

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Evaluación y rediseño de las máquinas de transporte y tostado de una
planta procesadora de maní en el recinto Cascajal"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Erick Jonathan Moreira Valdez

Juan Carlos Yencón Velasco

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres, a mi abuela, a mi hermano, al tutor de este proyecto Ing. Gonzalo Zabala y a todos mis compañeros que de una u otra forma contribuyeron en mi formación profesional.

Erick Jonathan Moreira Valdez

Agradezco a mi madre Lupita Velasco, a mi familia, a mis amigos, a los tutores de este proyecto Ing. Gonzalo Zabala y Miguel Ángel Quilambaqui, Ph. D. y cada uno de los profesores que han sido parte de mi formación académica dentro de ESPOL.

Este trabajo va dedicado a Nancy Álvarez y Miguel Alfonso Velasco quienes han sido motivo de inspiración y lucha para cumplir esta meta.

Juan Carlos Yencón Velasco

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Erick Jonathan Moreira Valdez

Juan Carlos Yencón Velasco

Gonzalo Rodolfo Zabala Ortiz

Miguel Ángel Quilambaqui Jara, Ph. D.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Erick Moreira V.

AUTOR



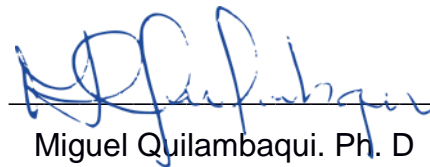
Juan Yencón Velasco

AUTOR



Ing. Gonzalo Zabala O.

DIRECTOR



Miguel Quilambaqui. Ph. D

DIRECTOR

RESUMEN

Este proyecto se enfoca en incentivar la rehabilitación de una planta procesadora de maní ubicada en el recinto San Vicente de Cascajal, realizando una inspección de las máquinas utilizadas dentro de los procesos de producción y readecuando aquellas que presenten problemas en su funcionamiento. Este proyecto se realiza con la finalidad de incentivar la reactivación económica de la zona y la productividad de la misma.

La comunidad del recinto es poseedora de una planta de maní que, al ser donada a la comunidad y montada por etapas, ha presentado problemas en su operación continua. Debido a esto, las instalaciones de la planta quedaron en desuso. Por consiguiente, este proyecto propone mejorar las máquinas que presenten problemas y adecuarlas para el manejo de maní.

La inspección realizada en las instalaciones de la planta reflejó que los sistemas que presentaban problemas eran el sistema de transporte por banda y el horno tostador de maní. Para la mejora del sistema de transporte se adecuaron los mecanismos del mismo, entre ellos los rodillos principales, rodillos de carga y retorno, la banda transportadora, y se implementaron, los accesorios de ajuste y limpieza de la banda. Por otro lado, para el diseño del horno tostador, se analizaron alternativas de modo de operación, tostado y tipo de mezclado. El prototipo ha sido diseñado en acero inoxidable AISI 304, cumpliendo con especificaciones técnicas para la manipulación de alimentos. Finalmente, se realizó el análisis térmico y mecánico del prototipo, así como simulaciones para corroborar dichos análisis.

El resultado del diseño presenta un sistema de transporte adecuado para transportar maní, de igual manera el horno tostador presenta un diseño de tambor rotario tipo batch, con un sistema de mezclado por cinta y fuente de energía a base de GLP. Ambos sistemas están adecuados para el manejo de producto alimenticio y ajustado a la necesidad de producción de la planta.

Palabras Clave: Diseño, Sistema de transporte por banda, máquina de tostado

ABSTRACT

This project focuses on encouraging the rehabilitation of a peanut processing plant located on the precinct of San Vicente de Cascajal, by performing an inspection of the machines used in production processes and readjusting those with problems in its operation. This project is done in order to encourage economic recovery and productivity of the area.

The community is possessed of a peanut plant, which has been donated to the community and assembled in stages, he has presented problems in continuous operation. Because of this, the plant facilities were abandoned by the community. Therefore, this project aims to improve machinery presenting problems and adapt for handling peanuts.

The inspection of the peanut plant showed that the systems who had problems were the conveyor belt and peanut toaster oven. To improve the transport system some mechanisms were modified, including the main idler, loading and return idlers, and implemented cleaning and adjustment accessories to the conveyor belt. Furthermore, to the design of the toaster oven, many alternatives of operation mode were analyzed, also for roasting mode and mixing type. The prototype has been designed in AISI 304 stainless steel, complying with technical specifications for food handling. Finally, the thermal and mechanical analysis was performed to the prototype, simulations are performed to corroborate these analyzes.

The result presents a system design suitable for conveying peanuts, just as the toaster oven features a design of batch type with a rotary drum, ribbon mixing system and LPG as energy source. Both systems are suitable for handling food product and adjusted to the need for plant production.

Keywords: design, conveyor belt system, toasting oven.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco teórico.....	3
1.3.1 Proceso de obtención del maní tostado.....	4
CAPÍTULO 2.....	14
2. Metodología del Diseño	14
2.1 Requerimientos del cliente.	14
2.2 Matriz de decisión.....	16
2.3 Metodología de diseño	28
2.4 Diseño conceptual.....	29
CAPÍTULO 3.....	53
3. Resultados.....	53
3.1 Resultados del cálculo de las bandas transportadoras	53
3.2 Resultados del horno tostador.....	54

3.3	Resultados de simulación.....	58
3.4	Análisis de costos.....	64
3.4.1	Costos directos	64
3.4.2	Costos indirectos	66
3.4.3	Cronograma de trabajo.....	66
CAPÍTULO 4.....		68
4.	Discusión y Conclusiones	68
4.1	Conclusiones.....	69
4.2	Recomendaciones.....	69
BIBLIOGRAFÍA.....		71
APÉNDICES.....		73
APÉNDICE A: CÁLCULOS.....		74
APÉNDICE B: CATÁLOGOS.....		137
APÉNDICE C: PLANOS ESQUEMATICOS		156

ABREVIATURAS

FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
ONG	Organización No Gubernamental
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association (Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte)
GLP	Gas licuado de petróleo
$\frac{lbf}{ft}$	Libra fuerza por pie
CPM	Ciclos Por Minuto
$\frac{kg}{h}$	Kilogramo por hora
Min.	Minuto
$\frac{ton}{h}$	Tonelada por hora
GLP	Gas licuado de petróleo
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)
BPM	Buenas Prácticas de Manufactura
CIP	Cleaning in place (limpieza en el sitio)
$\frac{kW}{m^3}$	Kilovatio por metro cúbico
m^2	Metro cuadrado
$\frac{ton}{m^3}$	Tonelada por metro cúbico
m	Metro
kW	Kilovatio
$\frac{kg}{m}$	Kilogramo por metro
kg	Kilogramo
$rad.$	Radianes
MPa	Mega pascal
$\frac{W}{m^2K}$	Vatios sobre metro cuadrado por kelvin
$\frac{m}{min}$	Metro por minuto
$\frac{kg}{s}$	Kilogramo por segundo
$\frac{K}{W}$	Kelvin por vatio

W	Vatio
s	Segundo
$\frac{m}{s^2}$	Metro por segundo cuadrado
kPa	Kilo pascal
mm	Milímetro
$^{\circ}C$	Grado centígrados
K	Kelvin
$\frac{BTU}{lbm-R}$	Unidad termica britanica por Libra masa por Rankine
$\frac{kJ}{kg}$	Kilo joule sobre kilogramo
$\frac{W}{m-K}$	Vatio sobre metro kelvin
$\frac{km}{h}$	Kilometro sobre hora
$\frac{kg}{m^3}$	Kilogramo sobre metro cubico
$\frac{BTU}{h-ft-^{\circ}F}$	British thermal unit sobre hora pie Fahrenheit
$\frac{J}{kg-K}$	Joule sobre kilogramo kelvin
m^4	Metros a la cuarta
$kg * m^2$	Kilogramo
Nm	Newton por metro
$\frac{rad}{s}$	Radianes sobre segundo
Hp	Caballos de potencia
$\frac{mKgf}{s}$	Metro por kilogramo fuerza sobre segundo
Kgf	Kilogramo fuerza

SIMBOLOGÍA

Q_t	Capacidad de banda transportadora
A	Área croseccional de la banda
v	Velocidad
γ	Gravedad especifica aparente
s	Coefficiente de inclinación
P	Potencia conductora
P_1	Potencia horizontal en el eje sin carga
P_2	Potencia horizontal en el eje bajo carga
P_3	Potencia vertical en el eje bajo carga
P_t	Potencia de apilamiento del sistema
f	Coefficiente de fricción en los rodamientos de los rodillos
l	Longitud de transporte
l_o	Factor de corrección de longitud de transporte
W	Peso de partes móviles diferentes del material de transporte
W_m	Peso del material sobre metro
H	Ascenso de la banda transportadora
W_c	Peso por juego de rodillos de carga
W_r	Peso por juego de rodillos de retorno
l_c	Distancia de rodillos de carga
l_r	Distancia de rodillos de retorno
F_p	Tensión efectiva
F_1	Tensión de lado ajustado de la banda
F_2	Tensión de lado flojo de la banda
μ	Coefficiente de fricción entre banda y rodillo
F_3	Tensión debido al ascenso
F_{4c}	Tensión mínima de lado de carga
F_{4r}	Tensión mínima de lado de retorno
α	Ángulo de inclinación
W_1	Peso de la banda por metro de largo
$F_{m\acute{a}x}$	Tensión máxima
F_r	Tensión de retorno provocada para la resistencia al movimiento

F_{TS}	Esfuerzo de la banda
SF_z	Factor de seguridad de la banda
B_e	Ancho de banda efectivo
b	Distancia de transición de la banda
$Q_{requerido}$	Calor requerido para la operación del horno
$Q_{producto}$	Calor necesario para elevar la temperatura del maní a 160 C
Q_{aire}	Calor necesario para elevar la temperatura del aire a 160 C
$m_{maní}$	Masa de maní dentro del horno
$cp_{maní}$	Calor específico del maní
\dot{m}_{aire}	Flujo másico de aire que debe entrar al horno tostador
cp_{aire}	Calor específico del aire
ΔT	Variación de temperatura
ω	Humedad relativa
h	Entalpia
\dot{m}_{agua}	Flujo másico de agua
V_{tambor}	Volumen de tambor de la cámara de tostado
σ_x	Esfuerzo en el eje x
$\tau_{torsión}$	Esfuerzo cortante provocado por torque
$\tau_{flexión}$	Esfuerzo cortante provocado por cortante
M	Momento flector
c	Distancia de eje neutro a la
I	Inercia del eje
T	Torque
r	Radio
J	Momento polar de inercia
σ_z	Esfuerzo en el eje z
σ_1	Esfuerzo de plano principal de Von Mises
σ_2	Esfuerzo de plano principal de Von Mises
σ_3	Esfuerzo de plano principal de Von Mises
$\tau_{máx}$	Esfuerzo cortante máximo
C_{carga}	Factor de corrección debido a la carga
$C_{tamaño}$	Factor de corrección debido al tamaño

$C_{superficie}$	Factor de corrección debido a la superficie
$C_{temperatura}$	Factor de corrección debido a la temperatura
$C_{confiabilidad}$	Factor de corrección debido a la confiabilidad del diseño
S_y	Esfuerzo de fluencia del material
S_{sut}	Esfuerzo a la tracción del material
S_{sy}	Esfuerzo a la fluencia para caso cortante
S_{er}	Corrección del esfuerzo de tracción
σ_m	Esfuerzo medio
σ_a	Esfuerzo de amplitud
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo
σ_{min}	Esfuerzo mínimo
$D_{h,int}$	Diámetro hidráulico interno del horno
A_{int}	Volumen inicial del aire
\dot{m}_{aire}	Flujo másico de aire caliente
Re_{int}	Numero de Reynolds interior del horno
μ_{int}	Viscosidad dinámica del aire
$Nusselt_{int}$	Numero de Nusselt interior del horno
k_{int}	Coficiente conductivo interior
$Nusselt_{ext}$	Numero de Nusselt exterior del horno
Re_{ext}	Numero de Reynolds exterior del horno
Pr_{ext}	Numero de Prandtl exterior del horno
k_{ext}	Coficiente conductivo exterior
D_{ext}	Diámetro externo del tambor rotatorio
r_{ext}	Radio exterior del tambor
r_{int}	Radio interior del tambor
$R_{conducción}$	Resistencia térmica producida por conducción
$R_{convección}$	Resistencia térmica producida por convección
L	Longitud del tambor
U_0	Coficiente global de transferencia de calor
$\sum R$	Sumatoria de resistencias térmicas
A_0	Área externa de transferencia de calor
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica

$q_{paredes}$	Calor perdido por paredes
ΔT_m	Diferencia de temperatura media
ΔT_i	Diferencia de temperatura inicial
ΔT_f	Diferencia de temperatura final
D_{\min}	Diámetro mínimo de la chimenea
$\dot{m}_{aire, chimenea}$	Flujo másico de aire atreves de la chimenea
T_g	Temperatura de los gases de combustión
ΔP	Diferencia de presión
ρ_a	Densidad del aire
ρ_g	Densidad de los gases de combustión
$q_{chimenea}$	Calor perdido por chimenea
q_{total}	Flujo de calor total para la operación del horno tostador

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Planta de maní. Ilustraciones de plantas de maní con frutos.	3
Figura 1.2 Diagrama esquemático del procesamiento de maní tostado de la planta en estudio.....	5
Figura 1.3 Estado actual de la Zaranda.....	7
Figura 1.4 Estado actual de sistema de banda transportadora	9
Figura 1.5 Estado actual de la máquina descascaradora.....	10
Figura 1.6 Estado actual de horno tostador.....	12
Figura 2.1 Sistema de tensado por contrapeso vertical en una banda transportadora inclinada.	18
Figura 2.2 Sistema de tensado por tornillo ajustable.....	19
Figura 2.3 Sistema de limpieza por rascador, sistema de limpieza múltiple.....	21
Figura 2.4 Limpiador de cerdas rotatorias	21
Figura 2.5 Horno de tambor rotatorio	23
Figura 2.6 Horno de tazón o torbellino	24
Figura 2.7 Horno de paletas rotatorias	24
Figura 2.8 Mezclador de sólidos por paletas	26
Figura 2.9 Mezclador de sólidos por cinta	27
Figura 2.10 Esquema de Metodología de Diseño.....	29
Figura 2.11 Vista Cros seccional de banda transportadora y terrón de material	30
Figura 2.12 Tensiones de la banda transportadora presentes en el rodillo de carga (vista lateral)	32
Figura 2.13 Distribución de tensión en la banda transportadora (vista lateral).....	34
Figura 2.14 Resistencia debido a dosificación de material por tolva de alimentación ...	35
Figura 2.15 Distancia mínima de transición de la banda.	36
Figura 2.16 Características principales del horno tostador.....	37
Figura 2.17 Proceso de calentamiento y saturación adiabática del aire en el horno tostador.....	38
Figura 2.18 Flujo del calor cedido al ambiente y Resistencias térmicas.....	41
Figura 2.19 Esfuerzos principales en los planos x y z	46
Figura 2.20 Esfuerzo completamente reversible	48
Figura 2.21 Resistencias térmicas para determinar pérdidas de calor	49

Figura 3.1 Variación de la temperatura superficial se la semilla de maní.....	57
Figura 3.2 Factor de seguridad para caso estático.....	59
Figura 3.3 Factor de seguridad para caso dinámico.....	60
Figura 3.4 Importación del solido a ANSYS	60
Figura 3.5 Mallado del horno tostador	61
Figura 3.6 Entrada de calor "Inlet"	62
Figura 3.7 Convergencia de las iteraciones.....	63
Figura 3.8 Cronograma de trabajo.....	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Composición nutricional promedio del maní crudo	4
Tabla 1.2 Estado actual de zaranda	8
Tabla 1.3 Estado actual de sistema de bandas transportadoras	9
Tabla 1.4 Estado actual de la Máquina Descascaradora	11
Tabla 1.5 Valoración de horno tostador	12
Tabla 2.1 Requerimientos para el rediseño de las máquinas en la planta procesadora de maní.	15
Tabla 2.2 Matriz de ponderación de variables para el sistema de tensión	17
Tabla 2.3 Matriz de decisión para el sistema de tensado de los transportadores de bandas.....	17
Tabla 2.4 Matriz de ponderación de variables para el sistema de limpieza.....	20
Tabla 2.5.- Matriz de decisión para el sistema de limpieza de los transportadores de bandas.....	20
Tabla 2.6 Matriz de ponderación de variables para el horno tostador	22
Tabla 2.7 Matriz de selección del tipo de horno tostador	25
Tabla 2.8 Matriz de ponderación de variables para el sistema de mezclado	27
Tabla 2.9 Matriz de selección de Sistema de mezclado	28
Tabla 3.1 Resumen de cálculos de bandas.....	54
Tabla 3.2 Características del mallado	58
Tabla 3.3 Costos de directos de fabricación.....	65
Tabla 3.4 Costos indirectos	66

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1.S1	Vista en Explosión del horno tostador
PLANO 2	Plano de Conjunto
PLANO 2.1	Lamina exterior
PLANO 2.2	Esqueleto del horno
PLANO 2.3	Esqueleto del horno
PLANO 2.4	Cilindro de tueste
PLANO 2.5	Eje de acople
PLANO 2.6	Eje motriz
PLANO 2.7	Paredes del horno
PLANO 2.8	Paredes del horno
PLANO 2.13	Placa delantera
PLANO 2.14 – 2.20	Paredes del horno
PLANO 2.21	Pared acople con quemador
PLANO 2.22	Placa Posterior
PLANO 2.23	Tapa de cilindro
PLANO 2.24	Base del motor
PLANO 2.25	Bocín del eje motriz

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

El recinto San Vicente de Cascajal en la Provincia del Guayas es una localidad que se caracteriza por su producción agrícola. Entre los productos cosechados se encuentra el maní (*Arachis hypogaea*), el cual es comercializado sin ser procesado, en cantones aledaños.

La localidad participa con periodicidad en pasantías comunitarias dirigidas por la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP), como por ejemplo el programa “Miel de abeja”.

En esta experiencia se descubrió la existencia de una planta procesadora de maní erigida gracias a donaciones por parte de organizaciones no gubernamentales (ONG), hace aproximadamente cinco años; que nunca funcionó en su totalidad sino y únicamente se aplicó el proceso de descascarado del maní.

Debido a las dificultades presentadas por las pérdidas del material durante el transporte al granel, la baja capacidad de tostado del horno y tratamiento inadecuado del producto procesado, la comunidad fue dejando poco a poco la planta y en la actualidad se encuentra completamente abandonada.

Para que esta planta sea operativa y funcional se requiere un rediseño de la maquinaria que presenta problemas, el cual debe incluir sistemas mecánicos y térmicos junto con la selección de materiales y componentes estándares disponibles en el mercado nacional.

La importancia del rediseño radica en que sirve como un estudio técnico-económico, con el cual se puede buscar financiamiento para la reactivación productiva de la planta, colaborando con el desarrollo económico de la comunidad.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar la maquinaria de una planta de maní ubicada en el recinto San Vicente de Cascajal.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Evaluar la capacidad de producción, funcionalidad y estado de los materiales y componentes eléctricos de la maquinaria existente en el proceso de producción de maní tostado.
- Rediseñar o seleccionar, según los resultados de la evaluación técnica, los componentes, máquinas o sistemas necesarios para que la planta sea operativa, utilizando materiales y equipos disponibles en el mercado nacional.
- Elaborar el análisis de costos del rediseño propuesto, de tal manera que sea económicamente viable, técnicamente posible y ajustado a la realidad socio-económica de San Vicente de Cascajal.

1.3 Marco teórico

El maní o cacahuate (*Arachis Hypogaea* L. Var. Peruviana) mostrado en la Figura 1.1 es una planta de fruto seco perteneciente a la familia de las leguminosas de desarrollo subterráneo (3 a 10 cm de la superficie), oblonga, inflada de entre 2 a 5 cm de largo y de 1 a 1.3 cm de alto, recubierta por paredes gruesas reticuladas y veteadas de entre 0.5 a 1 mm de diámetro. En su interior albergan de 1 a 4 semillas color café amarillento, recubiertas con una testa de color rojo claro o rojo oscuro. La vaina de maní puede rendir de 25 a 30% de cascara y de 70 a 75% de semilla con algunas variaciones entre variedades. Cuenta con un peso promedio de 15 a 24 lb/ft con cascara y 35 a 45 lb/ft sin cascara. (Aspectos Técnicos sobre Cuarentena y Cinco Cultivos Agrícolas de Costa Rica, 1991).



Figura 1.1 Planta de maní. Ilustraciones de plantas de maní con frutos.

Fuente: Peanuts. *Genetics, Processing, and Utilization*.

Originario de América del Sur, constituye una fuente importante de alimento en las zonas tropicales y subtropicales. (Maní *Arachis hypogaea* L. Var. Peruviana, 2006)

Los granos frescos son de contenido nutritivo, por lo cual son muy importantes en la dieta de millones de personas que requieren proteínas y grasas naturales (Peanuts. *Genetics, Processing, and Utilization*, 2016). En la Tabla 1.1 se muestra la composición nutricional del maní.

Tabla 1.1 Composición nutricional promedio del maní crudo

Rasgo de Composición	Porcentaje
Humedad	6.5
Proteína	25.8
Lípidos totales (Grasa)	49.2
Carbohidratos	16.1
Fibra, total	8.5
Azúcares, total	4.7
Ceniza	2.3

Fuente: Elaboración propia, adaptado de USDA National Nutrient Database for Standard Reference, publicación 27, Reporte Básico 16087.

Por otro lado, la Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte (Conveyor Equipment Manufacturers Association, CEMA), presenta una clasificación de distintos materiales de acuerdo a su tamaño, fluidez, entre otras; a fin de determinar las condiciones de diseño del sistema de transporte a utilizar. En el Apéndice A se muestran las características del maní, con cascara y descascarado.

En la industria, el maní se utiliza para la obtención de aceite de maní, mantequilla de maní y maní para confitería, siendo este último el de mayor demanda a nivel industrial.

1.3.1 Proceso de obtención del maní tostado

En la Figura 1.2 se muestra el esquema de la planta en cuestión.

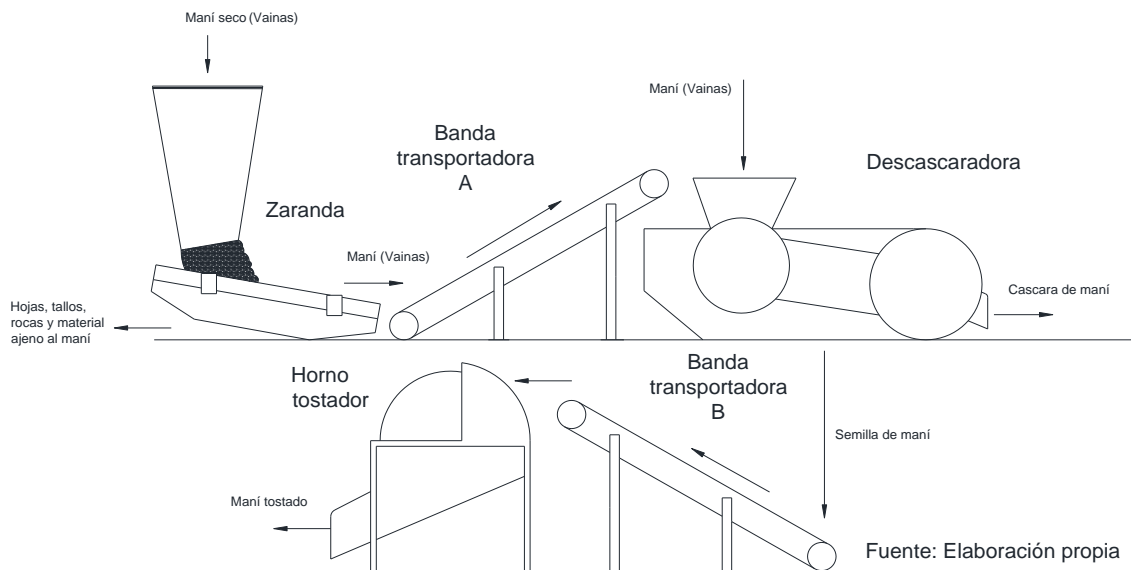


Figura 1.2 Diagrama esquemático del procesamiento de maní tostado de la planta en estudio

Fuente: Elaboración propia

La vaina de maní llega seca a las instalaciones de la planta (de 22 a 18% de humedad para secado artificial y de 15 al 13% para secado natural) y en sacos. El proceso comienza con una pre-limpieza en la zaranda vibratoria, la cual remueve piedras, tierra, ramas, hojas, entre otras impurezas. Luego, el maní es trasladado mediante una banda transportadora (Banda A) hacia la etapa de descascarado, donde se usa una maquinaria rotatoria que, mediante un proceso de abrasión, remueve la cascara del maní. Entonces, el producto descascarado pasa a otra banda transportadora (Banda B), para llevar la semilla a un horno de tambor rotatorio, a fin de tostar el maní en un rango de temperatura de 160 a 180°C, entre 24 y 30 minutos, para asegurar la textura y sabor del maní procesado (Patte et al., 2016).

El producto final obtenido es maní tostado en granos enteros. Sin embargo, el modo de operación del horno tostador puede provocar la presencia de granos de maní quebrados. Es importante recalcar que durante todo el proceso se deben mantener condiciones adecuadas de humedad (de 8 a 10%) y de temperatura, para evitar la proliferación de micro toxinas (aflatoxinas). El maní tostado se comercializa

localmente y en ciudades cercanas, mientras que el maní tostado quebrado se usa para elaborar pasta de maní.

