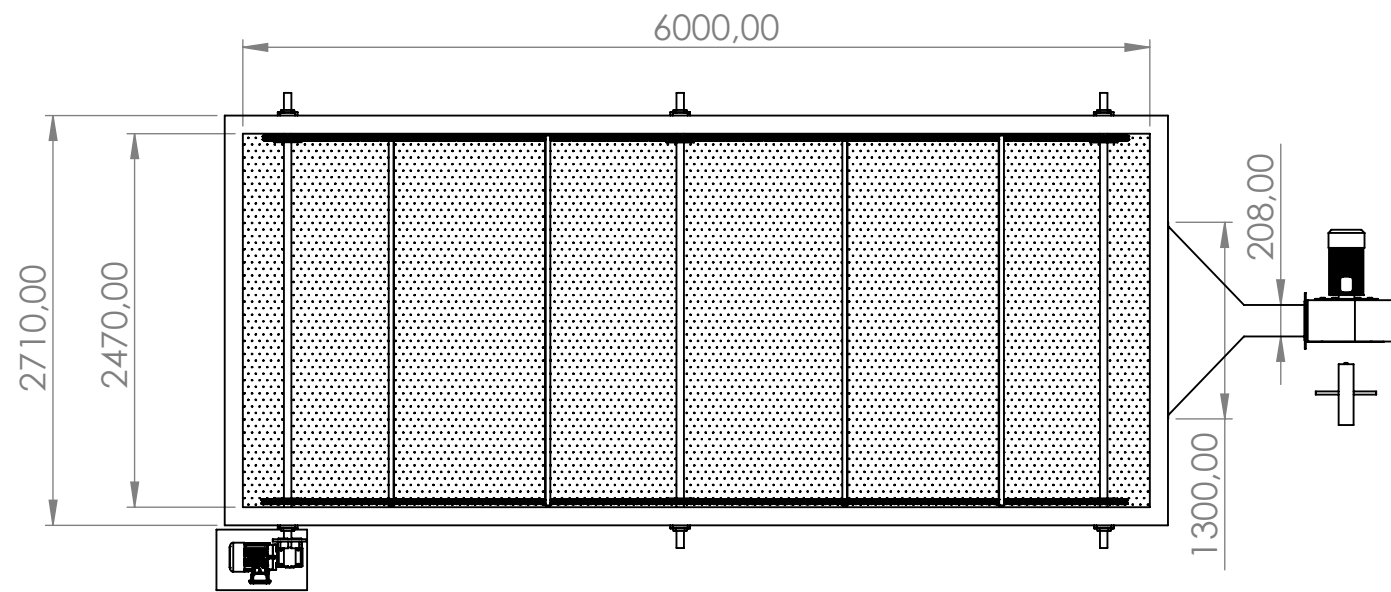
$$y = \frac{w L^4}{384EI} = \frac{(910.80 \frac{N}{m})(2.445 m)^4}{384 (190 \times 10^9 \frac{N}{m^2}) \left(\frac{(9 \times 10^{-3} m)^3 (2.445 m)}{12} \right)}$$

$$y = 0.0344 m$$

El resultado obtenido en la primera iteración es la dimensión mínima de la paleta para evitar que falle por fluencia. Sin embargo, la deflexión es considerada alta con lo cual se procede a obtener mediante iteraciones posibles dimensiones de paleta mediante espesores de plancha distribuidos a nivel local.



FIMCP-ESPOL	
TÍTULO: Secadora de cacao	
N.º DE DIBUJO Partes de la secadora	A3
ESCALA: 1:25	



FIMCP-ESPOL

TÍTULO:

**Secadora de
cacao**

N.º DE DIBUJO

Dimensiones principales

A3

ESCALA: 1:50