1.3.2 Estado actual de la planta de procesamiento de maní.

A continuación, se describirá el funcionamiento y estado de cada equipo de la planta procesadora de maní (Figura 1.2), basados en una inspección visual de las máquinas y las instalaciones.

Zaranda

Cumple la función de separar o limpiar material granular en varios tamaños, dependiendo de lo que se requiera en el proceso. Los tamices consisten en cilindros paralelos, planchas perforadas o tejido de alambre, seda o tela plástica. Para asegurar el tamizado, las partículas del material granular debe tener las probabilidades necesarias para pasar a través del tamiz, y las partículas del material que se han adherido a otras, deben ser separadas para acelerar el proceso de tamizado. A menudo, esto se realiza mediante movimiento vibratorio de entre 30 a 1000 ciclos por minutos (CPM), para obtener resonancia entre el material y el tamiz. La capacidad del sistema depende del ancho del tamiz en kg/h, mientras que la eficiencia del tamizado se determina mediante la longitud del tamiz. (Vibrating Screen Handbook, 1998)

La zaranda presente en la planta posee una plancha perforada con agujeros de 9 mm de diámetro y hace uso de masas excéntricas para generar el movimiento vibratorio que promueve el movimiento de las semillas de maní por el tamiz. En la Figura 1.3 se muestran las partes principales que constituyen la zaranda en estudio, las cuales son: (1) el marco y tamiz, (2) eje y masas excéntricas, (3) chumaceras y rodamientos, (4) sistema motriz (motor y sistema de poleas y bandas), (5) tolva de alimentación, (6) sistema de amortiguación y (7) el bastidor (Vibrating Screen Handbook, 1998).



Figura 1.3 Estado actual de la Zaranda

Fuente: Elaboración propia

El resumen del estado actual de la zaranda, basado en la inspección visual realizada en las instalaciones de planta, se presenta en la Tabla 1.2

Tabla 1.2 Estado actual de zaranda

Elemento	Estado
Tamiz & marco de soporte (1)	Sin continuidad en perforaciones, porosidades en uniones al marco, profundidad de tamiz no adecuada. En base a la norma INEN 1515
Eje y masas excéntricas (2)	Oxidados y Deteriorados. Ubicación no simétrica.
Chumaceras y rodamientos (3)	Oxidado, atascado, falta la lubricación en rodamientos
Motor eléctrico, poleas & bandas (4)	Trabado, banda deteriorada.
Tolva de alimentación (5)	Montaje desnivelado.
Sistema de Resortes (6)	Presencia de corrosión por picadura.
Bastidor (7)	Rigidizadores no simétricos
Capacidad de la máquina	600 kg/h

Fuente: Elaboración propia

Bandas transportadoras

El transporte del maní se lleva a cabo en bandas transportadoras, los cuales son capaces de transportar material al granel en grandes proporciones y a distancias tan largas como sea requerido. Los sistemas de transporte por bandas presentes en la planta trabajan de forma inclinada. Generalmente, las bandas están hechas de caucho, lona o mallado metálico. Sin embargo, para que las bandas sean adecuadas para transportar alimentos, estas deberán ser de poliéster recubierto. Los sistemas de transporte por banda están formados por 7 componentes esenciales, estos son: (1) bastidor, (2) la banda, (3) rodillos de potencia y de cola, (4) rodillos de carga y retorno, (5) y (6) motor y reductores respectivamente. Las selecciones apropiadas de los componentes se realizan en base al tipo y propiedades del material a transportar, la capacidad, distancia a recorrer, dirección de descarga del material, requerimientos de seguridad, automatización, tratamiento térmico del material, energía requerida, impacto ambiental y salubridad. (Belt Conveyors for Bulk Materials, 2005)

A continuación, en la Figura 1.4 se muestra una fotografía del estado actual de los sistemas de transporte de bandas transportadoras en las instalaciones.



Figura 1.4 Estado actual de sistema de banda transportadora

Fuente: Elaboración propia

El resumen del estado actual de los sistemas de transporte, basado en la inspección visual realizada en las instalaciones de la planta, se presenta en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3 Estado actual de sistema de bandas transportadoras

Elemento	Estado
Bastidor (1)	Angulo de elevación excesivo.
Banda transportadora (2)	Nervado no adecuado
Tambores y Poleas (3)	Desajustados y rodamientos deteriorados.
Rodillos de ramales (4)	Angulo y separación no adecuados
Sistema de Reducción de velocidades (5)	Atascado
Motor Eléctrico (6)	No tiene placa de datos
Carcasa (7)	No Adecuada, diseño no funcional
Capacidad de la máquina	No determinado

Fuente: Elaboración propia

Descascaradora

La máquina descascaradora separa la semilla de maní de la vaina protectora, el proceso se realiza mediante impacto y abrasión. La descascaradora está compuesta por rodillos abrasivos que son capaces de extraer la vaina protectora del maní, sin provocar fractura en el producto. La vaina es separada y luego es expulsada mediante una corriente de aire suministrado por un ventilador centrifugo, para reutilizarla como biomasa. Las semillas pasan a través de las aperturas del rodillo y salen hacia la banda transportadora B, que la llevará al siguiente proceso.

Las máquinas descascaradoras están constituidas por: (1) tolva de alimentación, (2) rodillos o brazos abrasivos, (3) Sistema de reducción de velocidades, (4) bastidor sistema motriz y (5) sistema motriz. (Handbook of Food Processing Equipment, 2002)

A continuación, en la Figura 1.5 se muestra una fotografía del estado actual de la máquina descascaradora en las instalaciones.

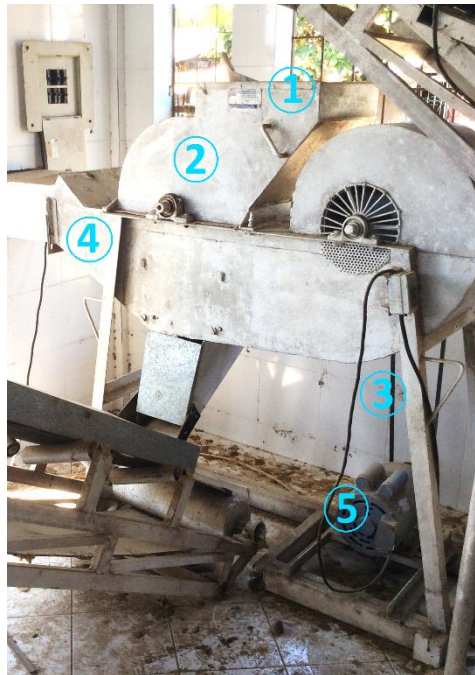


Figura 1.5 Estado actual de la máquina descascaradora

Fuente: Elaboración propia

El resumen del estado actual de la máquina descascaradora, basado en la inspección visual realizada en las instalaciones de la planta, se presenta en la Tabla 1.4

Tabla 1.4 Estado actual de la Máquina Descascaradora

Elemento	Estado
Tolva de alimentación (1)	No Adecuada para capacidad, no fluye el material apropiadamente.
Rodillos abrasivos (2)	Atascados
Sistema de Poleas (3)	Desajustado
Bastidor (4)	Oxidado
Sistema motriz y de reducción de velocidades (5)	Atascado
Capacidad de la máquina	600 kg/h

Fuente: Elaboración propia

Horno Tostador

El tostado del maní es llevado a cabo mediante el uso de un horno rotatorio tipo batch, que funciona con GLP como combustible, transformando su energía química en calor y aumentando la temperatura y eliminando la humedad de las semillas alojadas dentro del horno. El proceso de tostado se produce por transferencia de calor hacia la semilla a una temperatura y tiempo correcto para proporcionar la textura y sabor adecuado al maní. Se considera también la geometría y propiedades de la semilla debido a que el proceso completo sufre cambios drásticos al variar la masa y la distribución de temperaturas en el interior de la semilla.

Modo de operación

El modo de operación de tostado del horno actual es de tipo batch: los cuales son sistemas cerrados donde no hay transferencia de materia a través de las fronteras del proceso, la materia no fluye durante el tiempo que dure el proceso de transformación. Son usados en sistema de producción bajas, no industriales.

Las partes principales que constituyen el horno son: cámara de calentamiento (3), cámara de combustión (4), chimenea y aislante térmico. (CEMA)

En la Figura 1.6 se muestra una fotografía del estado actual del horno tostador de la planta procesadora.



Figura 1.6 Estado actual de horno tostador

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 1.5, se muestra resumen del estado actual del horno tostador, basado en la inspección visual realizada en las instalaciones de la planta.

Tabla 1.5 Valoración de horno tostador

Elemento	Estado
Eje rotatorio (1)	Presenta zonas con oxido.
Bastidor del horno (2)	Presenta zonas con oxido.
Horno (3)	Material no adecuado para proceso, acero AISI A36 inadecuado para proceso de alimentos.
Quemador de combustible (4)	Boquillas obstruidas.
Aislantes térmicos	No presentes
Motor eléctrico & sistema de transmisión (5)	Motor no funcional. Bandas y rodamientos desgastados
Sistema de evacuación de gases de combustión	No existente
Capacidad de la máquina	0.1 ton/h

Fuente: Elaboración propia

Con base en el resultado de las observaciones de cada una de las máquinas descritas, se considera realizar servicio de mantenimiento a la zaranda vibratoria y a la máquina descascaradora para su puesta a punto, mientras que para las bandas transportadoras, que nunca trabajaron correctamente, se propone la selección de componentes que permitan un funcionamiento adecuado; Por otro lado, para el horno tostador, el cual causa efecto embudo en la línea de producción, se plantea el diseño de un horno que se ajuste a la demanda de producción de la planta.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Considerando las tablas de valoración mostradas en el capítulo 1, se propone un rediseño del equipo no funcional de la planta, bandas transportadoras y horno tostador, que se ajuste a los requerimientos de la comunidad. Para la zaranda y la máquina descascaradora se propone realizar un recambio de piezas, ya que éstas presentan problemas provocados por acumulación de polvo y falta de mantenimiento.

2.1 Requerimientos del cliente.

Los administradores de la planta y los operarios son los que estarán involucrados de forma directa, sea económica u operativamente, con la maquinaria diseñada, por lo tanto, son quienes ponen las restricciones y requerimientos de los equipos. Durante las reuniones con los beneficiarios del proyecto, se conocieron estas condiciones para las bandas transportadoras y el horno tostador, basadas en observaciones de plantas procesadoras similares en el cantón Pedro Carbo, Provincia del Guayas; de la experiencia con su propio proceso y su realidad socio-económica.

En la Tabla 2.1 se presentan los requerimientos para la maquinaria.

Tabla 2.1 Requerimientos para el rediseño de las máquinas en la planta procesadora de maní.

Bandas Transportadoras	Horno Tostador
<ul style="list-style-type: none"> • Capacidad de producción 0.6 ton/h. • Sistema de alimentación usando una manga. • Banda nervada que guíe el producto, evite su derramamiento y sea adecuada para el transporte de alimentos. • Mantener, en la medida de lo posible, la estructura de las bandas. • Sistema de tensión que permita que la banda no se afloje. • Sistema de limpieza automático de la banda. • Rediseño del bastidor de los rodillos acanalados para que tengan forma en V. • Evitar el derramamiento a la descarga. 	<ul style="list-style-type: none"> • Capacidad de producción de 0.6 ton/hora. • Horno tipo batch. • GLP como combustible. • Costo total de instalación, operación y mantenimiento mínimo. • Capaz de ser instalado sin necesidad de modificar la estructura del inmueble. • Adecuado para el procesamiento de alimentos. • Temperatura máxima de 160 °C y tiempo de permanencia de 24 minutos. (Patte et al., 2016) • Los granos de maní deben salir a una temperatura adecuada para su posterior manipulación. • Sistema semiautomático.

Fuente: Elaboración propia.

En cuanto al sistema de tensado y limpieza de la banda, la comunidad no conoce su funcionamiento, pero admite que son necesarios.

Puesto que la valoración del horno tostador reveló que no es adecuado para el procesamiento de alimentos, debido a que el material adecuado para el proceso es acero inoxidable de grado alimenticio, por lo tanto, es necesario que una máquina distinta a la que tiene la planta realice el proceso de tostado. Debido a la baja producción, debe seguir siendo batch, y por cuestiones de disponibilidad y familiaridad del operario, el combustible debe ser GLP. Los demás requerimientos, con excepción del sistema semiautomático, están relacionadas a la calidad del alimento procesado y se cumplen fácilmente en cualquier horno.

2.2 Matriz de decisión

A continuación, se presentarán las matrices de ponderación y decisión de las alternativas para la readecuación del sistema de transporte (Banda A y B), de igual manera, el mismo procedimiento se realizará para el rediseño del horno tostador.

Matrices de decisión para los transportadores de bandas

Para cumplir los requerimientos del cliente se deben diseñar un sistema de tensión y un sistema de limpieza automático para las bandas. CEMA indica las alternativas de diseño para los sistemas, y la comparación de su desempeño en operación.

Debido a que ambos transportadores de banda tienen condiciones similares de operación y construcción, se hará uso de una matriz de decisión por cada sistema a evaluar, y la alternativa ganadora se aplicará en ambos transportadores de banda.

Sistema de tensión

A continuación, realizara la ponderación de las variables consideradas para la selección del sistema de tensión para las bandas transportadoras. Para esto cada variable se calificará en relación con las demás involucradas, con calificaciones desde: Malo (1), Regular (2), y Bueno (3).

La descripción de las variables que influyen en la selección del sistema tensor son las siguientes:

- **Costo:** Incluye la inversión total para la construcción y montaje del sistema, incluyendo las modificaciones que se harían en la estructura, en caso de ser seleccionada. Mayor costo implica menor calificación.
- **Dimensiones:** Se refiere al espacio que se requiere para la instalación de los componentes y equipos auxiliares. Un sistema que requiere amplio espacio contara con menor calificación.
- **Intervención del Operador:** Experticia necesaria para trabajar con el sistema, asegurando que la banda presente la tensión necesaria para funcionar adecuadamente. Un sistema que sea más sencillo de operar y monitorear tendrá una mayor calificación.

• **Precisión:** Capacidad para regular el sistema y obtener la tensión deseada. Un sistema en el cual se pueda obtener el valor deseado de tensión tendrá una mayor calificación.

A continuación, se muestra la ponderación que recibe cada una de las alternativas para el sistema de tensión en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Matriz de ponderación de variables para el sistema de tensión

	Costo	Dimensiones	Intervención del operador	Precisión	Total	Ponderación (%)
Costo		3	2	1	6	30
Dimensiones	1		2	2	5	25
Intervención del operador	1	1		3	5	25
Precisión	1	2	1		4	20
Total					20	100

Fuente: Elaboración propia

En base a la ponderación que recibió cada variable, se procedió a calificar a las alternativas consideradas para el sistema de tensado de los transportadores de banda en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Matriz de decisión para el sistema de tensado de los transportadores de bandas.

Características \ Alternativas	Contrapeso	Tornillo Ajustable
Costo (30%)	5%	30%
Dimensiones (25%)	5%	25%
Intervención del operador (25%)	25%	5%
Precisión (20%)	20%	5%
Calificación de la alternativa	55%	65%

Fuente: Elaboración propia

La calificación de las características se justifica a continuación:

• **El sistema tensor por contrapeso** es un sistema que requiere la instalación de un sistema de poleas adicionales y un contrapeso para asegurar una tensión constante en la banda, además requiere de modificaciones en la estructura del transportador por banda, por lo que su implementación resulta costosa y es necesario un amplio espacio para la instalación del sistema en el camino de retorno de la banda. El sistema es automático, por lo que no requiere intervención de un operador para el funcionamiento, pero sí mano de obra especializada para el mantenimiento; y, dado que el sistema es auto regulable, la precisión alcanzada es superior a comparación del sistema de tensado por tornillo ajustable. Un ejemplo de un sistema de tensión por contrapeso se puede observar en la Figura 2.1, donde se muestra un sistema de tensado automático en la parte inferior del sistema de transporte.

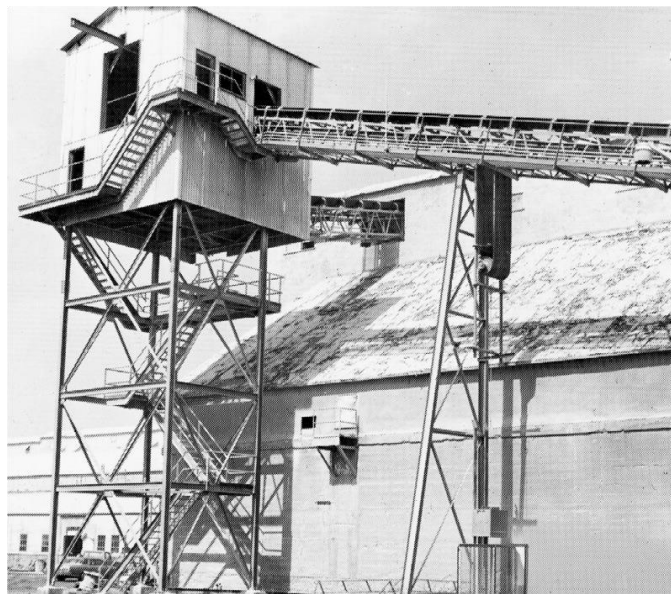


Figura 2.1 Sistema de tensado por contrapeso vertical en una banda transportadora inclinada.

Fuente: Belt Conveyors for Bulk Material, 2005.

• **El sistema tensor por tornillo ajustable** requiere que el accesorio se adapte en la estructura del transportador y se acople con el rodillo de cola, para esto se pueden requerir modificaciones a la estructura del sistema, sin embargo, los costos de dichas modificaciones son de menor costo y requerimiento de espacio a comparación del sistema por contrapeso. Para su funcionamiento se requiere que un operador calibre el sistema a la tensión requerida por la banda sin exceder el

ajuste y como la banda tiende a estirarse con el uso y el desgaste, periódicamente se debe estar calibrando el sistema de manera manual, esto conlleva a mayores gastos de mantenimiento y menor precisión en la tensión de la banda, a comparación del sistema de tensado por el contra peso. En ejemplo del sistema de tensor por tornillo se muestra en la Figura 2.2, en la figura se muestra el sistema de tornillo que puede variar en tamaños dependiendo del fabricante del mismo.



Figura 2.2 Sistema de tensado por tornillo ajustable

Fuente: Belt Conveyors for Bulk Material, 2005.

Sistema de limpieza

A continuación, se realizará la ponderación de las variables que influyen en la selección del sistema de limpieza para las bandas transportadoras de igual manera que se realizó previamente en el sistema de tensado, para esto, se describirán las variables que influyen en la selección del sistema de limpieza. Las variables consideradas son las siguientes:

- **Costo:** Incluye la instalación del sistema y del equipo auxiliar necesario para su funcionamiento, un mayor costo significará una menor calificación.
- **Mantenimiento:** Facilidad para mantener el sistema operando con un mínimo de intervención.
- **Eficiencia:** Calidad en limpieza del sistema de transporte.

A continuación, en la Tabla 2.4, se muestra la matriz de ponderación de las alternativas para el sistema de limpieza.

Tabla 2.4 Matriz de ponderación de variables para el sistema de limpieza

	Eficiencia	Costo	Mantenimiento	Total	Ponderación (%)
Eficiencia		2	2	4	40
Costo	1		2	3	30
Mantenimiento	1	2		3	30
Total				10	100

Fuente: Elaboración propia

En base al resultado de la ponderación otorgada a cada variable, se procedió a calificar a las alternativas para el sistema de limpieza de los transportadores de banda en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5.- Matriz de decisión para el sistema de limpieza de los transportadores de bandas.

Características \ Alternativas	Contrapeso	Tornillo Ajustable
Eficiencia (40%)	5%	40%
Costo (30%)	30%	10%
Mantenimiento (30%)	30%	20%
Calificación de la alternativa	65%	70%

Fuente: Elaboración propia

La calificación de las características se justifica a continuación:

•**El sistema de limpieza tipo rascador** es básicamente una paleta plástica o de caucho que remueve las impurezas adheridas a la banda transportadora mediante abrasión, siempre y cuando la superficie de la banda sea lisa, en caso de bandas con nervaduras, la eficiencia de este tipo de mecanismo de limpieza disminuye. Al ser un sistema sencillo su costo de adquisición e instalación es relativamente bajo a comparación del sistema rotatorio y su mantenimiento se realiza cada vez que se requiera realiza el cambio del rascador deteriorado por su uso. En la Figura 2.3 se muestra un sistema de limpieza de tipo rascador comúnmente encontrado comercialmente.

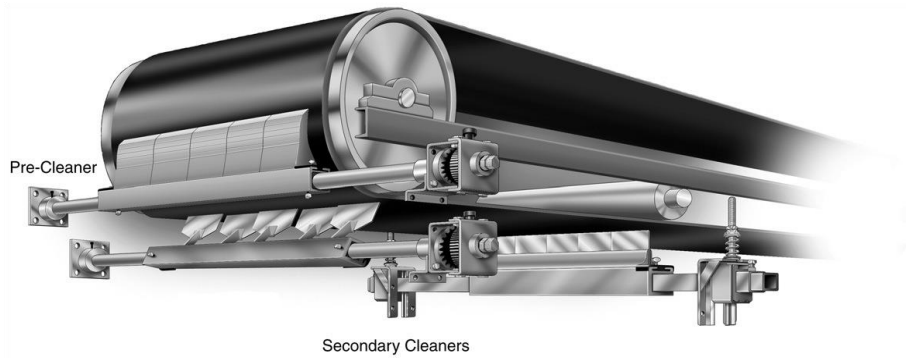


Figura 2.3 Sistema de limpieza por rascador, sistema de limpieza múltiple

Fuente: Belt Conveyors for Bulk Material, 2005.

•El sistema de limpieza tipo rotatorio puede ser móvil o estacionario, en caso de ser móvil se necesita de un sistema motriz que genere rotación en el cepillo de cerdas utilizado por este mecanismo, y puede ser considerada como un equipo auxiliar por lo que su costo es mayor a comparación del sistema de limpieza por rascador, no se requiere de un mantenimiento minucioso puesto que el sistema es de baja velocidad, y su capacidad de limpieza es superior puesto que puede el sistema alcanza a limpiar toda la banda inclusive las zonas cercanas a las huellas de la banda. En esquema de cómo funciona el sistema de limpieza rotatorio se muestra a continuación en la Figura 2.4.

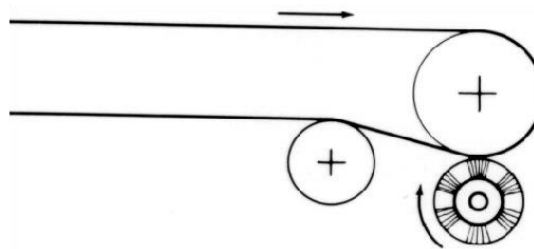


Figura 2.4 Limpiador de cerdas rotatorias

Fuente: Belt Conveyors for Bulk Material, 2005.

Horno tostador

Para el horno tostador se realizó la ponderación de las variables que influyen en el diseño del mismo, este proceso se efectuó de igual manera que los sistemas descritos previamente. Las variables que presentan influencia sobre el diseño son:

•**Costo:** Incluye el dinero invertido en los componentes del equipo y su montaje.

- Facilidad de aplicar BPM:** Puesto que es un producto para el consumo humano, el procesamiento debe cumplir las consideraciones dadas por las entidades reguladoras, entre ellas que el tiempo de tostado sea el suficiente para poder eliminar microorganismos como la Salmonella, que exista un control de la calidad del aire interior, y que el equipo brinde las facilidades para su limpieza.
- Mantenimiento:** Los componentes del sistema deben estar disponibles en el mercado local y no requerir mano de obra especializada.
- Calidad de producto final:** Fracción de los granos que salen enteros del horno.

A continuación, en la Tabla 2.6, se muestra la matriz de ponderación de las alternativas para el horno tostador.

Tabla 2.6 Matriz de ponderación de variables para el horno tostador

	Facilidad de aplicar BPM	Costo	Porcentaje de granos enteros	Mantenimiento	Total	Ponderación (%)
Facilidad de aplicar BPM		2	2	2	6	30
Costo	1		2	2	5	25
Porcentaje de granos enteros	1	2		2	5	25
Mantenimiento	1	2	1		4	20
Total					20	100

Fuente: Elaboración propia

El procedimiento para calificar a cada alternativa del horno tostador se realizó de igual manera que en los sistemas de limpieza y tensado. Para el caso del horno tostador, los materiales de fabricación deben ser adecuados para procesar alimentos y en base a la inspección visual realizada a la máquina actual de las instalaciones, se concluyó que se quiere un nuevo horno tostador que cumpla con las buenas prácticas de manufactura para alimentos. Como la producción de la planta es de pequeña escala el modo de operación del horno será de tipo batch.

El proceso de tostado se realiza en diferentes tipos de hornos tostadores. Los tipos de hornos tostadores son:

- Horno rotatorio: Pueden ser horizontales o verticales y puede tener o no perforaciones en el cilindro, realiza calentamiento directo por convección de gases calientes o calentamiento indirecto por calentamiento de paredes del cilindro, temperatura de gases promedio entre 400 y 550 °C, tiempo de tostado entre 8.5 y 20 min. Un esquema de un horno de tambor rotatorio se muestra en la Figura 2.5, en la figura se pueden observar mediante flechas la entrada y salida de gases calientes.

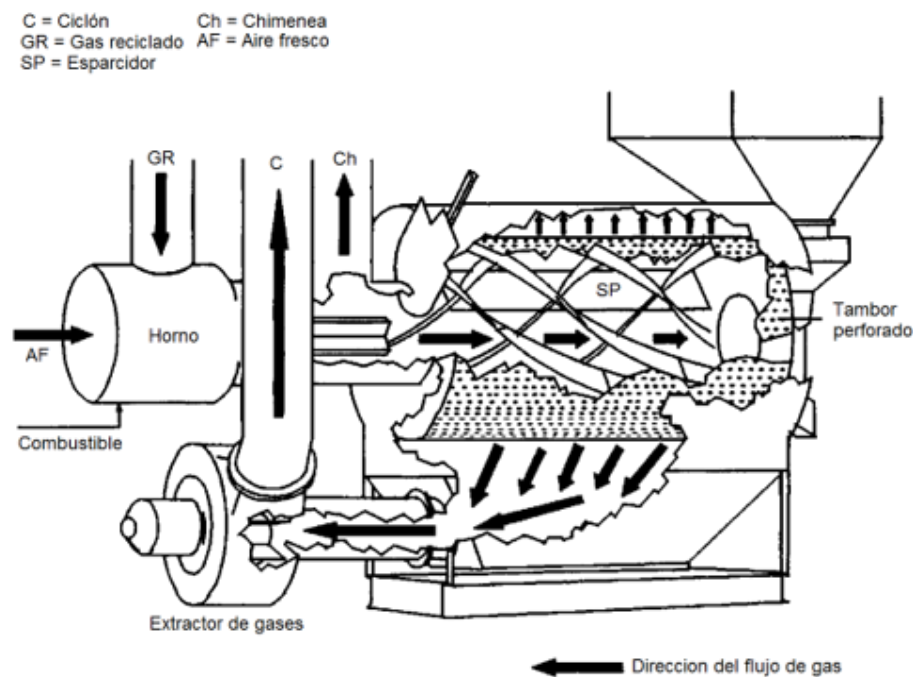


Figura 2.5 Horno de tambor rotatorio

Fuente: Engineering and Food for the 21st Century, 2002

- Horno tipo tazón: Realizan calentamiento directo por convección de gases calientes, pueden operar de forma continua, temperaturas entre 480 y 550 °C, tiempo de tostado entre 3 y 6 min. En el esquema mostrado en la Figura 2.6 se observa un horno de tipo tazón.

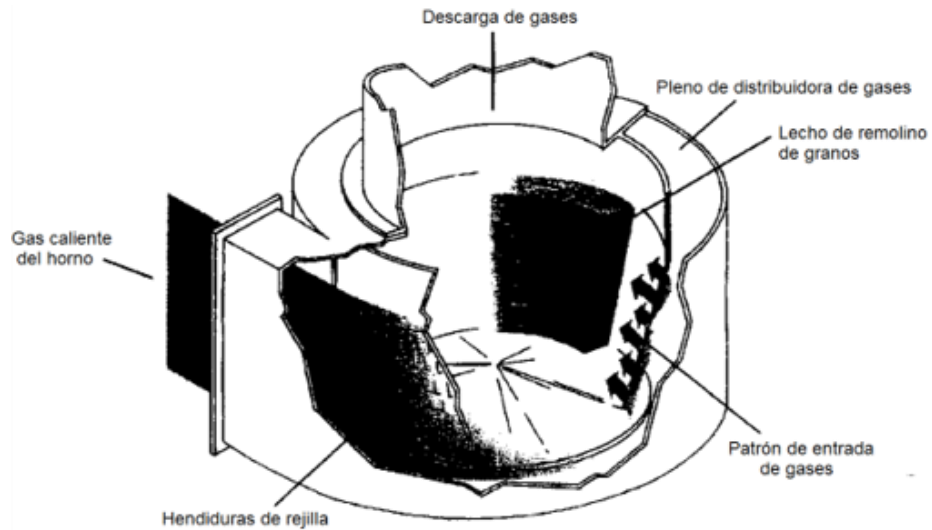


Figura 2.6 Horno de tazón o torbellino

Fuente: Engineering and Food for the 21st Century, 2002

- Horno de paletas: Realizan calentamiento directo por convección de gases calientes, opera de modo batch, temperaturas entre 400 y 450 °C, tiempos de operación entre 3 y 6 min. Un esquema de un horno de paletas se muestra en la Figura 2.7.

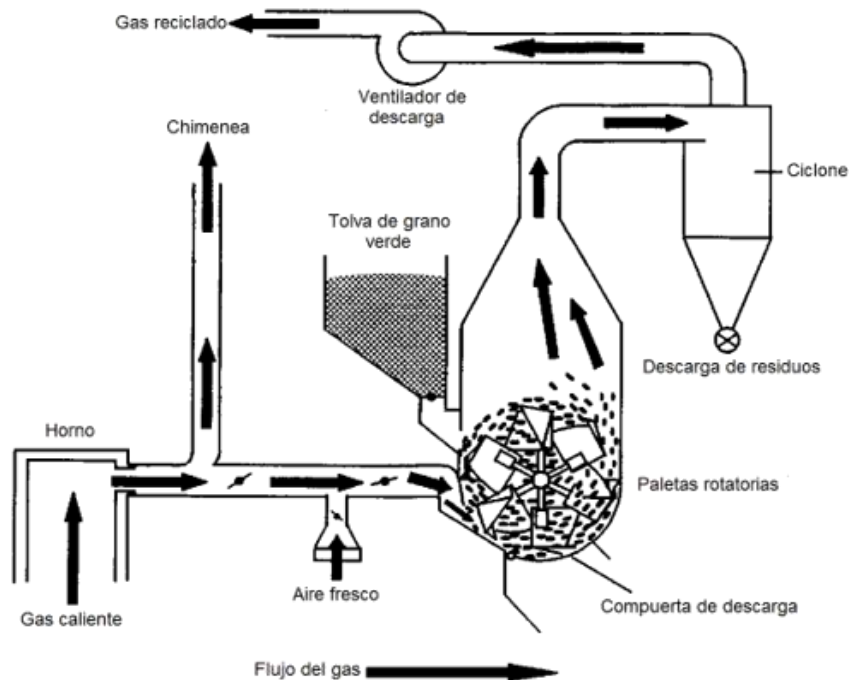


Figura 2.7 Horno de paletas rotatorias

Fuente: Engineering and Food for the 21st Century, 2002

A continuación, se presentan las calificaciones otorgadas a cada una de las alternativas consideradas para la selección del modo de operación del horno tostador, dichas calificaciones se pueden observar en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7 Matriz de selección del tipo de horno tostador

Modo de funcionamiento	Tambor rotatorio	Paletas rotarias	Flujo de remolino
Factores			
Facilidad de aplicar BPM (30%)	15%	5%	5%
Costo (25%)	25%	10%	10%
Porcentaje de granos enteros (25%)	15%	15%	25%
Mantenimiento (20%)	15%	5%	15%
Calificación de la alternativa	70%	35%	55%

Fuente: Elaboración propia

La calificación de las características se justifica a continuación:

- **El horno de tambor rotatorio** incluye un sistema motriz, lo cual eleva su valor en comparación con otros hornos de cámara fija, es un equipo que necesita desmontarse para su limpieza, todos los componentes están disponibles en el mercado local, pero algunos como los filtros, termopilas, electroválvulas, quemadores y rodamientos requieren mano de obra calificada para su mantenimiento e instalación. La experiencia en la planta demuestra que aproximadamente el 30% de los granos salen quebrados del horno de tambor rotatorio.
- **El horno de paletas rotatorias** incluye además del sistema motriz, unas paletas y un recipiente semicilíndrico por lo que es inclusive más costoso que los hornos de tambor rotatorio; el equipo tiene un sistema sencillo para el control de calidad interior del aire caliente pero es de difícil limpieza ; el equipo requiere un mantenimiento especializado para los filtros y válvulas que conducen el aire caliente el horno; debido a la rotación de las paletas, el grano golpea con ellas en algunas ocasiones y se quiebra , se espera que tenga un porcentaje de granos quebrados similar al de los hornos de tambor rotatorio.
- **El horno de flujo de remolino** no posee sistemas motrices, pero su cámara de tostado tiene una forma cónica con agujeros laterales y un preciso sistema de filtración de aire, el equipo es completamente cerrado por lo que requiere un

sistema de limpieza in situ (Cleaning in place, CIP), lo que aumenta el costo de mantenimiento, en este sistema casi no hay presencia de granos quebrados.

Sistema de mezclado

Para asegurar el mezclado y distribución homogénea de la temperatura de las semillas de maní dentro de la cámara de tostado se usan mecanismos que provoquen el movimiento aleatorio u ordenado de las semillas de maní. Los tipos de mezcladores usados en la cámara de tostado son los siguientes:

- Mezclado por paletas y arado: Típicamente se realiza mediante paletas simples o dobles en forma de U, que van montadas sobre el eje principal del horno, cuando trabajan a velocidades bajas producen un efecto de cascada en el movimiento del material que revuelven, este movimiento presenta rotación y deslizamiento descendiente. El tiempo de mezclado puede tomar hasta 6 minutos (Handbook of Industrial mixing, 2004). Un ejemplo de los mezcladores por paleta y la dirección del flujo del material se muestra en la Figura 2.8.

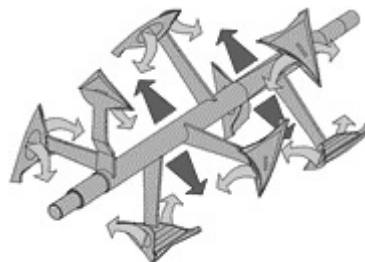


Figura 2.8 Mezclador de sólidos por paletas

Fuente: Handbook of Industrial Mixing, 2004.

- Mezclado por cintas: El movimiento que producen en el material alojado en el interior es producido por fuerza centrífuga, permiten operar con el 90% del volumen de la recámara llena de sólidos. El tiempo de mezclado puede tomar de 15 a 20 minutos. (Handbook of Industrial mixing, 2004). En la figura 2.9 se muestra un esquema de un mezclador por cintas y mediante flechas se indica el movimiento de los granos en movimiento durante el proceso de tostado.



Figura 2.9 Mezclador de sólidos por cinta

Fuente: Handbook of Industrial Mixing, 2004.

Las variables consideradas para la selección del sistema de mezclado adecuado para el horno tostador son las siguientes:

- Calidad del producto final:** La calidad de los granos se ve afectada por el porcentaje de granos enteros presentes al finalizar el proceso de tostado.
- Tiempo de mezclado:** Es el tiempo necesario para asegurar la mezcla y la homogeneización de los granos.
- Consumo energético:** Es la cantidad de energía por metro cúbico de material requerida por el sistema de mezclado para provocar el movimiento de las semillas y asegurar una mezcla homogénea del producto.

A continuación, se muestra la matriz de ponderación de las variables consideradas en la selección del sistema de mezclado en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Matriz de ponderación de variables para el sistema de mezclado

	Calidad del producto final	Tiempo de mezclado	Consumo energético	Total	Ponderación (%)
Calidad del producto final		3	1	4	40
Tiempo de mezclado	2		2	4	40
Consumo energético	1	1		2	20
Total				10	100

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se presentan las calificaciones otorgadas a cada una de las alternativas consideradas para la selección del sistema de mezclado, dichas calificaciones se pueden observar en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9 Matriz de selección de Sistema de mezclado

Factores	Modo de funcionamiento	Mezclado por cinta	Paletas y Arado
	Calidad del producto final (40%)		35%
Tiempo de mezclado (40%)		25%	40%
Consumo energético (20%)		20%	5%
Calificación de la alternativa		80%	65%

Fuente: Elaboración propia

La calificación de las características se justifica a continuación:

- **El mezclado por paletas y arado** trabaja con movimientos de elementos mecánicos, llamadas paletas, estas golpean y arrastran el material, dependiendo de su velocidad de rotación y geometría pueden llegar a partir el grano por lo tanto la calidad del producto final se ve afectada dependiendo de la dureza del grano. Su consumo energético es de 150 kW/m³, lo que representa mayor potencia necesaria para el sistema motriz, sin embargo, el tiempo de mezclado puede ser tan corto como 6 min. (Handbook of Industrial mixing, 2004)

- **El mezclado por cintas** posee una forma helicoidal que utiliza la fuerza centrífuga generada por la rotación del cilindro de tueste y promueve el movimiento de los granos de forma fluida y ordenada. Su consumo energético es de 6 kW/m³ y el proceso de mezclado puede llevar entre 15 y 20 minutos dependiendo de la velocidad de tangencial del tambor rotatorio. (Handbook of Industrial mixing, 2004)

2.3 Metodología de diseño

Basado en las condiciones propuestas por los socios de la planta y los resultados de la valoración realizada en cada máquina, se presenta en la figura 2.10 el esquema de procedimiento llevar a cabo en el proceso de diseño de las bandas transportadoras y el horno tostador.

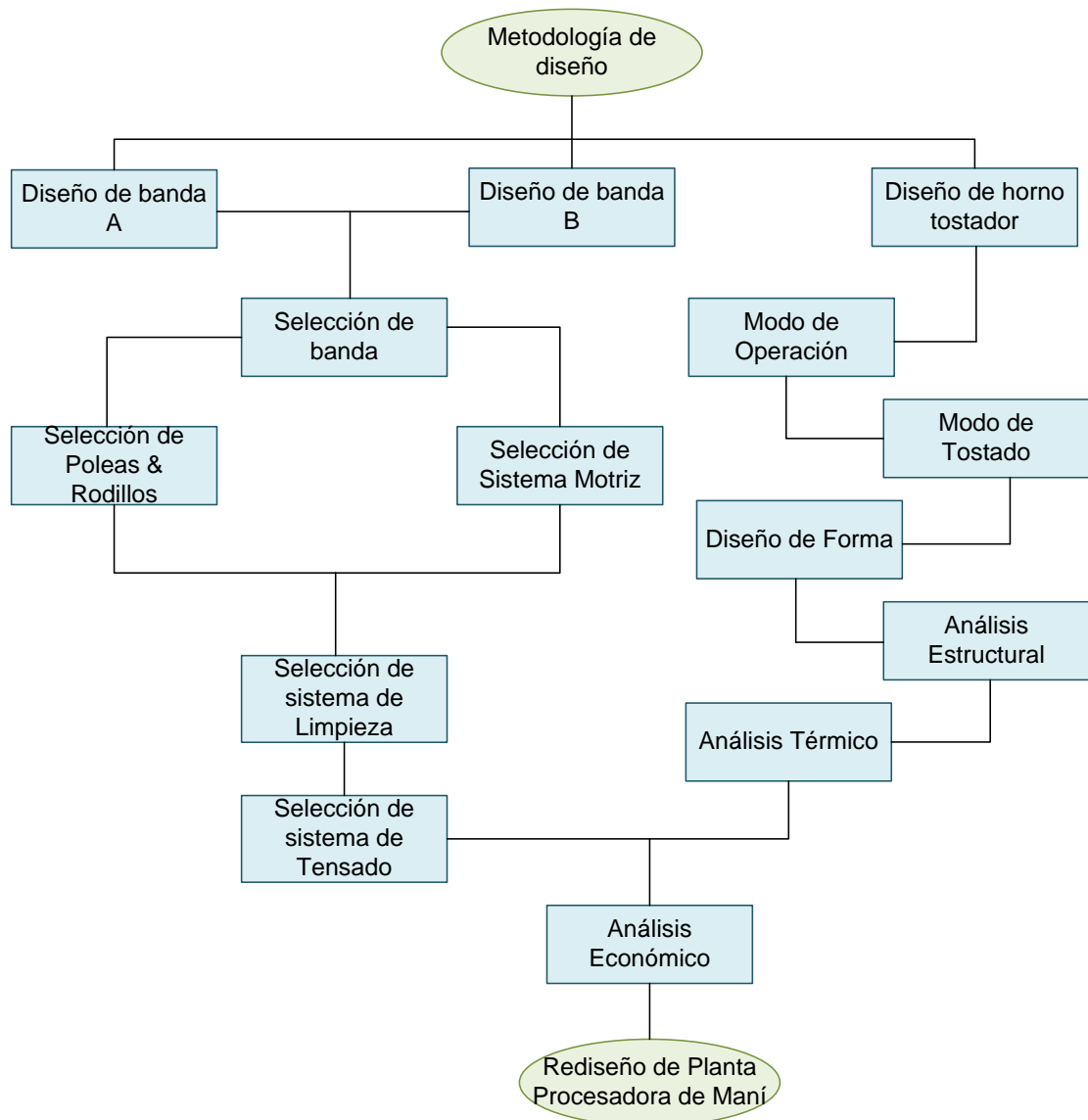


Figura 2.10 Esquema de Metodología de Diseño

Fuente: Elaboración propia

2.4 Diseño conceptual

Selección de componentes de la banda transportadora

Para la selección correcta de componentes de sistemas de transporte de banda se considera el tamaño y tipo de material que se va a movilizar, la velocidad tangencial de la banda transportadora, la distancia que el material debe recorrer y el ángulo de inclinación o declive del tramo de transporte. Estas consideraciones permiten el diseño de un sistema de transporte adecuado y económicamente posible. (*Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone*).

Capacidad de banda transportadora y velocidad de transporte

Para determinar la capacidad de una banda transportadora, el manual de Bridgestone usa la ecuación 2.1:

$$Q_t = 60Av\gamma s \quad (2.1)$$

Donde A es el área croseccional (m^2), v es la velocidad de transporte del material (m/min), γ es la gravedad especifica aparente del material (ton/m^3) y "s" es el coeficiente provocado por inclinación o declive de la banda. Esta ecuación corresponde para todos los arreglos de rodillos planos y acanalados, velocidades de operación de la banda transportadora, tipos de materiales y ángulos de inclinación o declive del trayecto.

Para calcular el área croseccional "A" (Figura 2.11), el arreglo de rodillos recomendado por CEMA para el transporte de granos es de la siguiente manera:

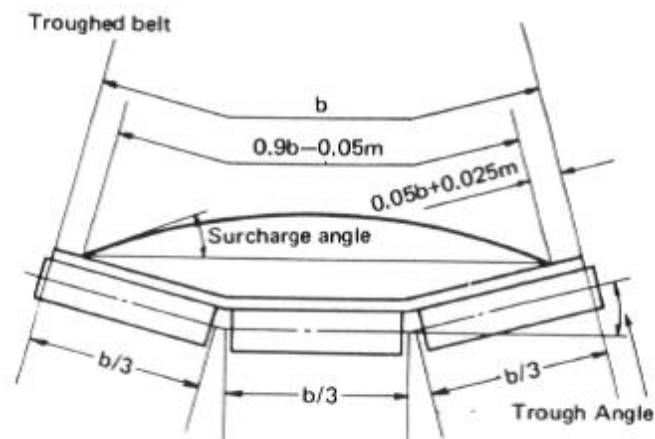


Figura 2.11 Vista Cros seccional de banda transportadora y terrón de material

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Se realiza mediante a la ecuación 2.2:

$$A = K(0.9B - 0.05)^2 \quad (2.2)$$

Donde B es el ancho de la banda (m) y K es el coeficiente del área seccional, obtenidos a partir de manuales. Este cálculo permite al diseñador probar diferentes combinaciones de ancho de banda, velocidades y ángulos de inclinación, para que el diseño cumpla con los objetivos propuestos.

Potencia de banda transportadora

Es importante determinar la potencia que requiere el sistema para mover el material de transporte, y a su vez vencer la fricción de sus partes móviles. La potencia requerida en el eje del tambor motriz (*Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone*) se puede calcular mediante la ecuación 2.3:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_t \quad (2.3)$$

Donde P_1 es la potencia horizontal en el eje sin carga (kW), P_2 es la potencia horizontal en el eje bajo carga (kW), P_3 es la potencia vertical en el eje bajo carga (kW) y P_t es la potencia de apilamiento del sistema (kW). Las potencias previamente mencionadas se pueden calcular por medio de las siguientes ecuaciones 2.4, 2.5 y 2.6 respectivamente:

$$P_1 = \frac{f(l + l_o)Wv}{6120} \quad (2.4)$$

$$P_2 = \frac{f(l + l_o)Qt}{367} = \frac{f(l + l_o)W_m v}{6120} \quad (2.5)$$

$$P_3 = \frac{HQ_t}{367} = \frac{HW_m v}{6120} \quad (2.6)$$

Donde f es el coeficiente de fricción en los rodamientos de los rodillos, W es el peso de las partes móviles que no son parte del material de transporte (kg/m), W_m es el peso del material por metro de carga en el transportador (kg/m), H es la distancia de elevación (m), l la distancia horizontal de transporte (m) y l_o es el ajuste de distancia horizontal de transporte (m). Estos datos se obtienen en tablas de manuales de bandas transportadoras. Se calculan a partir de las ecuaciones 2.7 y 2.8:

$$W = \frac{W_c}{l_c} + \frac{W_r}{l_r} + 2W_1 \quad (2.7)$$

$$W_m = \frac{Q_t}{0.06v} \quad (2.8)$$

Donde W_c y W_r es el peso de los rodillos de carga y retorno respectivamente (kg), por cada juego que se use, l_c y l_r es la distancia entre cada juego de rodillos de carga y retorno respectivamente (m), y W_1 es el peso de la banda por metro de longitud (kg/m).

Tensiones de la banda

Es importante calcular las tensiones que se generan en la banda durante su funcionamiento. Las tensiones que se producen cerca del rodillo en el sector de carga son mayores que en la sección de retorno, por la fricción que debe ocurrir entre la banda y el rodillo para poder vencer la inercia del conjunto de rodillos de carga y la banda transportadora, (Figura 2.12).

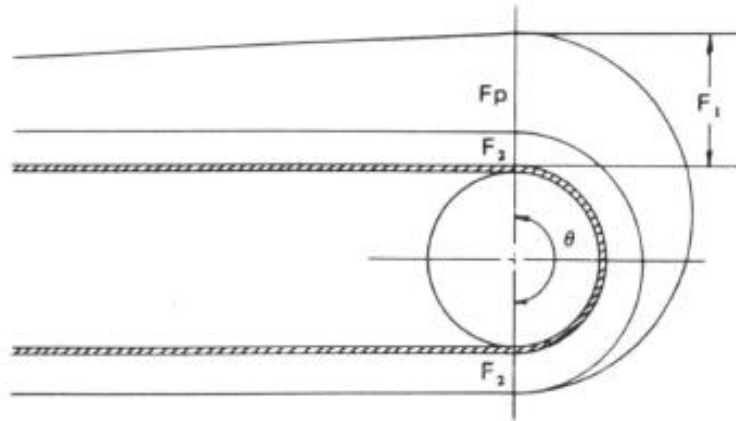


Figura 2.12 Tensiones de la banda transportadora presentes en el rodillo de carga (vista lateral)

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

La tensión efectiva que soporta la banda transportadora en el rodillo de potencia se puede calcular a partir de la ecuación 2.9, de manera que:

$$F_p = \frac{6120P}{v} \quad (2.9)$$

Donde P es la potencia requerida para mover el sistema de transporte y v la velocidad de transporte. Mientras que la tensión en la sección de carga y sección de retorno es denominada “Tensión de lado ajustado” (kg) y “Tensión de lado flojo” (kg), respectivamente, y se obtienen mediante las ecuaciones 2.10 y 2.11:

$$F_1 = F_p \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \quad (2.10)$$

$$F_2 = F_p \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad (2.11)$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre la superficie de los rodillos y la banda transportadora y θ es el ángulo de envoltura (rad.) de la banda transportado sobre el rodillo principal y de cola.

Nota: La relación de F_1 , F_2 y F_p viene de la ecuación 2.12:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad (2.12)$$

De manera que la ecuación 2.13 se obtiene al despejar la 2.12:

$$F_p = F_1 - F_2 \quad (2.13)$$

La inclinación de la banda transportadora provoca una tensión debida a su propio peso, que provoca una tendencia a deslizar hacia abajo a la banda, generando resistencia adicional. Debido a que el sistema actual es una banda con inclinación de aproximadamente 37° . La ecuación 2.14 para calcular la tensión debido a inclinación viene dada por:

$$F_3 = W_1 l (\tan(\alpha) - f) \quad (2.14)$$

Seguido se debe calcular la tensión mínima, la cual es necesaria para limitar el pandeo de la banda en 2% de la distancia de los rodillos de carga y retorno. Se utilizan las ecuaciones 2.15 y 2.16 para para determinar la tensión mínima en los rodillos de carga y descarga respectivamente:

$$F_{4c} = 6.25 l_c (W_m + W_1) \quad (2.15)$$

$$F_{4r} = 6.25 l_r W_1 \quad (2.16)$$

Las tensiones descritas previamente mediante las ecuaciones desde la 2.9 hasta la 2.16 se encuentran representadas esquemáticamente en la Figura 2.13

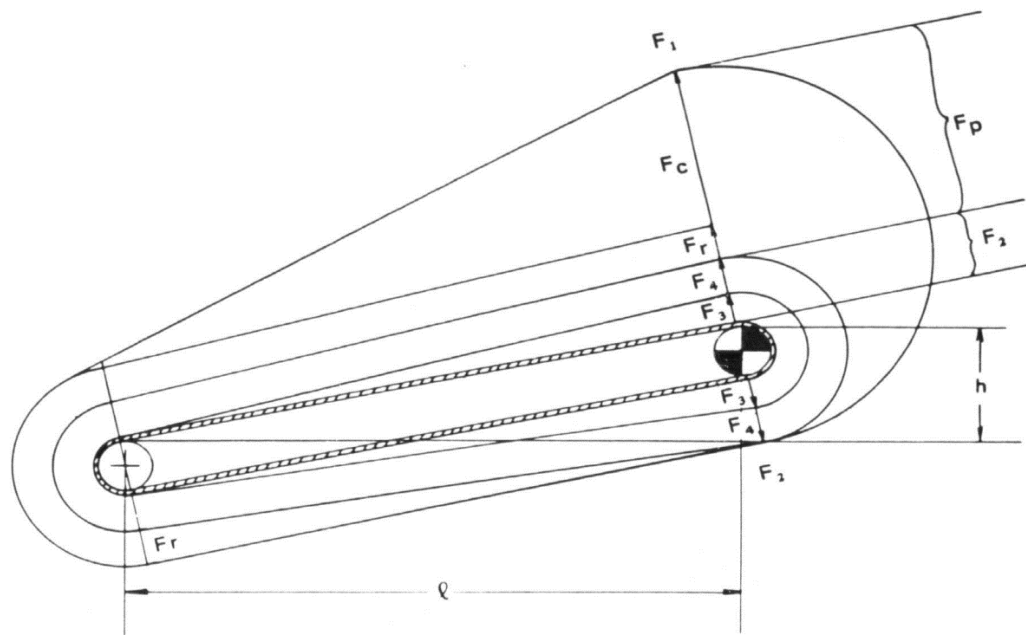


Figura 2.13 Distribución de tensión en la banda transportadora (vista lateral)

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone.

La influencia de las ecuaciones 2.9 hasta la 2.16 provocan incremento de tensiones en sectores determinados de la banda, Bridgestone propone el siguiente conjunto de ecuaciones 2.17, 2.18, 2.19 y 2.20 para determinar la tensión máxima la cual es fundamental para determinar el tipo de carcasa requerida para la aplicación de transporte de material.

$$F_{m\acute{a}x} = F_p + F_{4c} - F_r \quad (2.17)$$

$$F_{m\acute{a}x} = F_p + F_{4r} - F_r \quad (2.18)$$

$$F_{m\acute{a}x} = F_p + F_2 \quad (2.19)$$

$$F_{m\acute{a}x} = F_p + F_{4r} \quad (2.20)$$

El valor máximo obtenido de las ecuaciones 2.17, 2.18, 2.19 y 2.20 es considerado para determinar el tipo de carcasa requerida por la banda transportadora para resistir el transporte del material.

Cuando es necesario considerar la resistencia de una tolva alimentadora (Figura 2.14).

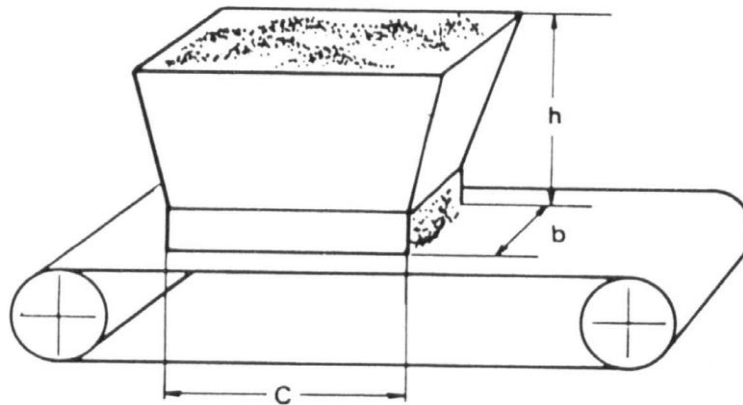


Figura 2.14 Resistencia debido a dosificación de material por tolva de alimentación

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone.

Bridgestone propone usar la ecuación 2.21 de la siguiente manera:

$$F_h = \frac{1000}{3} u * c * h * r \quad (2.21)$$

Donde un c , b y h corresponden a las medidas de la tolva en metros, descritas en la Figura 2.14, mientras que u es el coeficiente de fricción entre el material de transporte, y r la gravedad específica aparente del material (ton/m^3).

Esfuerzos de la banda

Con base en la tensión máxima, se calcula el esfuerzo a la tensión que debe resistir la carcasa de la banda. Para la banda transportadora se ha seleccionado que sea de tipo multicapas (la más común en el medio local), y la ecuación 2.22 para calcular el esfuerzo a la tracción viene dado por:

$$F_{TS} = \frac{F_{max} SF_z}{n B_e} \quad (2.22)$$

Donde SF_z es el factor de seguridad de diseño de la banda, n representa el número de pliegos de la carcasa y B_e es el ancho efectivo de la banda que Bridgestone recomienda calcular tomando el ancho referencial y restando 3 cm del ancho, para evitar el derramamiento de material de transporte.

El grosor de la capa de caucho de la banda transportadora es normado bajo CEMA depende de la tensión máxima calculada.

Se debe determinar la mínima distancia de transición de acanalado de la banda hasta llegar a los rodillos de potencia y de cola, como muestra la Figura 2.15.

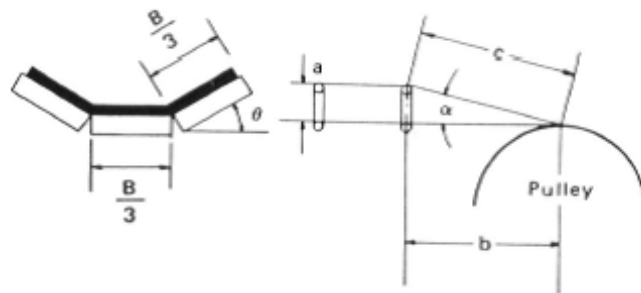


Figura 2.15 Distancia mínima de transición de la banda.

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone.

La ecuación 2.23 sirve para determinar dicha transición, viene dada de la siguiente manera:

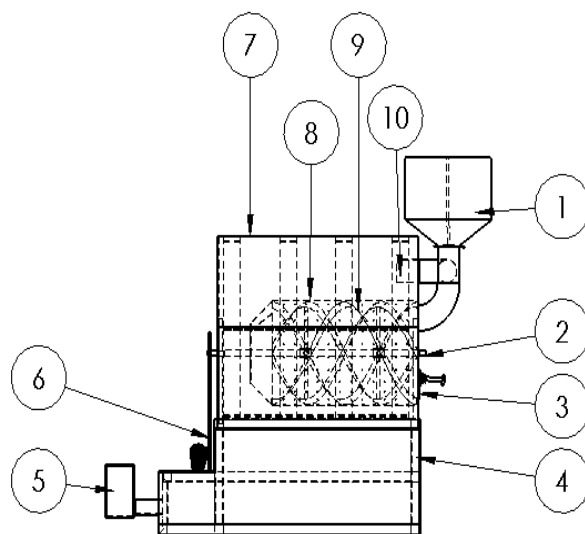
$$b = \frac{100B}{3} \sqrt{\frac{2(1 - \cos(\theta))}{\epsilon^2 + 200\epsilon}} \quad (2.23)$$

Donde θ es el ángulo de transición de la banda (grados) y ϵ es la máxima elongación permitida en los bordes de la banda (%). Para simplificar el cálculo Bridgestone recomienda $\epsilon^2 = 0$, entonces la ecuación 2.24 se reduce a:

$$b = \frac{10B}{3} \sqrt{\frac{(1 - \cos(\theta))}{\epsilon}} \quad (2.24)$$

Diseño de horno tostador

En el capítulo 2 se determinó que la alternativa más adecuada para cumplir el proceso es un horno de tambor rotatorio. En la Figura 2.16 se indican los componentes principales del horno tostador.



Ítem	Descripción
1	Mecanismo de ingreso del maní
2	Eje de transmisión
3	Mecanismo de salida del maní
4	Estructura del soporte
5	Quemador
6	Sistema de transmisión por cadenas
7	Paredes y aislamiento térmico
8	Tambor o cámara de tostado
9	Mezclador tipo lazo
10	Chimenea

Figura 2.16 Características principales del horno tostador.

Fuente: Elaboración propia.

Determinación del tamaño del lote

Una vez que el maní es descascarado existe una merma de al menos el 30% en la masa del producto, por lo que al horno tostador llegan 420 kg de maní por hora, se estima que el tiempo de permanencia en el horno es de 20 minutos por lo que la cantidad de producto en cada lote dentro del horno será de 140 kg.

Determinación del calor necesario para el aire caliente al interior del horno.

El proceso de tostado consiste en elevar la temperatura de la semilla del maní de 25°C a 160 °C durante 20 minutos y disminuir su humedad de 10% a 1.5%, por lo cual el calor requerido para el secado (ecuación 2.25) es la suma de la energía necesaria para aumentar la temperatura del maní ($Q_{producto}$) y la energía para que el aire caliente disminuya la humedad del maní (Q_{aire}):

$$Q_{requerido} = Q_{producto} + Q_{aire} \quad (2.25)$$

Si se supone un calor específico constante para el maní y el aire caliente, el calor requerido se lo obtiene de la ecuación 2.26:

$$Q_{requerido} = \frac{(m_{maní})}{t} \cdot cp_{maní} \cdot \Delta T + \dot{m}_{aire} \cdot cp_{aire} \cdot \Delta T \quad (2.26)$$

Donde ΔT es la diferencia de temperaturas provocadas por la adición de calor en el producto y el aire, \dot{m}_{aire} el flujo másico de aire caliente, $m_{maní}$ la masa de maní en un lote y t el tiempo de permanencia del maní en el horno.

La mezcla aire-agua usada para calentar los granos de maní experimenta dos procesos (Figura 2.17), el primero de ellos es el calentamiento desde la temperatura T_1 y humedad relativa del ambiente ϕ_1 hasta la temperatura deseada en el interior del horno T_2 ; este proceso se realiza a humedad específica ω constante, luego dentro de la cámara de tostado el aire experimenta un proceso conocido como saturación adiabática, en el cual un flujo de aire se hace pasar por una masa de agua ocasionando su evaporación.

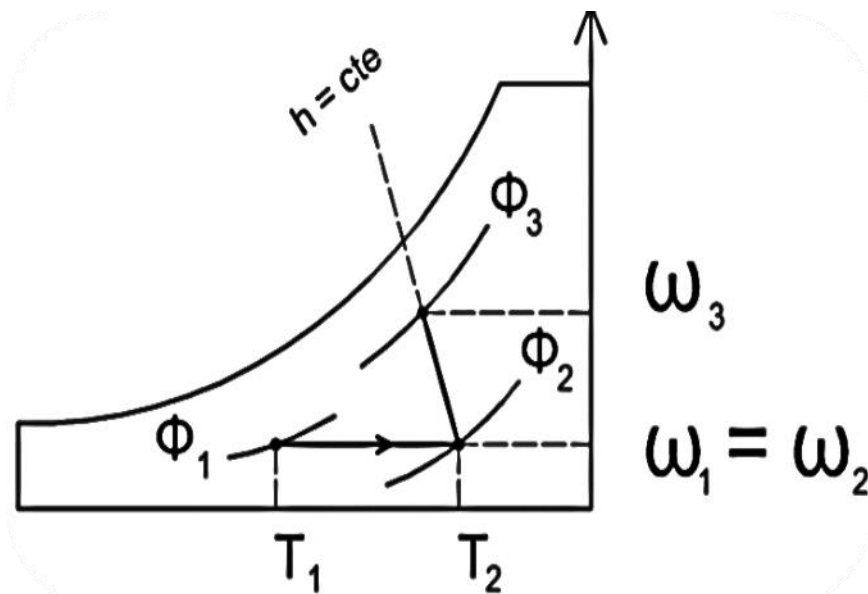


Figura 2.17 Proceso de calentamiento y saturación adiabática del aire en el horno tostador

Fuente: Elaboración propia.

La humedad absoluta en los diferentes estados del proceso no es conocida y se halla mediante el uso de la carta psicrométrica, mientras que la humedad relativa al final del proceso ϕ_3 es un valor conocido basado en el funcionamiento de secadores rotatorios.

Las humedades relativas del aire al entrar a la zona de calentamiento y al salir del horno tostador son conocidas. Con el uso del diagrama psicrométrico es posible hallar las humedades específicas. Dado que el proceso de calentamiento es de humedad específica constante se cumple la ecuación 2.27:

$$\omega_2 = \omega_1 \quad (2.27)$$

Con la humedad y la temperatura es posible hallar la entalpía “ h ” del aire a la entrada de la cámara de tostado y debido a que es un proceso de entalpía constante, se determina la entalpía del aire a la salida del horno tostador con la ecuación 2.28.

$$h_2 = h_3 \quad (2.28)$$

Con este valor de entalpía para el punto 3, como consecuencia de que la cámara de tostado es considerada como adiabática; se procede a encontrar la humedad específica en el punto 3.

El flujo másico de aire que se necesita para llevar de una humedad absoluta ω_1 hasta ω_3 esta dada por la ecuación 2.29:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\omega_3 - \omega_1} \quad (2.29)$$

Para determinar el flujo másico de agua (\dot{m}_{agua}) que se evapora durante el proceso se necesita conocer la humedad inicial X_1 y la humedad final X_2 del maní, usamos la ecuación 2.30 de manera.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{(m_{maní})}{t} \cdot \left(\frac{1}{1 - X_1} - \frac{1}{1 - X_2} \right) \quad (2.30)$$

Conocido el resultado de la ecuación 2.26 se puede calcular el calor que se requiere suministrar al aire para tostar el producto.

Dimensionamiento del tambor rotatorio

El dimensionamiento del tambor es un proceso iterativo, pues existen infinidad de combinaciones de diámetro y longitud del tambor que permiten albergar un determinado volumen. El maní a la temperatura de ingreso de la cámara ocupara el volumen dado por la ecuación 2.31:

$$V_1 = \frac{m_{maní}}{\rho_{maní}} \quad (2.31)$$

Donde $m_{maní}$ es la masa de maní dentro del horno y $\rho_{maní}$ es la densidad del maní.

Como consecuencia de la expansión volumétrica conforme el horno se calienta, se estima que el volumen del producto caliente es de 1.5 veces del volumen de maní a la temperatura de ingreso. El volumen en el interior del tambor rotatorio no debe estar completamente ocupado por el producto, sino que debe ocupar un volumen mayor al calculado, (referenciar) indica que un doble del valor del producto caliente, así el volumen del tambor se determina con la ecuación 2.32:

$$V_{tambor} = 3 \cdot V_1 = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (D_i^2) \cdot L \quad (2.32)$$

La selección del diámetro y de longitud del tambor rotatorio se realiza en base a criterios de disponibilidad de espacio en la planta.

Determinación del espesor del tambor rotatorio.

El tambor rotatorio se diseña como un recipiente a presión de paredes delgadas, debido a que la dimensión del espesor del recipiente es aproximadamente menor al 10% de su radio externo. El recipiente al ser cerrado tiene sus paredes laterales sometidas a un estado de esfuerzos bidimensional en las direcciones tangencial y axial.

Se supone que el peso del maní en el tambor se distribuye de manera uniforme, por lo cual no existe esfuerzo cortante en sus paredes laterales. El material para la construcción será acero inoxidable AISI 304 que tiene un esfuerzo de fluencia de 276 MPa.

Debido a la baja velocidad de rotación el tambor puede modelarse como estacionario y así se evita el análisis de fatiga. El esfuerzo en la dirección tangencial es el crítico al ser el doble que en la dirección axial y el espesor del tambor se calcula con la ecuación 2.33:

$$t = \frac{n \cdot M_{maní} \cdot g}{2A \cdot S_y} \quad (2.33)$$

Donde n es el factor de seguridad del diseño, g es la constante gravitatoria, A el área de la sección transversal del tambor y S_y el límite a la fluencia del material.

Determinación de las pérdidas de calor por las paredes del horno.

Una malla térmica es un esquema que muestra las resistencias que el flujo de calor encuentra entre fluidos a diferente temperatura. En la figura 2.18 se puede observar la malla térmica del horno en base al diseño conceptual del mismo.

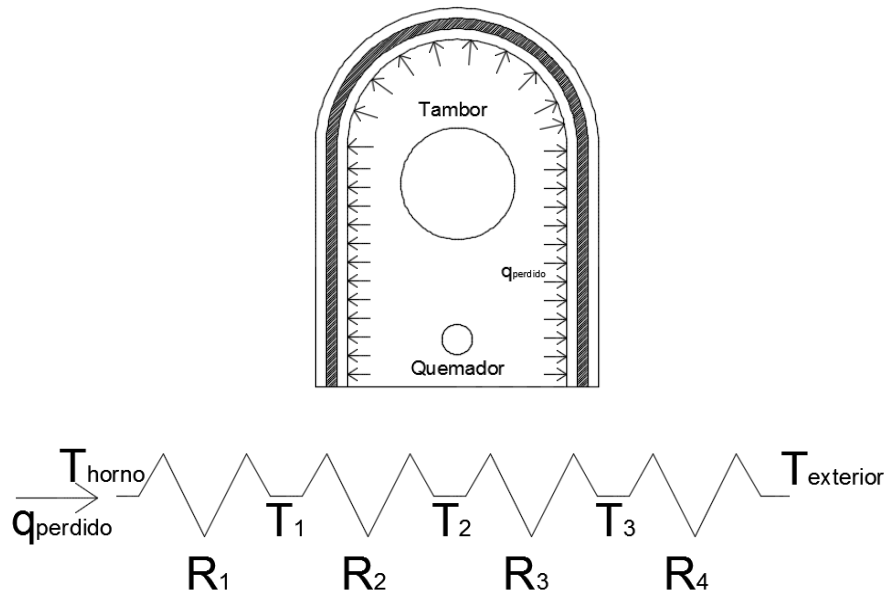


Figura 2.18 Flujo del calor cedido al ambiente y Resistencias térmicas

Fuente: Elaboración propia

Las resistencias térmicas y temperaturas de la figura 2.18 representan lo siguiente:

- R_1 : Resistencia debida a la convección al interior del horno.
- R_2 : Resistencia debida a la conducción en el esqueleto interior del horno.
- R_3 : Resistencia debida a la conducción en el aislante térmico.
- R_4 : Resistencia debida a la convección en el exterior del horno.
- T_{horno} : Temperatura del aire al interior del horno.
- T_1 : Temperatura de la superficie interior del esqueleto interior del horno.
- T_2 : Temperatura del aislante térmico.
- T_3 : Temperatura de la lámina exterior.
- $T_{exterior}$: Temperatura del aire al exterior del horno.

Coeficiente de convección interno

Dado que la sección transversal por la que circula el aire caliente es rectangular se necesita calcular el diámetro hidráulico ($D_{h\ int}$), el cual es una función del área

interna A_{int} y del perímetro de la sección P , el diámetro hidráulico se calcula mediante la ecuación 2.34.

$$D_{h\ int} = \frac{4 \cdot A_{int}}{P} \quad (2.34)$$

El número de Reynolds (ecuación 2.35) en el interior del horno (Re_{int}) es una función del flujo másico de aire al interior del horno, del diámetro hidráulico y de la viscosidad del aire (μ_{int}):

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{aire}}{\pi \cdot D_{h\ int} \cdot \mu_{int}} \quad (2.35)$$

Para obtener el número de Nusselt se hace uso de la correlación de Gniellinsky para flujo interno turbulento y el coeficiente convectivo dentro del horno se calcula con la ecuación 2.36:

$$h_{horno} = \frac{Nusselt_{int} \cdot k_{int}}{D_{h\ int}} \quad (2.36)$$

Donde k_{int} es la conductividad del aire dentro del horno.

Coeficiente de convección externo.

Para el cálculo del coeficiente externo se modela la capa exterior del horno como un cilindro, por lo que la correlación de transferencia de calor adecuada es la obtenida por Churchill y Bernstein (Ecuación 2.37)

$$Nusselt_{ext} = 0.3 + \left(\frac{0.62 Re_{ext}^{0.5} \cdot Pr_{ext}^{0.333}}{(1 + (0.4/Pr_{ext})^{0.666})^{0.25}} \right) \left(1 + \left(\frac{Re_{ext}}{282000} \right)^{0.625} \right) \quad (2.37)$$

Donde Pr_{ext} es el número adimensional de Prandtl. En esta correlación las propiedades del fluido son evaluadas en la temperatura fílmica. El procedimiento para obtener la temperatura fílmica es un procedimiento iterativo y que requiere la solución simultánea de todas las ecuaciones vinculadas a la malla térmica de la figura 2.10. Una vez calculado el Nusselt para esta superficie, se calcula el coeficiente convectivo exterior con la ecuación 2.38:

$$h_{ext} = \frac{k_{ext} \cdot Nusselt_{ext}}{D_{ext}} \quad (2.38)$$

Donde k_{ext} es la conductividad del aire al exterior del horno.

Determinación de espesor del aislamiento térmico.

La tasa a la que se transfiere el calor al producto debe ser optimizada para evitar el desperdicio de energía durante la operación del horno. Un método sencillo y económico es el de utilizar un recubrimiento de algún material con una baja conductividad, el cual disminuya las inevitables pérdidas de calor del horno al ambiente.

El material aislante seleccionado es la lana de vidrio, debido a su disponibilidad en el mercado.

La malla térmica de la Figura 2.18 muestra las resistencias térmicas en el ramal del calor perdido hacia el ambiente, estas resistencias se calculan con la ecuación 2.39 en el caso que sean resistencias debidas a la conducción y con la ecuación 2.40 cuando la resistencia sea convectiva.

$$R_{conducción} = \frac{\ln(r_{ext} / r_{int})}{2\pi Lk} \quad (2.39)$$

$$R_{convección} = \frac{1}{hA} \quad (2.40)$$

Donde r_{ext} y r_{int} son el radio exterior e interior del tambor respectivamente, L la longitud del tambor, h el coeficiente convectivo del aire y A el área superficial por la cual se lleva a cabo la transferencia de calor.

El espesor del aislamiento térmico se obtendrá de un estudio paramétrico en el que se evaluará el calor cedido por el horno en función del espesor de la capa de lana de vidrio. Los espesores usados para el estudio son los que pueden hallarse en el mercado nacional.

Cuando las resistencias térmicas experimentan la misma tasa de transferencia de calor, se dice que las resistencias están en serie, en este caso la resistencia

equivalente es igual a la suma de las resistencias del mismo ramal en la malla térmica, así el coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la ecuación 2.41:

$$U_0 = \frac{1}{\left(\sum R\right) \cdot A_0} \quad (2.41)$$

Donde $\sum R$ representa la sumatoria de resistencias térmicas de conducción, convección y radiación presentes.

El calor cedido al ambiente (ecuación 2.42) depende del coeficiente global de transferencia de calor (U_0), del área (A_0) y de una diferencia logarítmica de temperaturas (ΔT_{lm}), la cual es calculada como se indica en la ecuación 2.43:

$$q_{paredes} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.42)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_f - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_f}{\Delta T_i}\right)} \quad (2.43)$$

Diseño de la chimenea de los productos de combustión.

El aire caliente que evacua la cámara es transportado mediante una chimenea. La chimenea es modelada como un cilindro en flujo interno. La tubería es de acero al carbono y se asume que las propiedades del fluido son constantes.

Un buen diseño de la chimenea requiere que esta tenga una velocidad de al menos 6 m/s con lo que se calcula el flujo másico de aire en la chimenea y el diámetro mínimo que se requiere para la chimenea viene dado por la ecuación 2.44:

$$D_{min} = \left(\frac{4 \cdot \dot{m}_{aire, chimenea} \cdot (273 + T_g)}{\pi \cdot 273 \cdot V \cdot \rho_a} \right)^{1/2} \quad (2.44)$$

Donde T_g es la temperatura de los gases de combustión y ρ_a es la densidad del aire caliente dentro de la chimenea.

La fuerza impulsora del flujo es conocida como el tiro de la chimenea, el cual representa la caída de presión dentro de la chimenea y se calcula con la ecuación 2.45.

$$\Delta P = (\rho_a - \rho_g) \cdot g \cdot h \quad (2.45)$$

Esta caída de presión es provocada por la diferencia de densidades entre el aire al exterior de la chimenea y el de los gases calientes.

El calor cedido por la chimenea al ambiente es función del flujo másico y de la entalpía del aire a 160 °C, la expresión para determinar el calor cedido por la chimenea se calcula a partir de la ecuación 2.46.

$$q_{chimenea} = \dot{m}_{aire, chimenea} \cdot h_1 \quad (2.46)$$

Determinación de la potencia del quemador.

El calor proporcionado por el quemador debe ser capaz de suministrar la suficiente energía para calentar la carga, evaporar la humedad y afrontar las pérdidas de calor por las paredes del horno y por la chimenea, por lo que el calor total requerido por el quemador se calcula mediante la ecuación 2.47:

$$q_{total} = q_{requerido} + q_{perdidas} + q_{chimenea} \quad (2.47)$$

Diseño del eje del horno tostador

El eje es el elemento que resiste peso del tambor y la masa de maní contenida en él, también, también debe resistir el torque aplicado por el sistema de moto reducción y vencer la inercia del sistema rotatorio.

Se modela el sistema como una viga cilíndrica simplemente apoyada en los rodamientos, al eje se le calculan la fuerza cortante máxima ($V_{m\acute{a}x}$), torque inducido por el motor (T) y momento flector máximo ($M_{m\acute{a}x}$). A continuación, se presentan las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50 para calcular los esfuerzos provocados por las fuerzas, torques y momentos mencionados previamente:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} \quad (2.48)$$

$$\tau_{Torsi\acute{o}n} = \frac{Tr}{J} \quad (2.49)$$

$$\tau_{flexión} = \frac{4V}{3A} \quad (2.50)$$

Donde M es el momento, V la fuerza cortante, T el torque en el eje, J el momento polar de inercia, r y c la distancia a las fibras externas del eje que se desean analizar. Tanto el momento y el esfuerzo cortante máximo se determinan mediante el gráfico de Cortante vs. Longitud del eje y Momento vs. Longitud del eje. El torque del motor (T) depende de la potencia del motor y la relación de velocidad de rotación del eje.

Con los esfuerzos encontrados se determina el esfuerzo cortante máximo producido por los esfuerzos combinados, de manera que se tiene la ecuación 2.51:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.51)$$

Donde σ_x y σ_z son los esfuerzos provocados en el eje x y z respectivamente, y τ_{xy} el torque en el plano xy , en la Figura 2.19 se describen los esfuerzos en los planos x y z .

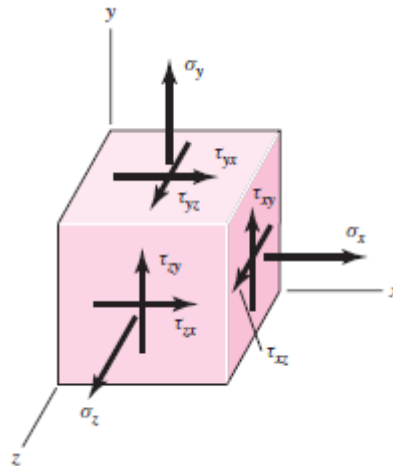


Figura 2.19 Esfuerzos principales en los planos x y z

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2008.

El modo de falla aplicable es atribuible a la teoría del Esfuerzo Efectivo de Von Mises (σ') que permite tratar los casos multi-axiales de tensión y cortante como una sola carga resultante de tensión pura, a partir de la ecuación 2.52:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2.52)$$

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son los esfuerzos en los planos principales presentes en el eje. Ahora aplicando la ecuación anterior para el caso bidimensional, se tiene la ecuación 2.53:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (2.53)$$

Donde los esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 se determinan a partir de las ecuaciones 2.54, 2.55 y 2.56 respectivamente:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \tau_{m\acute{a}x} \quad (2.54)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (2.55)$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \tau_{m\acute{a}x} \quad (2.56)$$

Con el esfuerzo efectivo a partir de se procede a realizar el límite de resistencia a la fatiga del eje (S_e) mediante la ecuación 2.57:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e' \quad (2.57)$$

Donde C_{carga} depende del tipo de carga que se aplica al elemento, sea flexión o carga axial. $C_{tamaño}$ depende de la geometría de la viga. $C_{superficie}$ depende del acabado superficial y sus propiedades físicas. $C_{temperatura}$ depende de la temperatura de operación. $C_{confiabilidad}$ se encuentra tabulado inversamente proporcional a la confiabilidad que se le dé al diseño del elemento y S_e' es el límite de la resistencia a la fatiga. Cada uno de los coeficientes se encuentran tabulados en tablas y gráficos basados en pruebas de vigas rotatorias.

Como se trata de una viga en rotación el esfuerzo en la periferia de la circunferencia del eje varía de manera invertida a lo largo del tiempo (Figura 2.11).

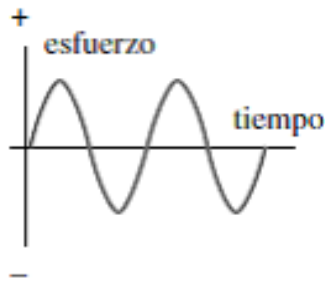


Figura 2.20 Esfuerzo completamente reversible

Fuente: Diseño de Máquinas de Robert L. Norton.

De manera que el esfuerzo promedio (σ_m) es cero y el esfuerzo de amplitud (σ_a) se calculan mediante las ecuaciones 2.58 y 2.59 respectivamente.

$$\sigma_m = 0 \quad (2.58)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.59)$$

Donde $\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$ son los esfuerzos máximo y mínimo que soporta el elemento de manera cíclica.

Con las componentes de los esfuerzos se procede a calcular el factor de seguridad basada en la teoría de falla de Goodman modificada a partir de la ecuación 2.60:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.60)$$

Determinación de las pérdidas de calor por las paredes del horno.

El calor proporcionado por el aire caliente se utiliza principalmente para la carga (producto), sin embargo, no todo este calor puede ser aprovechado, sino que es cedido al ambiente a través de las paredes de la cámara de tostado y por la chimenea. En la Figura 2.21 Se muestran las resistencias térmicas consideradas para determinar las pérdidas de calor.

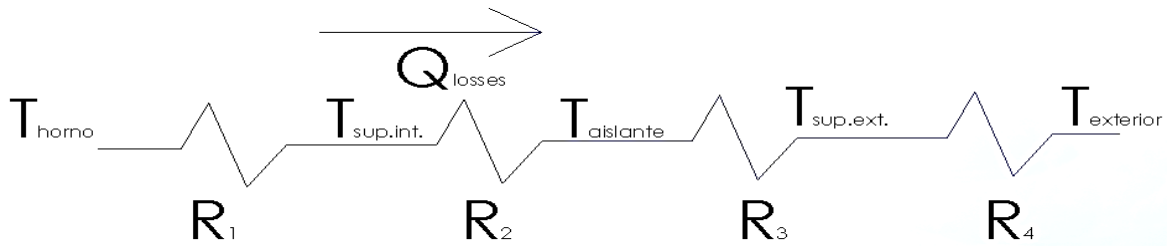


Figura 2.21 Resistencias térmicas para determinar pérdidas de calor

Fuente: Elaboración propia

Las resistencias térmicas de la figura 2.21 representan lo siguiente:

- R₁: Resistencia debida a la convección al interior del horno.
- R₂: Resistencia debida a la conducción en el esqueleto interior del horno.
- R₃: Resistencia debida a la conducción en el aislante térmico.
- R₄: Resistencia debida a la convección en el exterior del horno.

Coefficiente de convección interno

Dado que la sección transversal por la que circula el de aire caliente es rectangular se necesita calcular el diámetro hidráulico $D_{h,int}$ el cual es una función del área interna A_{int} y del perímetro de la sección P .

$$D_{h,int} = \frac{4 \cdot A_{int}}{P} \quad (2.61)$$

El número de Reynolds en el interior del horno Re_{int} es una función del flujo másico de aire caliente al interior del horno, del diámetro hidráulico y de la viscosidad del aire μ_{int} :

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{aire}}{\pi \cdot D_{h,int} \cdot \mu_{int}} \quad (2.62)$$

Para obtener el coeficiente convectivo se hace uso de la correlación de Gniellinsky para flujo interno turbulento para el número de Nusselt y el coeficiente convectivo dentro del horno se calcula de la siguiente manera:

$$h_{horno} = \frac{Nusselt_{int} \cdot k_{int}}{D_{h,int}} \quad (2.63)$$

Donde k_{ext} es la conductividad del aire dentro del horno.

Coeficiente de convección externo.

Para el cálculo del coeficiente externo se modela la capa exterior del horno como un cilindro, por lo que la correlación de transferencia de calor adecuada es la obtenida por Churchill y Bernstein (Ecuación 2.53)

$$Nusselt_{ext} = 0.3 + \left(\frac{0.62Re_{ext}^{0.5} \cdot Pr_{ext}^{0.333}}{(1 + (0.4/Pr_{ext})^{0.66})^{0.25}} \right) \left(1 + \left(\frac{Re_{ext}}{282000} \right)^{0.625} \right)^{0.8} \quad (2.64)$$

Donde Pr_{ext} es el numero adimensional de Prandtl. En esta correlación las propiedades del fluido son evaluadas en la temperatura fílmica. El procedimiento para obtener la temperatura fílmica es un procedimiento iterativo y que requiere la solución simultanea de todas las ecuaciones vinculadas a la malla térmica de la figura. Una vez calculado el Nusselt para esta superficie, se calcula el coeficiente convectivo exterior con la ecuación:

$$h_{ext} = \frac{k_{ext} \cdot Nusselt_{ext}}{D_{ext}} \quad (2.65)$$

Donde k_{ext} es la conductividad al exterior del horno.

Determinación de espesor del aislamiento térmico.

La tasa a la que se transfiere el calor al producto debe ser optimizada para evitar el desperdicio de energía durante la operación del horno. Un método sencillo y económico es el de utilizar un recubrimiento de algún material con una baja conductividad, el cual disminuya las inevitables pérdidas de calor del horno al ambiente.

El material aislante seleccionado es la lana de vidrio, debido a su disponibilidad en el mercado.

La malla térmica de la figura 2.10 muestra las resistencias térmicas en el ramal del calor perdido hacia el ambiente, estas resistencias se calculan con la ecuación 2.55

en el caso que sean resistencias debidas a la conducción y con la ecuación cuando la resistencia sea convectiva.

$$R_{conducción} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi Lk} \quad (2.66)$$

$$R_{convección} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (2.67)$$

Donde r_{ext} y r_{int} son el radio exterior e interior del tambor respectivamente, L la longitud del tambor, h el coeficiente convectivo del aire y A el área superficial por la cual se produce la transferencia de calor.

El espesor del aislamiento térmico se obtendrá de un estudio paramétrico en el que se evaluará el calor cedido por el horno en función del espesor de la capa de lana de vidrio. Los espesores usados para el estudio son los que pueden hallarse en el mercado nacional.

Cuando las resistencias térmicas experimentan la misma tasa de transferencia de calor, se dice que las resistencias están en serie, en este caso la resistencia equivalente es igual a la suma de las resistencias del mismo ramal en la malla térmica, así el coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la ecuación:

$$U_0 = \frac{1}{(\sum R) \cdot A_0} \quad (2.68)$$

Donde $\sum R$ representa la sumatoria de resistencias térmicas de conducción, convección y radiación presentes.

Determinación del calor perdido por las paredes.

El calor cedido al ambiente (Ecuación 2.58) depende del coeficiente global de transferencia de calor (U_0), del área (A_0) y de una diferencia logarítmica de temperaturas (ΔT_{lm}), la cual es calculada como se indica en la ecuación:

$$q_{paredes} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.69)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_f - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_f}{\Delta T_i}\right)} \quad (2.70)$$

Diseño de la chimenea de los productos de combustión.

El aire caliente que evacua la cámara es transportado mediante una chimenea. La chimenea es modelada como un cilindro en flujo interno. La tubería es de acero al carbono y se asume que las propiedades del fluido son constantes.

Un buen diseño de la chimenea requiere que esta tenga una velocidad de al menos 6 m/s con lo que se calcula el flujo másico de aire en la chimenea y el diámetro mínimo que se requiere para la chimenea es:

$$D_{\min} = \left(\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{aire, chimenea}} \cdot (273 + T_g)}{\pi \cdot 273 \cdot V \cdot \rho_a} \right)^{1/2} \quad (2.71)$$

Donde T_g es la temperatura de los gases de combustión y ρ_a es la densidad del aire caliente dentro de la chimenea.

La fuerza impulsora del flujo es conocida como el tiro de la chimenea, el cual representa la caída de presión dentro de la chimenea.

$$\Delta P = (\rho_a - \rho_g) \cdot g \cdot h \quad (2.72)$$

Esta caída de presión es provocada por la diferencia de densidades entre el aire al exterior de la chimenea y el de los gases calientes. El calor cedido por la chimenea al ambiente es función del flujo másico y de la entalpía del aire a 160 °C.

$$q_{\text{chimenea}} = \dot{m}_{\text{aire, chimenea}} \cdot h_1 \quad (2.73)$$

Determinación del calor total del quemador.

El calor proporcionado por el quemador debe ser capaz de suministrar la suficiente energía para calentar la carga, evaporar la humedad y afrontar las pérdidas de calor por las paredes del horno y por la chimenea, por lo que el calor total requerido por el quemador se calcula de la siguiente manera:

$$q_{\text{total}} = q_{\text{requerido}} + q_{\text{pérdidas}} + q_{\text{chimenea}} \quad (2.74)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En el presente capítulo se analizan los resultados provenientes de la selección de las bandas transportadoras y el diseño de horno tostador. Estos resultados se basan en las ecuaciones mostradas el capítulo anterior.

Para comprobar el diseño del horno tostador y asegurar su funcionamiento se realizaron simulaciones de transferencia de calor para visualizar la variación de temperatura en el horno y en la semilla de maní.

El desarrollo de los cálculos y sus resultados se encuentran en el Apéndice de A.

3.1 Resultados del cálculo de las bandas transportadoras

Los resultados de los cálculos involucrados para la selección de los componentes y accesorios para las bandas transportadoras se presentarán a continuación en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Resumen de cálculos de bandas

Característica	Banda A	Banda B
Capacidad de transporte	$Q_t = 600 \text{ kg/h}$	$Q_t = 420 \text{ kg/h}$
Velocidad de transporte	$v = 1.72 \frac{m}{min}$	$v = 1.21 \frac{m}{min}$
Potencia conductora	$P = 0.763 \text{ kW}$	$P = 0.759 \text{ kW}$
Tensión máxima de la banda transportadora	$F_{m\acute{a}x} = 111.72 \text{ kg}$	$F_{m\acute{a}x} = 117.093 \text{ kg}$
Esfuerzo de Tensión	$F_{TS} = 36.23 \text{ kg}$	$F_{TS} = 37.97 \text{ kg}$
Ancho de banda	$B = 400 \text{ mm}$	$B = 400 \text{ mm}$
Angulo de acanalamiento	$\alpha = 37^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
Distancia de transición del acanalado	$b = 316.97 \text{ mm}$	$b = 316.97 \text{ mm}$
Grosor de la banda transportadora	$T = 9.61 \text{ mm}$	$T = 9.61 \text{ mm}$
Diámetro mínimo de rodillo Principal/Cola	$D = 100 \text{ mm}$	$D = 100 \text{ mm}$
Diámetro de rodillos de carga	$d = 100 \text{ mm}$	$d = 100 \text{ mm}$
Distancia entre rodillos de carga	$L_c = 1.35 \text{ m}$	$L_c = 1.35 \text{ m}$
Distancia entre rodillos de retorno	$L_r = 3 \text{ m}$	$L_r = 3 \text{ m}$

Fuente: Elaboración propia

Los accesorios seleccionados se pueden observar en el Apéndice A, y sus respectivos catálogo se pueden apreciar en el Apéndice de B.

3.2 Resultados del horno tostador

Calor requerido para tostar el lote

El calor total requerido dentro de la cámara de tostado se obtuvo en base a la ecuación 2.26, se determinó la cantidad de energía requerida por el producto para que este alcance una temperatura de 160 °C:

$$Q_{Producto} = 65.07 \text{ kW} \quad (3.1)$$

La cantidad de energía necesaria para remover humedad dentro de la semilla de maní es:

$$Q_{vap} = 3.998 \text{ kW} \quad (3.2)$$

Mientras que la energía necesaria para elevar la temperatura del agua es:

$$Q_{Agua} = 30.81 \text{ kW} \quad (3.3)$$

Obteniendo el calor requerido para tostar el producto de la ecuación 2.26, se obtuvo:

$$Q_{Requerido} = 103.7 \text{ kW} \quad (3.4)$$

Flujo másico de aire necesario en la cámara de tostado

Con ayuda de la Carta Psicométrica (Figura 2.17) y la ecuación 2.29, la cantidad de aire requerido es:

$$\dot{m}_{air} = 0.01199 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.5)$$

Dimensionamiento del horno

De la ecuación 2.32 se obtiene un volumen dentro de la cámara de:

$$V_{tambor} = 0.667 \text{ m}^3 \quad (3.6)$$

El espesor del tambor calculado mediante la ecuación 2.33, se estableció de:

$$t = 2 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Diseño del eje del horno tostador

El diámetro del eje se seleccionó en base a medidas de ejes de acero AISI 304 de medidas estándares comerciales en la localidad de Guayaquil. De manera que inicialmente se usó la teoría de falla del cortante máximo para determinar un diámetro de eje como referencia inicial, luego se aplicó la teoría de falla de Von Mises para determinar un diámetro más adecuado para el eje del horno. El diámetro seleccionado fue de 50.8 mm (2 pulgadas).

Los esfuerzos que soportara el eje principal dados por las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50.

$$\sigma_x = 55.351 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

$$\tau_{xy} = 21.589 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

$$\tau_v = 18.548 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

Mientras que el esfuerzo cortante máximo producido por el esfuerzo en el eje x, y el toque del motor mostrados en la ecuación 2.51 resultó:

$$\tau_{\text{máx}} = 35.1 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

Con la ecuación 2.53 El esfuerzo de tensión equivalente de la teoría de falla de Von Mises resultó:

$$\sigma' = 66.798 \text{ MPa} \quad (3.12)$$

De manera que el factor de seguridad del diseño estático resultó de 4.13. Mientras que analizando la teoría del cortante máximo se determinó un factor de seguridad de 3.9.

Para el análisis de fatiga del eje, el esfuerzo efectivo de fatiga de la ecuación 2.57 es:

$$S_e = 178.08 \text{ MPa} \quad (3.13)$$

Y como resultado del esfuerzo de amplitud obtenido por la ecuación 2.59 se tiene que:

$$\sigma_a = 64.78 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Determinando el factor de seguridad para análisis de falla de fatiga para el eje:

$$n = 2.75 \quad (3.15)$$

Perdidas de calor por paredes

Las resistencias térmicas involucradas en las pérdidas de calor a través de las paredes del horno mostrado en la Figura 2.18 y las ecuaciones 2.39 y 2.40. De manera que:

$$R_{\text{horno}} = 0.2691 \frac{K}{W} \quad (3.16)$$

$$R_{\text{inox}} = 0.00001493 \frac{K}{W} \quad (3.17)$$

$$R_{lv} = 225.2E - 3 \frac{K}{W} \quad (3.18)$$

Siendo el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_0 = 0.3421 \frac{W}{m^2K} \quad (3.19)$$

El calor perdido por las paredes del horno:

$$q_{paredes} = 0.2598 W \quad (3.20)$$

Finalmente el calor total que de ingresar al horno tostador es:

$$q_{total} = 147.5 W \quad (3.21)$$

Temperatura superficial del producto

La variación de la temperatura superficial de la semilla de maní con respecto a su tiempo de incidencia dentro de la cámara de tostado se presenta continuación en la Figura 3.1. Los cálculos realizados en el software computacional EES se puede observar en el Apéndice de Cálculos.

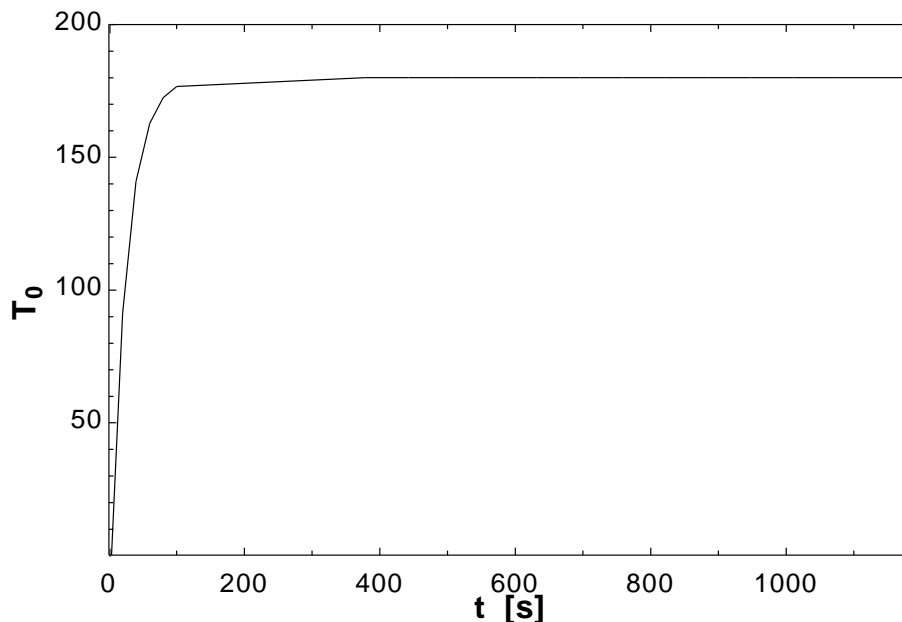


Figura 3.1 Variación de la temperatura superficial se la semilla de maní

Fuente: Elaboración propia

3.3 Resultados de simulación

Para corroborar los resultados de los factores de seguridad calculados de los elementos principales del horno tostador se realizaron simulaciones en el software computacional ANSYS.

Simulación del eje principal.

Para la simulación del eje del tambor rotatorio se considera que esta sometido a las fuerzas y momentos de la Figura A 4 y que se encuentra simplemente apoyado en las chumaceras, otra condición importante es que el eje esta sometido a una velocidad rotacional en torno al eje "x" de 33 rpm.

El material del eje es acero AISI 304 , cuyas características técnicas se encuentran en el Apendice en la seccion de Catálogos.

Mallado

Los elementos que componen la malla de elementos finitos del eje presentan las siguientes configuraciones.

Tabla 3.2 Características del mallado

Tamaño del mallado	
Uso de refinamiento	Sí, en curvas y proximidades
Tipo de nodos	Grueso
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
Estadísticas	
Nodos	107616
Elementos	67057
Métrica del mallado	Calidad de los elementos
Min	0.22
Max	0.99
Promedio	0.80
Desv. Estándar	0.11

Fuente: Elaboracion propia

Analisis para el caso estático del eje

En los resultados del analisis se puede observar en la Figura 3.2 que el factor de seguridad estatico minimo presente en el eje, se encuentran en los concentradores de esfuerzos como el chavetero y la muesca y el factor de seguridad es 1.79, lo cual indica que el eje podria soportar 1.79 veces la carga para el cual fue disenado.

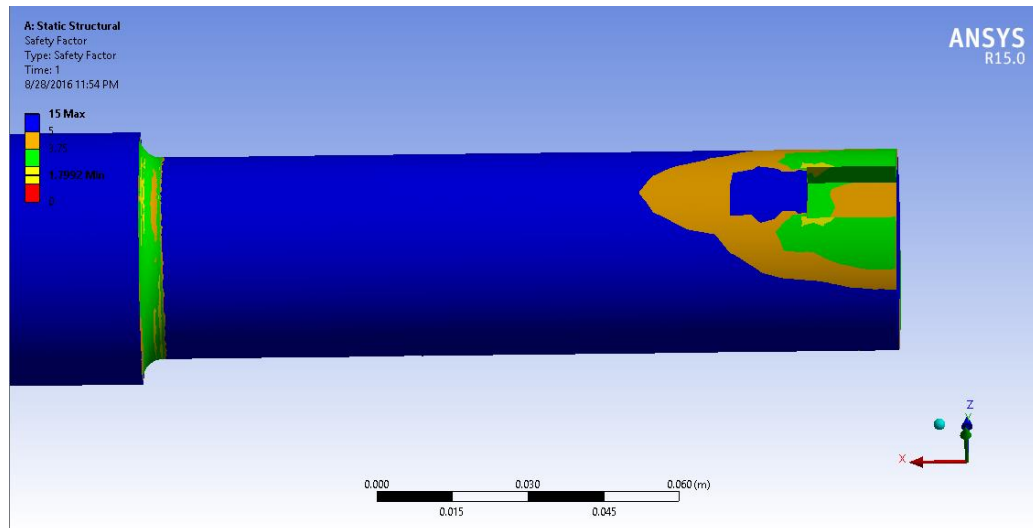


Figura 3.2 Factor de seguridad para caso estático

Fuente: Elaboración propia

Analisis para el caso dinamico del eje

En el analisis dinamico para cargas completamente reversibles se puede observar en la Figura 3.3 que el minimo factor de seguridad igual a 1.1 se encuentra presente en la seccion cerca del chavetero

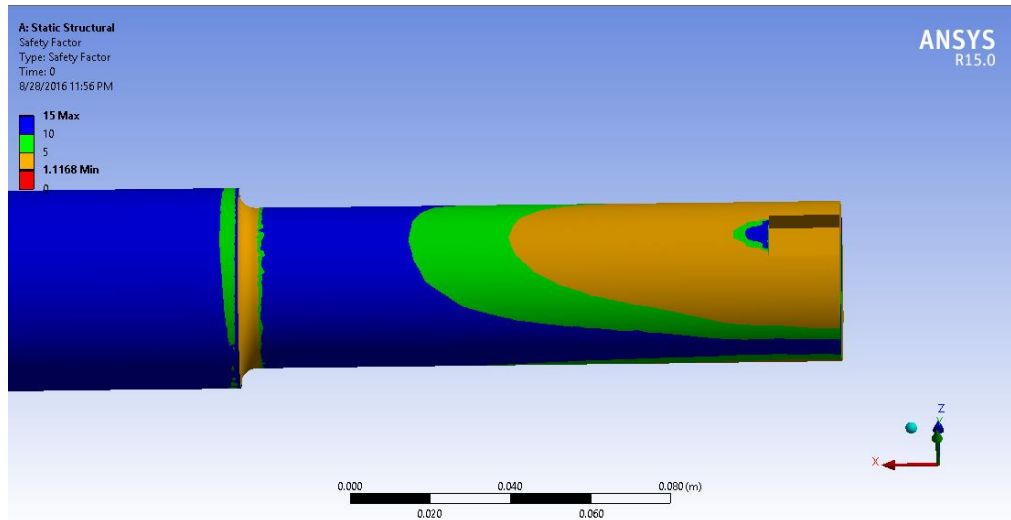


Figura 3.3 Factor de seguridad para caso dinámico

Fuente: Elaboración propia

Simulación térmica del horno

La intención de simular la operación del horno , es la de encontrar la velocidad de salida de los gases calientes que se encuentran atravesando el tambor rotatorio y el producto .

Se importa a ANSYS FLUENT el tambor rotatorio junto con el eje principal y las aspas rotatorias , se incluye una superficie que recubre a los sólidos la cual representa al fluido. La forma de la superficie se encuentra acorde a la forma que posee el tostador.

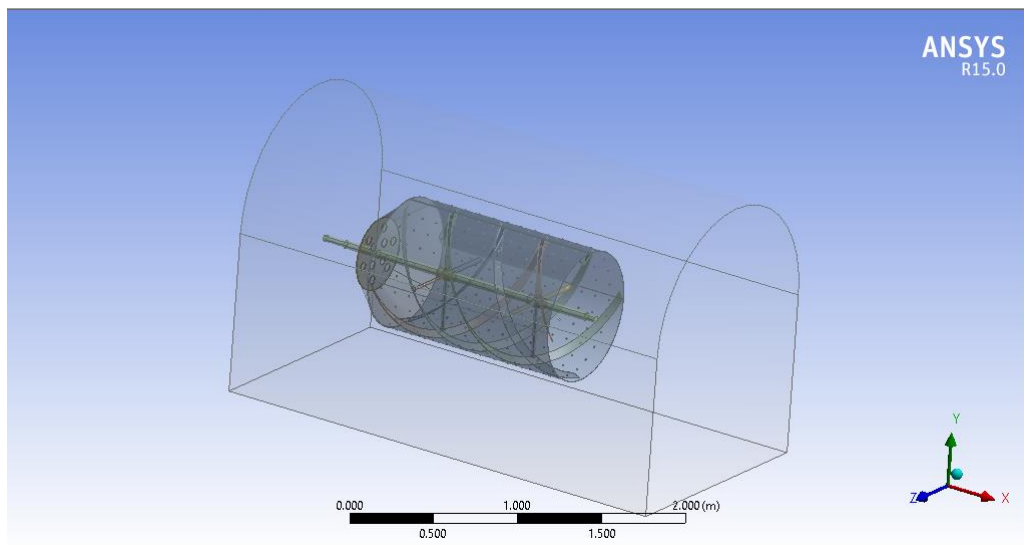


Figura 3.4 Importación del solido a ANSYS

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.4 se observa el sólido importado a ANSYS y el volumen de control del fluido que lo rodea.

Mallado

Para el mallado se considera un mallado grueso con adaptaciones en la curvatura, lo que nos da un total de 232670 nodos en el interior del volumen de control y una calidad promedio de 0.65. No es necesario el refinamiento del mallado, además que esto incrementaría el requerimiento de memoria para el cálculo. En la Figura 3.5 y Figura 3.6 se observan los elementos de la malla de volúmenes finitos y su distribución sobre el modelo.

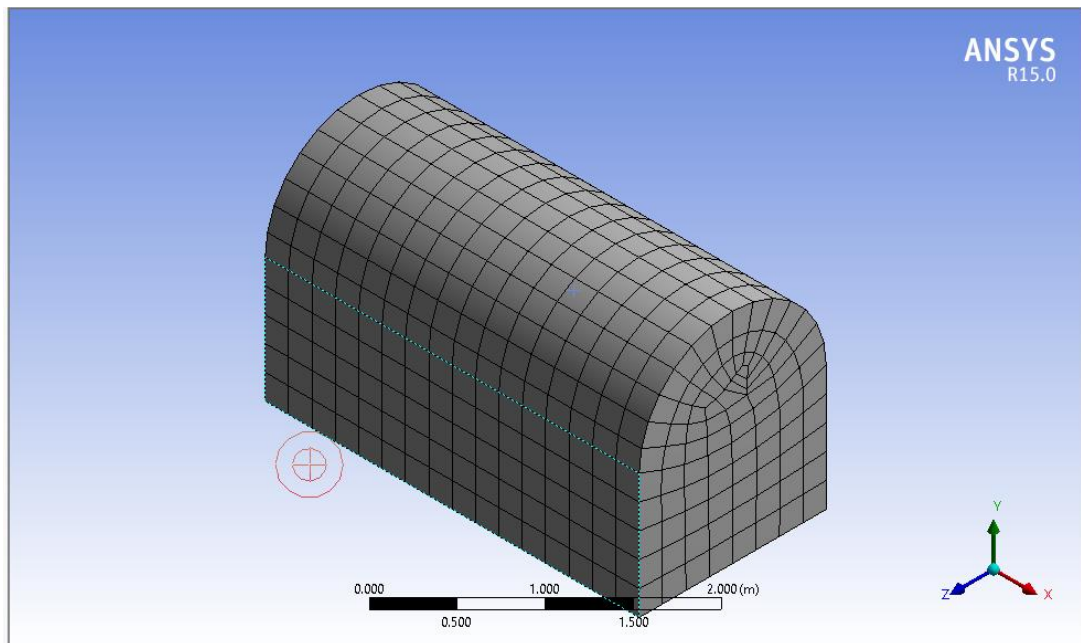


Figura 3.5 Mallado del horno tostador

Fuente: Elaboración propia

Identificación de zonas

El modelo tiene las siguientes zonas completamente identificadas:

- **Inlet:** Ingreso del aire caliente a 0.16 m/s.
- **Wall:** Paredes consideradas adiabáticas para la simulación, el cálculo manual verifica tal suposición pues el calor perdido por las paredes es insignificante.
- **Outlet pressure:** Salida de los gases de aire caliente, es en este plano en el que se desea encontrar la máxima velocidad que posee el aire.

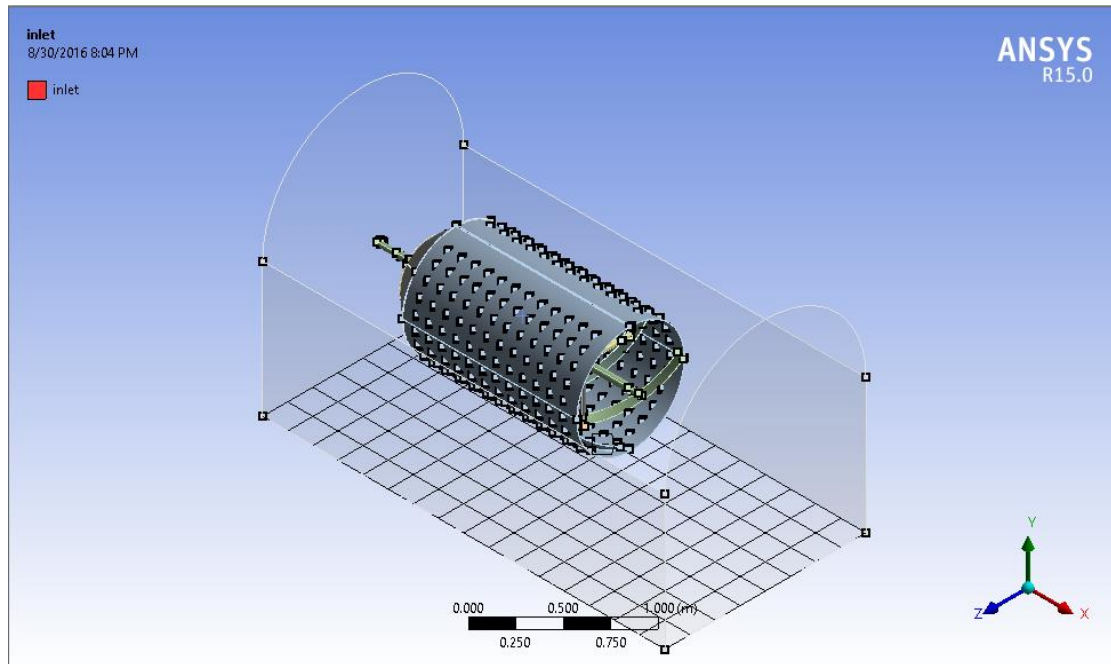


Figura 3.6 Entrada de calor “Inlet”

Fuente: Elaboración propia

Configuración de la solución.

Para la simulación se debe seleccionar un modelo de turbulencia, en este caso el seleccionado es el de Spalart-Allmaras el cual utiliza una ecuación única para el modelamiento de la turbulencia, se supone que no existen cambios de fase dentro del horno ni que existe transferencia de calor por radiación. Se considera una simulación de estado estable. En cuanto al fluido se lo modela como aire con sus propiedades evaluadas a la temperatura de operación del horno.

El eje, mezclador y bocines deben editarse para que el programa reconozca que están girando a 33 rpm con respecto al eje Z. Se introduce la velocidad y la temperatura de entrada del aire a la cámara de tostado, así como a temperatura que se espera obtener a la salida del horno.

La temperatura de salida es muy similar a la de ingreso debido a que la cámara se puede considerar como adiabática. También se especifica que el error máximo tolerado para la solución de la simulación es de 0.001 tanto en las ecuaciones de continuidad, como en la de conservación de la cantidad de movimiento.

En la Figura 3.7 se observan los residuos vs el número de iteraciones del programa, la simulación converge en las 26 iteraciones.

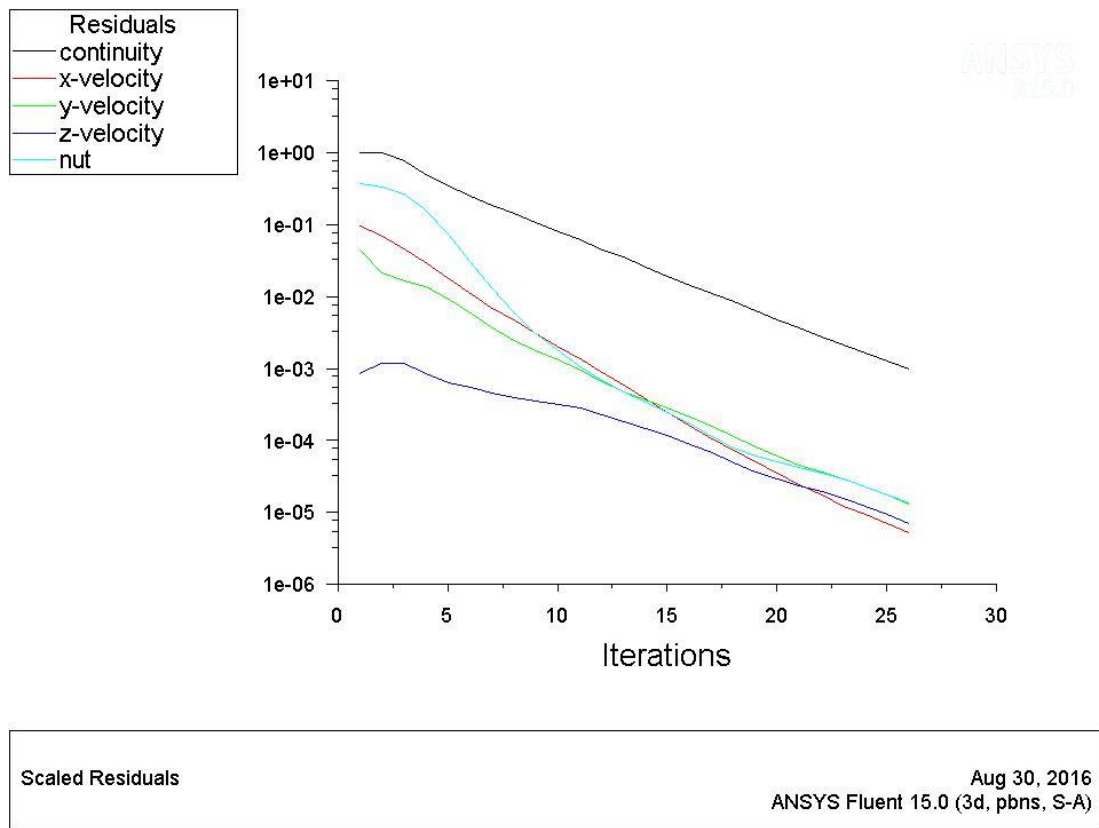


Figura 3.7 Convergencia de las iteraciones

Fuente: Elaboración propia

Resultados

En la Figura 3.7 se observa el incremento de la velocidad del aire caliente dentro del horno tostador, esto debido a la rotación del eje, el cual actúa como un impulsor para el aire, también se observa que la velocidad en las paredes es cercana a cero debido a la condición de no deslizamiento que fue configurada en el programa. El aire caliente tiende a salir por la parte superior a una mayor velocidad por lo que la ubicación ideal de la evacuación de estos gases en el horno es por la parte superior. La velocidad máxima hallada en el horno es de 0.49 m/s.

3.4 Análisis de costos

3.4.1 Costos directos

Dentro de los costos directos se comprende materiales de construcción, accesorios, operaciones horas/hombre y construcción. En la tabla 3.3 se muestran los costos involucrados en el sistema de transporte y el horno tostador.

Tabla 3.3 Costos de directos de fabricación

Costos Directos			
Sistema de transporte por banda			
Material/Elemento	Precio unitario	Cantidad	Precio
Banda transportadora de grado alimenticio con acanalado en V	\$98.00	12	\$1,176.00
Bastidor triple de rodillos de carga 4 1/2 in	\$114.20	4	\$456.80
Bastidor triple de rodillos de retorno 4 1/2 in	\$104.00	2	\$208.00
Sistema de tensado por tornillo	\$70.00	4	\$280.00
Cepillo de limpieza de cerdas helicoidales	\$265.00	2	\$530.00
Motoreductor (597 RPM)	\$854.00	2	\$1,708.00
Horno Tostador			
Material/Elemento	Precio unitario	Cantidad	Precio
Quemador de 700000 BTU/h	\$1,600.00	1	\$1,600.00
Plancha acero AISI 304 pulida, 2 mm	\$61.80	5	\$309.00
Eje acero AISI 304 2 pulgadas	\$136.26	1	\$136.26
Tubo rectangular acero AISI 304 (20x40x6000m)	\$54.75	3	\$164.25
Piñón N.50 17 Dientes	\$8.57	1	\$8.57
Piñón N.50 49 Dientes	\$40.50	1	\$40.50
Motor y motoreductor (96 RPM @ 264 Nm)	\$1,035.02	1	\$1,035.02
Cadena AISI 50 (3 metros)	\$24.80	1	\$24.80
Rodamiento de bolas & Chumacera	\$51.24	2	\$102.48
Accesorios			
Material/Elemento	Precio unitario	Cantidad	Precio
Aislamiento Lana de vidrio	\$15.00	2	\$30.00
Pernos M16 5.4	\$1.00	8	\$8.00
Pernos M10	\$0.20	12	\$2.40
Mano de Obra			
Descripción	Precio/hora	Cantidad	Precio
Tornero	\$25.00	6	\$150.00
Soldador	\$30.00	24	\$720.00
Rolado	\$15.00	3	\$45.00
Armador	\$15.00	36	\$540.00
Total			\$8,966.08

Fuente: Proveedores locales

3.4.2 Costos indirectos

Los costos indirectos forman parte del costo por utilidad, ingeniería, los imprevistos estimado e impuesto. A continuación, en la Tabla 3.4 se muestra el desglose del costo indirecto.

Tabla 3.4 Costos indirectos

Costos indirectos & Costo total	
Subtotal de material y mano de obra	\$8,966.08
Utilidad (20%)	\$1,793.22
Costo de Ingeniería (20%)	\$2,689.82
Imprevistos (10%)	\$896.61
Subtotal	\$14,345.73
I.V.A. (14%)	\$2,008.40
Total	\$16,354.13

Fuente: Elaboración propia

El costo total de la implementación de la mejora de los transportadores por banda y el horno tostador alcanza un monto de 16,354.13 dólares. En el caso de las bandas transportadoras se eleva debido al material de la banda transportadora que es clase alimenticia, mientras que en el horno tostador el costo elevado se refleja en el quemador y el acero inoxidable.

3.4.3 Cronograma de trabajo

El proceso de adquisición, mecanización de partes y construcción del horno tostador se presentan en la Figura 3,8 se presenta la duración de cada uno de los procesos requeridos para la construcción del horno.

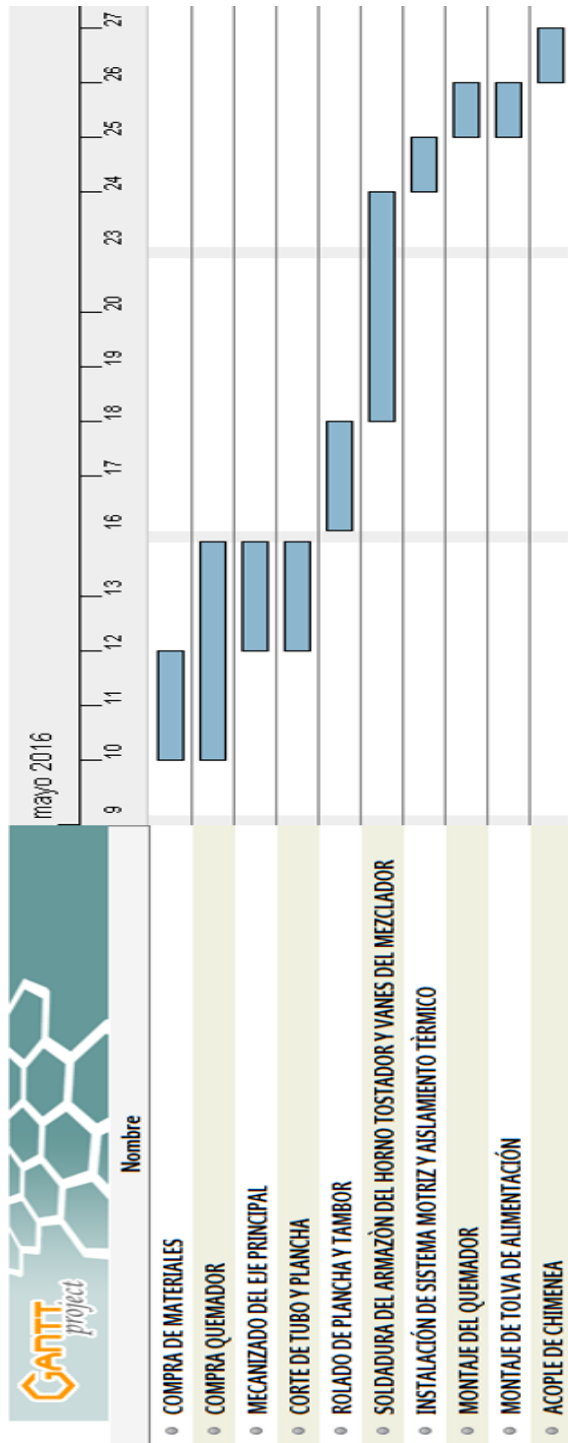


Figura 3.8 Cronograma de trabajo

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El uso de materiales de grado alimenticio permite a los usuarios de la planta cumplir con las BPM para el proceso de maní y asegurar una buena calidad del producto final. En el proceso de transporte el uso de una banda de grado alimenticio, el uso de rodillos de carga triples y las nervaduras en forma de V en la banda transportadora aseguran un transporte adecuado para el maní, así como evitan su degradación y derramamiento durante el traslado de una etapa hacia la siguiente. A pesar de que las bandas deben transportar diferentes flujos máxicos, los accesorios que deben ser implementados son similares en ambos casos, debido a que estos son estandarizados y ambos sistemas de transporte están dentro del rango de utilización del mismo tipo de accesorio, esto representa un beneficio para la planta cuando se requiera realizar mantenimiento a las bandas transportadoras, ya que los repuestos pueden servir para cualquiera de los dos sistemas.

Después del proceso de tostado, el maní puede ser consumido directamente, por lo que la implementación de acero inoxidable de grado alimenticio AISI 304 en la estructura del horno evita la proliferación de bacteria que produzcan aflatoxinas, y la contaminación por partículas de corrosión por parte del acero. El uso de un sistema de mezclado se justifica con el fin de promover una temperatura homogénea en la semilla de maní y evitar que se produzcan quemaduras en el grano y afecte su calidad en el proceso de comercialización.

El Ecuador es un país en vías de desarrollo, eminentemente agrícola, que vende su materia prima a países vecinos, estos productos son procesados e importados de vuelta al país con valor agregado e invadidos de impuestos. El fin de este proyecto es brindar las oportunidades para que los pequeños productores de materia prima puedan desarrollar pequeñas industrias en la cual se realicen procesos de calidad que transformen la materia y agreguen valor a sus productos, de manera que se fomente el desarrollo de la economía del país.

4.1 Conclusiones

- La evaluación que se realizó sobre la maquinaria de la planta procesadora de maní, reveló la necesidad de implementar mejoras en el sistema de transporte y diseñar un horno tostador que se ajuste a la capacidad de producción de la planta.
- En el sistema de transporte se implementaron dos bandas de grado alimenticio, con nervaduras en forma de V, además se implementó el uso de rodillos triples de carga con 35° de acanalamiento y se implementaron rodillos de cerdas para la limpieza automática y sistemas de tensión de tornillo. El costo de la implementación de las mejoras para las bandas transportadoras está rondando los \$2000 y se usaron componentes del sistema anterior como es el bastidor, rodillo principal y de cola, sistema motriz y sistema de reducción de velocidades.
- El horno tostador posee una capacidad por lote de 140 kg/h con un tiempo de tostado de 20 minutos y una temperatura de operación de 160°C, por lo que en una hora puede realizar 3 ciclos de funcionamiento. De esta manera se ajusta a la capacidad de producción de la planta. Para su diseño se utilizó acero AISI 304, y la potencia del quemador de GLP es de 700000 BTU, además cuenta con un sistema de mezclado por lazo y su diseño permite la entrada y salida de las semillas de la cámara de tostado producido por el direccionamiento del flujo de semillas de maní. Para la operación del equipo se requiere una capacitación básica del operario para realizar el procedimiento de carga, tostado y descarga del maní.
- El costo de la implementación de los sistemas de transporte por banda es de \$4358.80, que incluyen todos los accesorios necesarios para su funcionamiento y costo de construcción del horno tostador es de \$4916.28, en los que están incluidos el costo de material y la mano de obra. Al incluir los costos indirectos se hace un total \$16354.13.

4.2 Recomendaciones

- La limpieza periódica de los equipos de transporte y de tostado, es crucial para evitar la proliferación de microorganismos que puedan afectar la calidad del maní.

- La vida útil y eficiencia del horno tostador se verá reflejado directamente en el manejo y operación del mismo, se debe evitar sobrepasar la capacidad de trabajo del horno, ya que ha sido diseñado para cumplir con una capacidad de 420 kg/h.

- Debido a que Cascajal es un recinto aledaño a la ciudad de Pedro Carbo, se recomienda mantener una reserva de combustible de 180 kg (4 cilindros industriales) suficientes para 3 días laborales, con el fin de evitar paros en la producción por inconvenientes de adquisición de GLP.

- Se recomienda realizar un pre calentamiento del horno antes de ponerlo en operación, de manera que el primer lote de procesado se tueste en el tiempo establecido en base a la producción diaria de la planta.

- Antes de usar el horno tostador se deben tomar precauciones con la alimentación de combustible, para esto se debe inspeccionar que las válvulas de paso y seguridad del quemador estén abiertas y permitan un flujo de combustible adecuado, se debe revisar e inspeccionar alguna posible fuga de combustible y revisar que las mangueras de conexión estén debidamente ajustadas.

- Se debe tomar precauciones al momento de abrir la compuerta de descarga en el horno tostador, el maní con alta temperatura puede provocar quemaduras al contacto directo con la piel, se recomienda usar protección en las manos y brazos del operador.

- Se recomiendan los siguientes estudios posteriores como complemento y mejora de este trabajo:

- Diseño de un ciclón separador de partículas para los gases de escape
- Estudio de regeneración de calor en base a los gases de combustión
- Diseño de un sistema de enfriamiento para las semillas de maní.
- Automatización del proceso de ingreso, tostado y salida del maní del horno tostador.

BIBLIOGRAFÍA

1. Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México DF. McGraw-Hill
2. Bridgestone Corporation. *Conveyor Belt Design Manual*. Tokio, Japan.
3. George D. Saravacos, Athanasios E. Kostaropoulos. (2002). *Handbook of Food Processing Equipment*. New York. Springer Science+Business Media New York.
4. Jorge Welti-Chanes, Gustavo V. Barbosa-Cánovas, Jose Miguel Aguilera. (2002) *Engineering and Food for the 21st Century*. Boca Raton, Florida. CRC Press LLC.
5. Andrea Illy, Rinantonio Viani. (2005). *Espresso Coffee. The Science of Quality*. San Diego, California. Elsevir Academic Press.
6. The American Peanut Council. (2009). *Good Manufacturing Practices and Industry Best Practices for Peanut Product Manufacturers, 2nd Edition*. The American Peanut Council. Alexandria, Virginia.
7. Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA). (1997). *Engineering Conference: Belt Conveyors for Bulk Material*. United States of America.
8. Jacob Fruchtbaum. (1988). *Bulk Materials Handling Handbook*. New York. Springer Science+Business Media New York.
9. H. Thomas Stalker, Richard F. Wilson. (2016). *“Peanuts” Genetics, Processing, and Utilization*. San Diego, California. Elsevir Academic Press.
10. S. K. Mangal. (2007). *Coffee: Planting, Production and Processing*. Delhi, India. Gene-Tech Books

11. Julio E. Amaya Robles, José L. Julca Hashimoto. (2006). "*Maní*" *Arachis hypogaea* L. *Var. Peruviana*. Trujillo, Peru. Gerencia Regional de Recursos Naturales y Gestion del Medio Ambiente.
12. Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. United States of America. John Wiley & Sons, Inc.
13. Raymond A. Kulwiec. *Materials Handling Handbook, 2nd Edition*. (1985). United States of America. John Wiley & Sons, Inc.
14. Dirección General de Investigación y Extensión Agrícola. (1991). *Aspectos Técnicos sobre Cuarenta y Cinco Cultivos Agrícolas de Costa Rica*. Ministerio de Agricultura y Ganadería. San José, Costa Rica.
15. James F. Sullivan, P. E. (2013). *Screening Theory and Practice*. Triple/S Dynamics, Inc.
16. Edward L. Paul., Victor A. Atiemo-Obeng, Suzanne M. Kresta. (2004). *Handbook of Industrial Mixing, Science and Practice*. Hoboken, New Jersey. John Wiley & Sons, Inc.
17. Charles E. Baukal, Jr. (2000). *Heat Transfer in Industrial Combustion*. Boca Raton, Florida. CRC Press LLC.
18. K.V. Too, E.B.K. Mutai, J.M. Mutua, D.A. Mutuli and D.O. Mbuge, 2012. *Viscoelastic Properties of Bulk Groundnuts*. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology
19. Heredia Tipán Alex Omar. (2012). Estudio y mejoramiento del proceso manual de tostado del haba y su incidencia en el tiempo de obtención del producto terminado, para la empresa GRANOFA CÍA. LTDA. Ambato, Ecuador

APÉNDICES

APÉNDICE A: CÁLCULOS

CÁLCULOS DE BANDAS TRANSPORTADORAS

Cálculos del sistema de transporte por bandas.

Por consideración del diseño previo de la banda transportadora se procede elegir un ancho de banda ($B = 400 \text{ mm}$), se procede a trabajar con el mismo bastidor presente en el diseño original y el material de trabajo corresponde a maní con cascara

Despejando la ecuación 2.1 para la velocidad de transporte:

$$v = \frac{Q_t}{60A\gamma s}$$

$$Q_t = 0.6 \frac{\text{ton}}{h}$$

$$\gamma = 0.77 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \text{ (Tabla A 1 Gravedad especifica aparente para materiales "Y")}$$

$$s = 0.494 \text{ (Extrapolado de la Tabla A 2 Coeficiente debido a inclinación/declive "S")}$$

Tabla A 1 Gravedad especifica aparente de materiales "Y"

Material	Weight per cubic meter (ton)	Material	Weight per cubic meter (ton)
Dolomite, crushed	1.44 ~ 1.76	Peat	
Earth, common loam		Solid, dry	0.75
Dry	1.12 ~ 1.28	Loose, dry	0.32
Wet or mud	1.66 ~ 1.79	Phosphate	
Feldspar, powdered	1.04 ~ 1.2	Pebble	1.6
Flint, silica	1.38	Rock	1.2 ~ 1.36
Flourspar	1.31	Potash ore	1.2 ~ 1.36
Flour, wheat	0.56 ~ 0.64	Pumice stone, ground	0.64
Flue dust	1.76 ~ 2	Pyrites (see limestone and added 50 percent)	---
Fullers earth, raw, or burnt	0.56 ~ 0.72	Quartz, broken	1.52 ~ 1.6
Glass, broken or cullet	1.28 ~ 1.92	Rock, soft (excavated with shovel)	1.6 ~ 1.76
Gneiss	1.54	Salt	
Granite, broken	1.54	Broken rock	0.72 ~ 0.82
Gravel, washed and screened	1.36	Granulated	1.12 ~ 1.28
Gypsum, broken	1.28 ~ 1.6	Sand and gravel	
Grains		Dry	1.44 ~ 1.68
Barley	0.61	Wet	1.84 ~ 2
Bran	0.26 ~ 0.32	Sand, pure quartz	
Buckwheat	0.54 ~ 0.77	Dry, also foundry	1.44 ~ 1.76
Corn, shelled	0.72	Moist	1.76 ~ 2.06
Corn, meal	0.64	Sandstone, broken	1.36 ~ 1.44
Cotton, seed	0.4	Sawdust	0.21
Cotton seed hulls	0.19	Shale, broken	1.44 ~ 1.52
Cotton seed meal	0.56 ~ 0.64	Shells, oyster	0.8
Flax seed	0.45 ~ 0.72	Sinter	1.6 ~ 2.16
Peanuts, shelled	0.77	Slag, granulated	1.2 ~ 1.28
Soy beans	0.74	Slate, broken	1.28 ~ 1.44
Wheat	0.77	Soap	
Ice, crushed	0.56 ~ 0.72	Cake	0.72 ~ 0.8
Iron ore, crushed	2.08 ~ 2.88	Flake	0.08 ~ 0.24
Iron pyrites (see limestone, and add 50 percent)		Soapstone talc	2.4
Iron sulphate, pickling tank		Soda ash	0.4 ~ 1.07
		Soy beans	0.74

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Tabla A 2 Coeficiente debido a inclinación/declive “S”

Coefficient by Angle of Incline/Decline “S”

Incline/Decline Angle	Diminishing Coefficient
2 (degree)	1.00
4	0.99
6	0.98
8	0.97
10	0.95
12	0.93
14	0.91
16	0.89
18	0.85
20	0.81
21	0.78
22	0.76
23	0.73
24	0.71
25	0.68
26	0.66
27	0.64
28	0.61
29	0.59
30	0.56

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

El área croseccional se calcula con la ayuda de la Tabla A 3 Angulo de sobre carga del material y la Tabla A 4 Coeficiente de área seccional ‘k’, recomendadas por el manual de diseño de bandas trasportadoras de Bridgestone:

Tabla A 3 Angulo de sobrecarga recomendado según el tipo de material

Surcharge Angle of Material

Surcharge Angle (degree)	Type & Condition of Materials
10	Dry fine materials.
20	When bulk materials (coal, gravel, most ores, etc.) are transported by ordinary equipment under ordinary conditions.
30	When the material is comparatively large and the loading facility is properly arranged so that the material is constantly loaded on the belt in a uniform and full manner.

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Tabla A 4 Coeficiente de área cross seccional “k”

Coefficient of Sectional Area “K”

Carrier Type	Trough Angle	Surcharge Angle (degree)		
		10	20	30
Flat	0	0.0295	0.0591	0.0906
3-Idler rolls trough	10	0.0649	0.0945	0.1253
	15	0.0817	0.1106	0.1408
	20	0.0963	0.1245	0.1538
	25	0.1113	0.1381	0.1661
	30	0.1232	0.1488	0.1754
	35	0.1348	0.1588	0.1837
	40	0.1426	0.1649	0.1882
	45	0.1500	0.1704	0.1916
	50	0.1538	0.1725	0.1919
	55	0.1570	0.1736	0.1907
5-Idler rolls trough	60	0.1568	0.1716	0.1869
	30	0.1128	0.1399	0.1681
	40	0.1336	0.1585	0.1843
	50	0.1495	0.1716	0.1946
	60	0.1598	0.1790	0.1989
	70	0.1648	0.1808	0.1945

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Por lo tanto, el área cross seccional es:

$$A = 0.0153 \text{ m}^2$$

De manera que:

$$v = 1.206 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

La potencia requerida para vencer la inercia del sistema y transportar el material ese calcula a partir de:

$$P_1 = \frac{f(l + l_o)Wv}{6120}$$

$$P_2 = \frac{f(l + l_o)Qt}{367} = \frac{f(l + l_o)W_m v}{6120}$$

$$P_3 = \frac{HQ_t}{367} = \frac{HW_m v}{6120}$$

$$l = 2.2 \text{ m}$$

$f = 0.022$ (Tabla A 5 Coeficiente de fricción "F" y Ajuste de longitud horizontal de transportador "l_o")

$l_o = 66 \text{ m}$ (Tabla A 5 Coeficiente de fricción "F" y Ajuste de longitud horizontal de transportador "l_o")

$$H = 1.8 \text{ m}$$

Tabla A 5 Coeficiente de fricción "F" y Ajuste de longitud horizontal de transportador "l_o"

Friction Coefficient of Idlers "F" and Adjusted Horizontal Length of Conveyor "l_o"

f	l _o (m)	Conveyor Conditions
0.03	49	a) Conveyors with poor alignment; temporary or portable conveyors b) Conveyors operating in extremely cold conditions with frequent stopping and starting, or extended operations at or below -40°C.
0.022	66	Permanent or other conveyors with good alignment and normal, regular maintenance.
0.012	156	In cases where the braking power of a downhill conveyor must be calculated.

Note: When (f) has values other than those given above, the (l_o) can be calculated from the following formula:

$$l_o = \frac{0.77931}{f - 0.006436} + 15.93$$

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

El peso de las partes móviles se calcula:

$$W = \frac{W_c}{l_c} + \frac{W_r}{l_r} + 2W_1$$

$W_c = 13.2 \text{ kg}$ (Tabla A 6 Peso de partes pertenecientes a rodillos de carga "W_c" y rodillos de retorno "W_r")

$W_r = 5 \text{ kg}$ (Tabla A 6 Peso de partes pertenecientes a rodillos de carga "W_c" y rodillos de retorno "W_r")

$l_c = 1.35 \text{ m}$ (Tabla A 7 Distancia de rodillos de carga "l_c" y retorno "l_r")

$l_r = 3 \text{ m}$ (Tabla A 7 Distancia de rodillos de carga "l_c" y retorno "l_r")

$W_1 = 4.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ (Tabla A 8 Peso estándar de banda "W₁")

Tabla A 6 Peso de partes pertenecientes a rodillos de carga “Wc” y rodillos de retorno “Wr”

Note: a) For steel rollers only
 b) Weights given are average weights and these may vary. Actual weights given in manufacturer's catalogues or technical data should be used in final design calculations.

Belt Width (mm)	Wc (kg/set)	Wr (kg/set)
400	6.6	5.0
450	7.1	5.4
500	7.5	5.9
600	8.3	6.8
650	9.0	7.3
750	13.2	11.6
800	13.9	12.2
900	15.1	13.4
1,000	19.6	18.0
1,050	21.3	18.9
1,200	23.6	21.1
1,400	36.6	32.6
1,600	41.4	36.6
1,800	47.4	42.5
2,000	52.2	46.5
2,200	75	65
2,400	81	70
2,600	86	75
2,800	114	100
3,000	121	106
3,150	128	111

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone.

Tabla A 7 Distancia de rodillos de carga “lc” y retorno “lr”

Belt Width (mm)	Carrier Idler Pitch “ l_c ” (m)		Return Idler Pitch “ l_r ” (m)
	Under 1.6	Over 1.6	
400	1.35	1.35	3.00
450	1.35	1.20	3.00
500	1.35	1.20	3.00
600	1.20	1.10	3.00
650	1.20	1.10	3.00
750	1.20	1.00	3.00
800	1.20	1.00	3.00
900	1.00	1.00	3.00
1,000	1.00	1.00	3.00
1,050	1.00	1.00	3.00
1,200	1.00	1.00	3.00
1,400	1.00	1.00	3.00
1,600	1.00	1.00	3.00
1,800	1.00	1.00	3.00
2,000	1.00	1.00	2.40
2,200	1.00	1.00	2.40
2,400	1.00	1.00	2.40
2,600	1.00	1.00	2.40
2,800	1.00	1.00	2.40
3,000	1.00	1.00	2.40
3,150	1.00	1.00	2.40

* Apparent specific gravity of material. (ton/m³)

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Tabla A 8 Peso estándar de banda “W₁”

Belt Width (mm)	Belt Weight (kg/m)	Approx. Belt Thickness (mm)
400	4.5	9
450	7.0	12
500	7.5	
600	9.0	
650	10.3	13
750	13.0	
800	13.8	
900	15.5	17
1,000	20.5	
1,050	23.0	
1,200	26.0	

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Como resultado se tiene:

$$W = 20 \frac{kg}{m}$$

Por consiguiente:

$$P_1 = 0.009 kW$$

$$P_2 = 0.002 kW$$

$$P_3 = 0.002 kW$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_t$$

$P_t = 0.750 kW$ (Tabla A 9 Potencia de apilamiento del sistema)

Tabla A 9 Potencia de apilamiento del sistema

Tripper Driving Power "Pt" Unit: kw

Belt Width (mm)	Tripper Type	
	Stationary	Movable
400		
450		
500	0.75	1.25
600		
650		
750		
800	1.25	2.00
900		
1,000		
1,050	2.15	3.15
1,200		
1,400		
1,600	3.45	5.00
1,800		
2,000	4.40	6.30
2,200		
2,400	5.40	7.40
2,600		
2,800	6.20	8.50
3,000		
3,150	6.70	9.60

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Finalmente, la potencia requerida para mover el sistema:

$$P = 0.763 kW$$

Las tensiones que debe resistir la banda son:

$$F_p = \frac{6120P}{v}$$
$$F_p = 25.935 \text{ kg}$$

La tensión en el lado de carga de la banda:

$$F_1 = F_p \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$$

$$\theta = 180^\circ$$

$\mu = 0.3$ (Tabla A 10 Coeficiente de fricción "u")

Tabla A 10 Coeficiente de fricción "u"

Type of Drive Pulley	Surface Condition of Drive Pulley	Friction Coefficient "u"
Bare Steel Pulley	Dirty & Wet	0.1
	Moist	0.1~0.2
	Dry	0.3
Grooved and Rubber-Lagged Pulley	Dirty & Wet	0.2
	Moist	0.2~0.3
	Dry	0.35

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Entonces:

$$F_1 = 42.493 \text{ kg}$$

La tensión en el lado de retorno de la banda:

$$F_2 = F_p \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1}$$
$$F_2 = 16.558 \text{ kg}$$

La tensión debido a la inclinación de la banda:

$$F_3 = W_1 l (\tan(\alpha) - f)$$

$$W_1 = 4.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\alpha = 37^\circ$$

$$F_3 = 7.24 \text{ kg}$$

La tensión mínima de lado de carga de la banda:

$$F_{4c} = 6.25l_c(W_m + W_1)$$

$$F_{4c} = 86.93 \text{ kg}$$

La tensión mínima de lado de retorno de la banda:

$$F_{4r} = 6.25l_r W_1$$

$$F_{4r} = 84.375 \text{ kg}$$

La tensión máxima se determina del máximo valor de la suma de las tensiones en diferentes secciones de la banda (Ver Figura 2.4)

$$F_{m\acute{a}x} = \begin{matrix} F_p + F_{4c} - F_r \\ F_p + F_{4r} - F_r \\ F_p + F_2 \\ F_p + F_{4r} \end{matrix}$$

Donde:

$$F_r = f(l + l_o) \left(W_1 + \frac{W_r}{l_r} \right) - (H * W_1)$$

$$F_r = 1.15$$

La tensión máxima es:

$$F_{m\acute{a}x} = \begin{matrix} F_p + F_{4c} - F_r & 111.715 \text{ kg} \\ F_p + F_{4r} - F_r & 109.158 \text{ kg} \\ F_p + F_2 & 42.493 \text{ kg} \\ F_p + F_{4r} & 110.715 \text{ kg} \end{matrix}$$

Debido a que la banda presenta inclinación se procede a calcular la tensión que se produce en base a la aceleración de la banda al iniciar su operación y el tiempo que toma llegar a la velocidad nominal de operación. La tensión producida por la aceleración:

$$F_A = \frac{v(l + l_o)(W + W_m)}{558t}$$

Donde

$$F_A = 0.35 F_{m\acute{a}x}$$

$$F_A = 39.1 \text{ kg}$$

Despejando la Fuerza aceleradora para el tiempo, entonces el tiempo de aceleraciones

$$t = 0.515 \text{ s}$$

El diseño de la tolva para la banda transportadora al ser un proceso iterativo se realizó con la ayuda del software computacional EES. El volumen necesario de la tolva viene dado por:

$$V_{tolva} = \pi \frac{h}{3} \left[\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \frac{d_1 * d_2}{4} \right]$$

Donde

d_1 : Diámetro de sección de entrada de material de la tolva.

d_2 : Diámetro de sección de salida de material de la tolva

h : Distancia perpendicular entre sección de entra y salida de la tolva.

Y el flujo másico se analiza con la ecuación de Johansson:

$$\dot{m}_{outlet} = \rho_{mani} * A \left[\frac{d_2 * g}{2(1+m)\tan(\theta)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$$m = 1$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$A = \frac{\pi d_2^2}{4}$$

La distancia perpendicular entre secciones de entrada y salida se calcula a partir de:

$$h_{\theta} = 2 + \frac{\theta}{60}$$

$$\theta = 28.5^{\circ}$$

El esfuerzo de compactación del material se calcula a partir de la ecuación:

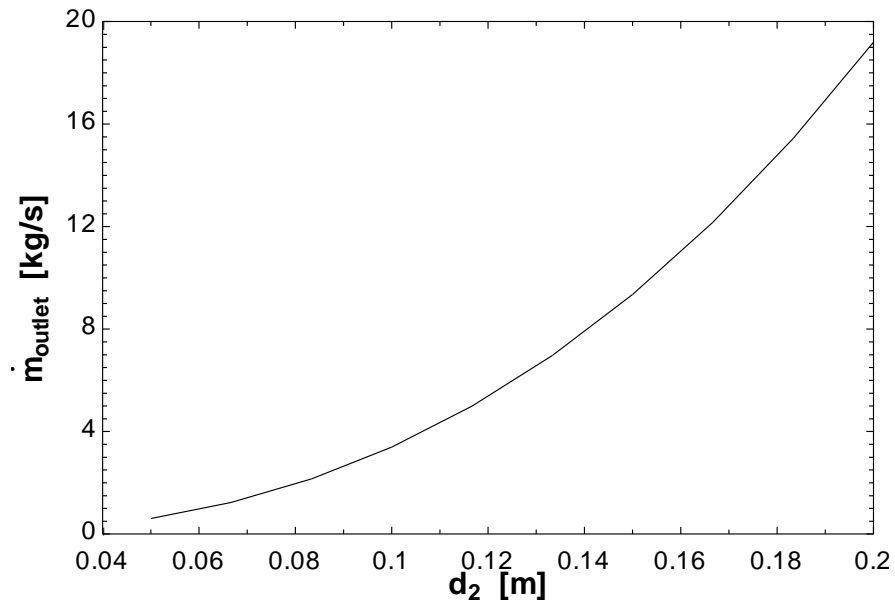
$$\sigma_1 = k_{\beta} * \rho_{mani} * g * d_2 * ff$$

$$k_{\beta} = 0.4$$

$\sigma_1 = 6.3 \text{ kPa}$ (Fuente: *Viscoelastic Properties of Bulk Groundnuts*)

$ff = 1.42$

Al correr el software se presentó la siguiente grafica de la variación del flujo másico de salida con respecto al diámetro de salida:



Fuente: Elaboración propia

De manera que analizando el flujo másico que requiere ser dosificado, las dimensiones finales de la tolva son

$$d_1 = 0.32 \text{ m}$$

$$d_2 = 0.1 \text{ m}$$

$$h = 0.584 \text{ m}$$

Ahora considerando la resistencia que produce la tolva en el sistema de transporte por banda, se procede a calcular:

$$F_h = \frac{1000}{3} ubchr$$

$$u = 0.279$$

$$b = 0.3 \text{ m}$$

$$c = 0.1 \text{ m}$$

$$h = 0.584 \text{ m}$$

$$r = 0.77 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$F_h = 1.255 \text{ kg}$$

Determinación de las especificaciones de la banda transportadora

La tensión que debe resistir la banda transportadora a elegir se calcula:

$$F_{TS} = \frac{F_{max} SF_z}{n B_e}$$

$SF_z = 12$ (Tabla A 11 Factor de seguridad para bandas multipliego “ SF_z ”)

$B_e = 37 \text{ cm}$

$n = 1$

Tabla A 11 Factor de seguridad para bandas multipliego “ SF_z ”

Time Cycle (min)	Material		B	
	Small	Large	Small	Large
Under 1.0	11	11	11	12
1.0 ~ 3.0	10	11	11	11
3.0 ~ 10.0	9	9	10	10
Over 10.0	8	8	8	8

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

La tensión que debe resistir la banda:

$$F_{TS} = 36.23 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

En base a la tensión que debe resistir la banda, y con las tablas recomendadas por Bridgestone se procede a estimar las medidas de los elementos que conforman el sistema de transporte por banda.

El espesor de la banda (Figura A 1) se calcula con la designación de bandas de Bridgestone para determinar el espesor, este resultado nos ayuda a la selección de bandas transportadoras:

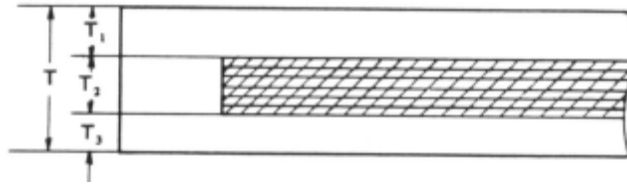


Figura A 1 Secciones de la banda transportadora

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

t_1 : Espesor de recubrimiento superior

T_2 : Espesor de carcasa

t_3 : Espesor de recubrimiento inferior

$$T = \frac{100 * W_1}{B * K}$$

$$t_2 = (t * n) - 0.4$$

$$t_1 = T - t_2 - t_3$$

K : Gravedad específica de la banda (Tabla A 13 Gravedad específica de la banda)

t : Grosor de la piel de recubrimiento de la carcasa (Tabla A 12 Valores de "t")

n : Números de pliegos

Como las bandas transportadoras están normadas, la estimación del espesor de la banda se realizará en base al manual de Bridgestone donde la denominación es NF- (Valor de F TS) de manera que la denominación para la banda es NF-50.

Tabla A 12 Valores de “t”

Designation	t (mm)	Designation	t (mm)
NF-50	0.75	EP-125	1.00
NF-75, 100	0.65	EP-160	1.15
NF-125, 150, 160	0.75	EP-200	1.30
NF-200	0.95	EP-250	1.45
NF-250	1.05	EP-315	1.60
NF-300	1.10	VF-50, 75	1.05
NF-350	1.40	VF-100,125,150,160	1.05
NF-400	1.55	VF-200	1.15
NF-450	1.65	VF-250	1.30
NF-500	1.85	VF-300	1.55
NF-600	2.00	VF-350	1.70
NF-700	2.15	VF-400	1.85

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

Tabla A 13 Gravedad específica de la banda

Nylon (Under NF-160)	Nylon (Over NF-200)	Polyester (EP) Vinylon (VF)
1.17	1.15	1.17

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

De manera que:

$$T = 9.615 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4.63 \text{ mm}$$

$$t_2 = 0.35 \text{ mm}$$

$$t_3 = 4.63 \text{ mm}$$

Los diámetros mínimos del rodillo principal y de cola se calculan a partir de la Tabla A 14 Determinación de diámetro de rodillo

Tabla A 14 Determinación de diámetro de rodillo

Classification of Pulley		A	B	C
Minimum Pulley Diameter (mm)		125 K · n	100 K · n	75 K · n
Range of Application	Type of Pulley	Drive Pulley Head Pulley	Take-up Pulley Tail Pulley	Snub Pulley Bend Pulley
	Belt Tension at Pulley	Over 80%	Under 80% but over 60%	Under 60%

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

$$D_{min} = 125 * k * n$$

k: Factor de rodillo (Tabla A 15 Factor de rodillo)

n: Numero de pliegos de la carcasa

Tabla A 15 Factor de rodillo

Serial No. of Fabric	K	Serial No. of Fabric	K
NF-50 ~ 125	0.80	EP-125	1.15
NF-150 ~ 160	0.90	EP-160	1.25
NF-200	1.00	EP-200	1.60
NF-250	1.15	EP-250	1.80
NF-300	1.30	EP-315	2.00
NF-350	1.40	VF-50 ~ 160	1.20
NF-400	1.45	VF-200	1.30
NF-450	1.55	VF-250	1.50
NF-500	1.60	VF-300	1.70
NF-600	1.80	VF-350	1.95
NF-700	2.10	VF-400	2.10

Fuente: Conveyor Belt Design Manual, Bridgestone

$$D_{min} = 100 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo de los rodillos de carga es de 114.3 mm (4 in) que son la mínima medida estándar que se fabrican en forma masiva.

A continuación, en la Tabla A 16 se presenta un resumen de las características necesarias de la banda transportadora.

Tabla A 16 Resumen de características de la banda transportadora

Banda transportadora	
Espesor de recubrimiento superior	4.63 mm
Espesor de recubrimiento inferior	4.63 mm
Espesor de la carcasa	0.35 mm
Espesor de recubrimiento de carcasa	0.75mm
Grosor total de la banda	9.61 mm
Rodillo principal y cola	
Diámetro mínimo de Rodillo	100 mm
Rodillos de carga	
Diámetro mínimo de rodillo	100 mm
Largo del rodillo	133.33 mm

Fuente: Elaboración propia

Los resultados mostrados previamente corresponden para la Banda A. De igual manera se realiza el mismo procedimiento para la Banda B considerando que la capacidad de transporte es de 0.42 ton/h, el material de transporte ahora es maní sin cascara y el ángulo de inclinación del transportador es de 30°. Los resultados para la Banda B llevan a resultados iguales a los de la Banda A debido a que ambos sistemas son de baja capacidad y se ajustan a la capacidad mínima estándar en el mercado.

La distancia mínima de transición del rodillo de carga hasta el rodillo principal/cola es:

$$b = \frac{10B}{3} \sqrt{\frac{(1 - \text{Cos}(\theta))}{\epsilon}}$$

$$B = 400 \text{ mm}$$

$$\theta = 35^\circ$$

$$\epsilon = 0.8\%$$

$$b = 316.97 \text{ mm}$$

Los accesorios como Limpiador de cerdas y el sistema de tensado por tornillo de potencia se seleccionan en base a catálogos de fabricantes, ya que estos accesorios no requieren de algún cálculo adicional. Los accesorios mencionados se encuentran en el apéndice

de catálogos, A continuación, se muestra un esquema (Figura A 2) de cómo deberían ser ubicados los bastidores de rodillos de carga y retorno.

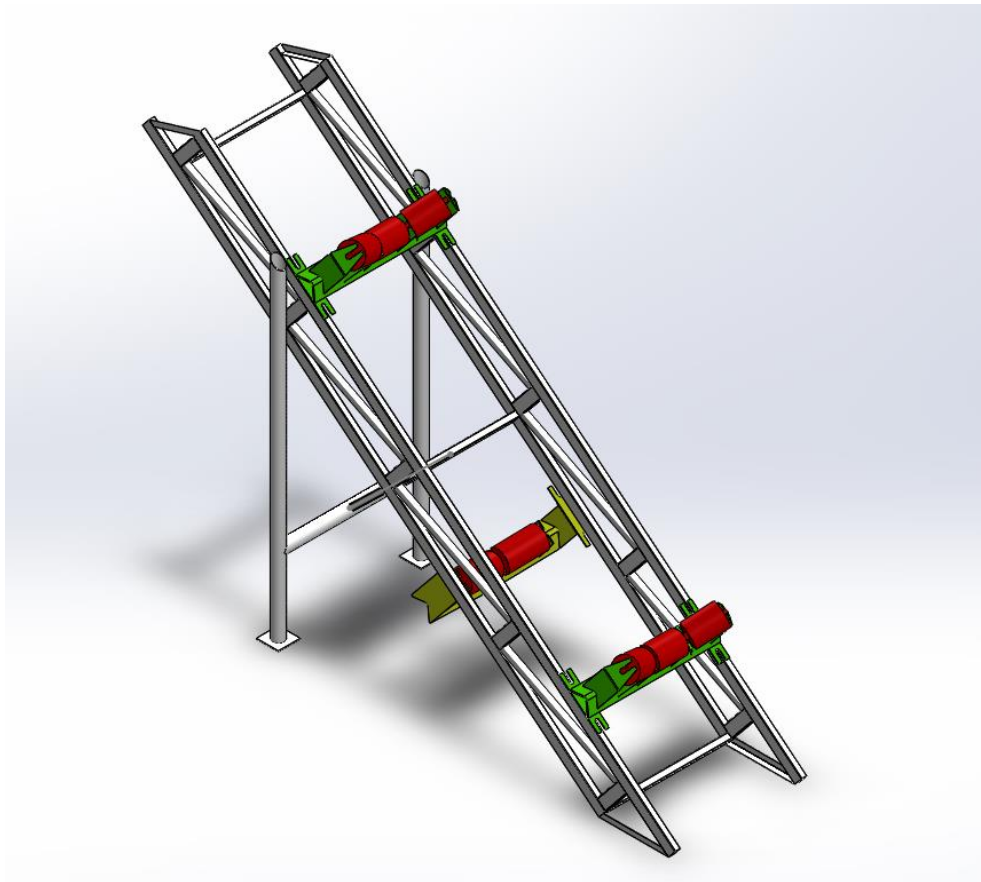


Figura A 2 Modificación de Bandas transportadoras

Fuente: Elaboración propia

CALCULOS TERMICOS

Los cálculos térmicos se realizaron en el software computacional EES. Las propiedades de los fluidos fueron obtenidas de la base de datos del mismo programa. A continuación, se presenta la programación realizada en EES con sus respectivos resultados.

" Se pretende determinar el calor necesario para tostar el maní y el caudal de aire caliente requerido así como la cantidad de combustible necesaria para suministrar tal potencia térmica , los supuestos que se realizan sobre el volumen de control (aire caliente) son los siguientes :

El proceso es adiabático , ocurre en estado estable y no hay interacciones de trabajo"

"Datos"

m_maní=150 [kg] " Masa de maní que se tuesta en cada lote"
X_1= 0.1 " Humedad inicial del producto (maní)"
X_2=0.015 "Humedad final del producto (maní)"
T_1=25 [C] " Temperatura inicial del producto"
T_2=160 [C] " Temperatura final que alcanza del producto"
t=1200 [s] " Tiempo de permanencia del producto"
phi_1=0.8 " Humedad absoluta inicial del aire ambiente"
phi_3=0.7 " Humedad absoluta final del aire . Este valor es usualmente asumido para tostadores rotativo"
cp_maní=0.921 [Btu/lbm-R] "convert(Btu/lbm-R,kJ/kg-k) " Calor específico del maní"
pc_GLP=50000 [kJ/kg] " Poder calorífico del GLP"
m_gas=45 [kg] " Cantidad de GLP en un tanque industrial"

"Procedimiento para el dimensionamiento del quemador de Gas"

omega_1=HumRat(AirH2O,T=T_1,r=phi_1,P=101.3) " Determinación de la humedad específica inicial del aire"
omega_2=omega_1 " Condición de calentamiento adiabático"
h_2=Enthalpy(AirH2O,T=T_2,w=omega_2,P=101.3) " Determinación de la entalpia del aire a 160 C"
h_2=h_3 " Condición necesaria para el enfriamiento evaporativo"
omega_3=HumRat(AirH2O,h=h_3,r=phi_3,P=101.3) " Determinación de la humedad específica para el aire"
DELTAomega=omega_3-omega_2 " Variación de la humedad específica del aire en el enfriamiento evaporativo"
m_dot_agua=m_dot_agua/(omega_3-omega_2) " Flujo de masa de aire mínima para la operación del tostador"
Q_aire=m_dot_agua*cp_aire*DELTAT " Calor necesario para elevar la temperatura del aire hasta 160 C"
cp_aire=Cp(AirH2O,T=T_2,w=omega_2,P=101.3) " Calor específico del aire luego del calentamiento hasta 160 C "
m_dot_agua=(m_maní*t)*(1/(1-X_1)-1/(1-X_2)) " Flujo masico de agua que se necesita remover del maní"
DELTAT=T_2-T_1 "Diferencia entre la temperatura inicial y final del producto"
Q_producto=(m_maní*t)*cp_maní*DELTAT " Calor necesario para elevar la temperatura el maní a 160 C"

"El calor requerido es la suma del calor necesario para elevar la temperatura del maní mas el calor que requiere el aire para remover la humedad Q_requerido=Q_producto+Q_aire"

Q_requerido=Q_producto+Q_aire

"Cantidad de combustible necesaria"

m_dot_GLP=Q_requerido/pc_GLP " Flujo másico de aire necesaria para brindar la potencia térmica requerida"
t_gas=m_gas/m_dot_GLP*convert(s,h) " Tiempo de duración de un cilindro de GLP"

"Temperatura de la cámara de combustión"

T_cc=T_1+Q_requerido/(m_dot_agua*cp_aire)

Se pretende determinar el calor necesario para tostar el maní y el caudal de aire caliente requerido así como la cantidad de combustible necesaria para suministrar tal potencia térmica , los supuestos que se realizan sobre el volumen de control (aire caliente) son los siguientes :

El proceso es adiabático , ocurre en estado estable y no hay interacciones de trabajo

Datos

m_{maní} = 150 [kg] Masa de maní que se tuesta en cada lote

X₁ = 0.1 Humedad inicial del producto (maní)

X₂ = 0.015 Humedad final del producto (maní)

T₁ = 25 [C] Temperatura inicial del producto

T₂ = 160 [C] Temperatura final que alcanza del producto

$t = 1200$ [s] *Tiempo de permanencia del producto*

$\phi_1 = 0.8$ *Humedad absoluta inicial del aire ambiente*

$\phi_3 = 0.7$ *Humedad absoluta final del aire. Este valor es usualmente asumido para tostadores rotativo*

$cp_{mani} = 0.921$ [Btu/lbm-R] $\cdot \left| 4.187 \cdot \frac{\text{kJ/kg-k}}{\text{Btu/lbm-R}} \right|$ *Calor específico del mani*

$pc_{GLP} = 50000$ [kJ/kg] *Poder calorífico del GLP*

$m_{gas} = 45$ [kg] *Cantidad de GLP en un tanque industrial*

Procedimiento para el dimensionamiento del quemador de Gas

$\omega_1 = \omega$ ['AirH2O', $T=T_1$, $R=\phi_1$, $P=101.3$] *Determinación de la humedad específica inicial del aire*

$\omega_2 = \omega_1$ *Condición de calentamiento adiabático*

$h_2 = h$ ['AirH2O', $T=T_2$, $w=\omega_2$, $P=101.3$] *Determinación de la entalpia del aire a 160 C*

$h_2 = h_3$ *Condición necesaria para el enfriamiento evaporativo*

$\omega_3 = \omega$ ['AirH2O', $h=h_3$, $R=\phi_3$, $P=101.3$] *Determinación de la humedad específica para el aire*

$\Delta\omega = \omega_3 - \omega_2$ *Variación de la humedad específica del aire en el enfriamiento evaporativo*

$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\omega_3 - \omega_2}$ *Flujo de masa de aire mínima para la operación del tostador*

$Q_{aire} = \dot{m}_{air} \cdot cp_{air} \cdot \Delta T$ *Calor necesario para elevar la temperatura del aire hasta 160 C*

$cp_{air} = Cp$ ['AirH2O', $T=T_2$, $w=\omega_2$, $P=101.3$] *Calor específico del aire luego del calentamiento hasta 160 C*

$\dot{m}_{agua} = \frac{m_{mani}}{t} \cdot \left[\frac{1}{1 - X_1} - \left(\frac{1}{1 - X_2} \right) \right]$ *Flujo masico de agua que se necesita remover del mani*

$\Delta T = T_2 - T_1$ *Diferencia entre la temperatura inicial y final del producto*

$Q_{producto} = \frac{m_{mani}}{t} \cdot cp_{mani} \cdot \Delta T$ *Calor necesario para elevar la temperatura el mani a 160 C*

El calor requerido es la suma del calor necesario para elevar la temperatura del mani mas el calor que requiere el aire para remover la humedad $Q_{requerido} = Q_{producto} + Q_{aire}$

$Q_{requerido} = Q_{producto} + Q_{aire}$

Cantidad de combustible necesaria

$\dot{m}_{GLP} = \frac{Q_{requerido}}{pc_{GLP}}$ *Flujo másico de aire necesaria para brindar la potencia térmica requerida*

$t_{gas} = \frac{m_{gas}}{\dot{m}_{GLP}} \cdot \left| 0.000277778 \cdot \frac{h}{s} \right|$ *Tiempo de duración de un cilindro de GLP*

Temperatura de la cámara de combustión

$T_{cc} = T_1 + \frac{Q_{requerido}}{\dot{m}_{air} \cdot cp_{air}}$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$c_{p\text{air}} = 1.047 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\Delta T = 135 \text{ [K]}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.01199 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{\text{gas}} = 45 \text{ [kg]}$$

$$\omega_2 = 0.01597$$

$$\phi_1 = 0.8$$

$$Q_{\text{producto}} = 65.07 \text{ [kW]}$$

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

$$t_{\text{gas}} = 6.029 \text{ [h]}$$

$$c_{p\text{meri}} = 3.858 \text{ [kJ/kg-k]}$$

$$h_2 = 208.2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 0.2732 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{\text{meri}} = 150 \text{ [kg]}$$

$$\omega_3 = 0.05984$$

$$\phi_3 = 0.7$$

$$Q_{\text{requerido}} = 103.7 \text{ [kW]}$$

$$T_2 = 160 \text{ [C]}$$

$$X_1 = 0.1$$

$$\Delta\omega = 0.04387$$

$$h_3 = 208.2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{\text{GLP}} = 0.002073 \text{ [kg/s]}$$

$$\omega_1 = 0.01597$$

$$p_{\text{GLP}} = 50000 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{\text{aire}} = 38.6 \text{ [Kw]}$$

$$t = 1200 \text{ [s]}$$

$$T_{\text{cc}} = 387.6 \text{ [C]}$$

$$X_2 = 0.015$$

"Cálculo de las pérdidas de calor que se generan en la operación del horno tostador de maní, los supuestos para el volumen de control (aire) son los siguientes :
El horno opera en condiciones de estado estable y no existen interacciones de trabajo "

"Datos"

r_1=0.65 [m] "Radio externo del esqueleto interior de la cámara de tostado"
r_2=0.69 [m] "Radio externo del esqueleto exterior de la cámara de tostado"
e_inox=3 [mm] * convert (mm,m) "Espesor de las láminas de acero inoxidable"
r_3=r_1+e_aislante "Radio de aislante lana de vidrio"
r_4=r_2+e_ag "Radio exterior de la lámina de acero del horno de tostado"
k_1=14.9 [W/(m-K)] "Conductividad del acero inoxidable AISI 304"
k_2=0.034 [W/(m-K)] "Conductividad promedio de la lana de vidrio "
k_3=60.5 [W/(m-K)] " Conductividad del acero estructural galvanizado"
L=1.3 [m] " Longitud de la cámara de tostado"
T_ext= 25 [C] " Temperatura del aire exterior"
T_horno= 160 [C] "Temperatura del interior del horno"
e_aislante= 0.04 [m] "Espesor del aislante de lana de vidrio"
e_ag=0.001[m]"Espesor de la lámina exterior de acero galvanizado"
m_dot_aire=0.27 [kg/s] " Flujo de aire en el interior del horno requerido para obtener un coeficiente convectivo en el interior del horno superior a 20 W/m²-k "
b=1.68 [m] " Medida interior del largo de la estructura base"
h=1.23 [m] " Medida interior del ancho de la estructura base"
w=0.88 [m] " Medida interior de la altura de la estructura base"
e=6e-6 [m] " Rugosidad absoluta del acero AISI 304"
Q_requerido=103700 [W] "Calor requerido para la operación del horno"

" Determinación del coeficiente convectivo al interior de la cámara de tostado"

A_int= b*h "Área transversal por la que circula el aire caliente"
rho_int=Density(Air,T=T_horno,P=101.3) " Densidad del aire al interior del horno"
m_dot_aire=rho_int*v*A_int " Flujo másico del aire caliente"
P=2*b+2*h " Perímetro mojado por el cual circula el aire caliente "
D_h_int= (4* A_int)/P" Diámetro hidráulico dentro del horno"
mu_int=Viscosity(Air,T=T_horno) "Viscosidad del aire a la temperatura de operación del horno "
Re_int=(4*m_dot_aire)/(pi*D_h_int*mu_int) " Numero de Reynolds en el interior del horno"
epsilon=e/D_h_int " Rugosidad relativa del acero AISI 304"
f=moodychart(Re_int,epsilon) " Determinación del factor de fricción de Moody"
Nusselt_int=((f/8)*(Re_int*1000)*Pr_int)/(1+12.7*(f/8)^(0.5)*(Pr_int^0.688-1)) "Determinación del numero de Nusselt con la correlación de Gnielinsky para flujo interno turbulento"
Pr_int=Prandtl(Air,T=T_horno) "Número de Prandtl para el aire a la temperatura de operación del horno"
k_int=Conductivity(Air,T=T_horno) " Conductividad térmica del aire a la temperatura de operación del horno"
h_horno=(Nusselt_int*k_int)/(D_h_int) " Determinación del coeficiente convectivo al interior del horno"

" Determinación del coeficiente convectivo al exterior de la cámara de tostado"

" Se toma la suposición de que el flujo externo se desarrolla sobre el cilindro exterior de la plancha de acero galvanizado"
"T_s= 40 [C]" " Temperatura de la plancha de acero exterior. Esta temperatura se toma como supuesta para un primer cálculo , de ahí el programa realiza las iteraciones para el resto de pasos "
T_film=(T_s+T_ext)/2 "Temperatura filmica a la que se evalúan las propiedades"
D_ext=r_4*2 "Cálculo del diámetro externo del tostador"
Re_ext=(v_ext*rho_ext*D_ext)/mu_ext " Número de Reynolds para flujo externo"
rho_ext=Density(Air,T=T_film,P=101.3) " Densidad del aire al exterior del tostador"
mu_ext=Viscosity(Air,T=T_film) " Viscosidad cinemática al exterior del tostador"
v_ext=10 [km/hr]*convert(km/hr,m/s) "Velocidad estimada en el exterior de la cámara de tostado basadas en condiciones atmosféricas normales"
Pr_ext=Prandtl(Air,T=T_film) " Numero de Prandtl del aire exterior evaluado en la temperatura filmica"
Nusselt_ext=0.3+((0.62*Re_ext^0.5*Pr_ext^0.333)/(1+(0.4/Pr_ext)^0.688)^0.25)*(1+(Re_ext/282000)^0.625)^0.8 " Correlación de Churchill&Bemstein para calcular el numero de Nusselt en flujo externo turbulento"
k_ext=Conductivity(Air,T=T_film) " Conductividad térmica del aire exterior a la temperatura filmica"
h_ext=(k_ext*Nusselt_ext)/D_ext " Cálculo del coeficiente convectivo externo para el tostador"

"Cálculo de Resistencias térmicas"

A_i=2*w*b+2*w*h "Área interna de transferencia de calor por convección"
R_horno=1/(A_i*h_horno) " Resistencia térmica por convección debida al aire en el interior del horno"
R_lv=ln(r_2/r_1+e_inox)/(2*pi*L*k_2) " Resistencia térmica por conducción debida a la lana de vidrio"
R_ag=ln(r_4/(r_4-e_ag/2))/(2*pi*L*k_3) " Resistencia térmica por conducción debida al Acero galvanizado"
R_ext=1/(2*pi*L*r_4*h_ext) "Resistencia térmica por convección debida al Aire en el exterior del horno"

" Determinación del coeficiente global de transferencia de calor"

$A_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot L$ "Área superficial externa de la cámara de tostado"
 $U_0 = 1 / ((R_{\text{horno}} + R_{\text{lv}} + R_{\text{ag}} + R_{\text{ext}}) \cdot A_0)$ "Coeficiente global de transferencia de calor"

"Determinación de las pérdidas de calor en las paredes cilíndricas"

$q_{\text{losses}} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{\text{m}}$ "Pérdidas de calor en paredes cilíndricas"

$\Delta T_{\text{m}} = (\Delta T_{\text{f}} - \Delta T_{\text{j}}) / \ln(\text{ARG})$ "Temperatura media logarítmica dentro del horno"

$\text{ARG} = (\Delta T_{\text{j}}) / (\Delta T_{\text{f}})$ "Este paso se realiza para acotar la solución de la variable ARG y que la evaluación del logaritmo sea posible"

$(\Delta T_{\text{f}}) / (\Delta T_{\text{j}}) = \exp(((U_0 \cdot A_0) / (m_{\text{dot}} \cdot \text{aire}} \cdot c_p)))$ "Determinación de la temperatura de salida de la cámara de tostado"

$\Delta T_{\text{f}} = T_{\text{ext}} - T_{\text{out}}$ "Variación de temperatura a la salida"

$\Delta T_{\text{j}} = T_{\text{ext}} - T_{\text{horno}}$ "Variación de la temperatura en la entrada"

$c_p = C_p(\text{Air}, T = T_{\text{horno}}) \cdot \text{convert}(\text{KJ}, \text{J})$ "Calor específico del aire a la temperatura del horno"

$nu = (q_{\text{losses}} / Q_{\text{requerido}}) \cdot 100$ "Porcentaje de calor que se pierde al ambiente desde el horno"

"Determinación de la temperatura de la superficie exterior"

$T_{\text{s}} = q_{\text{losses}} \cdot (R_{\text{ext}}) + T_{\text{ext}}$ "Temperatura de la lámina exterior del horno rotatorio"

Cálculo de las pérdidas de calor que se generan en la operación del horno tostador de maní, los supuestos para el volumen de control (aire) son los siguientes :

El horno opera en condiciones de estado estable y no existen interacciones de trabajo

Datos

$r_1 = 0.65$ [m] Radio externo del esqueleto interior de la cámara de tostado

$r_2 = 0.69$ [m] Radio externo del esqueleto exterior de la cámara de tostado

$e_{\text{inox}} = 3$ [mm] $\left| 0.001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$ Espesor de las láminas de acero inoxidable

$r_3 = r_1 + e_{\text{aislante}}$ Radio de aislante lana de vidrio

$r_4 = r_2 + e_{\text{ag}}$ Radio exterior de la lámina de acero del horno de tostado

$k_1 = 14.9$ [W/(m-K)] Conductividad del acero inoxidable AISI 304

$k_2 = 0.034$ [W/(m-K)] Conductividad promedio de la lana de vidrio

$k_3 = 60.5$ [W/(m-K)] Conductividad del acero estructural galvanizado

$L = 1.3$ [m] Longitud de la cámara de tostado

$T_{\text{ext}} = 25$ [C] Temperatura del aire exterior

$T_{\text{horno}} = 160$ [C] Temperatura del interior del horno

$e_{\text{aislante}} = 0.04$ [m] Espesor del aislante de lana de vidrio

$e_{\text{ag}} = 0.001$ [m] Espesor de la lámina exterior de acero galvanizado

$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.27$ [kg/s] Flujo de aire en el interior del horno requerido para obtener un coeficiente convectivo en el interior del horno superior a 20 W/m²-k

$b = 1.68$ [m] Medida interior del largo de la estructura base

$h = 1.23$ [m] Medida interior del ancho de la estructura base

$w = 0.88$ [m] Medida interior de la altura de la estructura base

$e = 0.000008$ [m] *Rugosidad absoluta del acero AISI 304*

$Q_{\text{requerido}} = 103700$ [W] *Calor requerido para la operación del horno*

Determinación del coeficiente convectivo al interior de la cámara de tostado

$A_{\text{int}} = b \cdot h$ *Área transversal por la que circula el aire caliente*

$\rho_{\text{int}} = \rho[\text{'Air'}, T=T_{\text{horno}}, P=101.3]$ *Densidad del aire al interior del horno*

$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{int}} \cdot v \cdot A_{\text{int}}$ *Flujo másico del aire caliente*

$P = 2 \cdot b + 2 \cdot h$ *Perímetro mojado por el cual circula el aire caliente*

$D_{h,\text{int}} = \frac{4 \cdot A_{\text{int}}}{P}$ *Diámetro hidráulico dentro del horno*

$\mu_{\text{int}} = \text{Visc}[\text{'Air'}, T=T_{\text{horno}}]$ *Viscosidad del aire a la temperatura de operación del horno*

$Re_{\text{int}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{aire}}}{\pi \cdot D_{h,\text{int}} \cdot \mu_{\text{int}}}$ *Número de Reynolds en el interior del horno*

$\epsilon = \frac{e}{D_{h,\text{int}}}$ *Rugosidad relativa del acero AISI 304*

$f = \text{MoodyChart}[Re_{\text{int}}, \epsilon]$ *Determinación del factor de fricción de Moody*

$Nusselt_{\text{int}} = \frac{\frac{f}{8} \cdot [Re_{\text{int}} - 1000] \cdot Pr_{\text{int}}}{1 + 12.7 \cdot \left[\frac{f}{8}\right]^{0.5} \cdot [Pr_{\text{int}}^{0.0005} - 1]}$ *Determinación del número de Nusselt con la correlación de Gnielinsky para flujo interno turbulento*

$Pr_{\text{int}} = Pr[\text{'Air'}, T=T_{\text{horno}}]$ *Número de Prandtl para el aire a la temperatura de operación del horno*

$k_{\text{int}} = k[\text{'Air'}, T=T_{\text{horno}}]$ *Conductividad térmica del aire a la temperatura de operación del horno*

$h_{\text{horno}} = \frac{Nusselt_{\text{int}} \cdot k_{\text{int}}}{D_{h,\text{int}}}$ *Determinación del coeficiente convectivo al interior del horno*

Determinación del coeficiente convectivo al exterior de la cámara de tostado

Se toma la suposición de que el flujo externo se desarrolla sobre el cilindro exterior de la plancha de acero galvanizado

$T_s = 40$ [C]

Temperatura de la plancha de acero exterior. Esta temperatura se toma como supuesta para un primer cálculo, de ahí el programa realiza las iteraciones para el resto de pasos

$T_{\text{film}} = \frac{T_s + T_{\text{ext}}}{2}$ *Temperatura fílmica a la que se evalúan las propiedades*

$D_{\text{ext}} = r_4 \cdot 2$ *Cálculo del diámetro externo del tostador*

$Re_{\text{ext}} = \frac{v_{\text{ext}} \cdot \rho_{\text{ext}} \cdot D_{\text{ext}}}{\mu_{\text{ext}}}$ *Número de Reynolds para flujo externo*

$\rho_{\text{ext}} = \rho[\text{'Air'}, T=T_{\text{film}}, P=101.3]$ *Densidad del aire al exterior del tostador*

$$\mu_{\text{ext}} = \text{Visc} [\text{'Air'} , T = T_{\text{film}}] \quad \text{Viscosidad cinemática al exterior del tostador}$$

$$v_{\text{ext}} = 10 \text{ [km/hr]} \cdot \left| 0.2778 \cdot \frac{\text{m/s}}{\text{km/hr}} \right| \quad \text{Velocidad estimada en el exterior de la cámara de tostado basadas en condiciones atmosféricas normales}$$

$$\text{Pr}_{\text{ext}} = \text{Pr} [\text{'Air'} , T = T_{\text{film}}] \quad \text{Numero de Prandtl del aire exterior evaluado en la temperatura filmica}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{ext}} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Re}_{\text{ext}}^{0.5} \cdot \text{Pr}_{\text{ext}}^{0.333}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}_{\text{ext}}} \right)^{0.668} \right]^{0.25}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_{\text{ext}}}{282000} \right)^{0.625} \right]^{0.8}$$

Correlación de Churchill&Bernstein para calcular el numero de Nusselt en flujo externo turbulento

$$k_{\text{ext}} = k [\text{'Air'} , T = T_{\text{film}}] \quad \text{Conductividad térmica del aire exterior a la temperatura filmica}$$

$$h_{\text{ext}} = \frac{k_{\text{ext}} \cdot \text{Nusselt}_{\text{ext}}}{D_{\text{ext}}} \quad \text{Cálculo del coeficiente convectivo externo para el tostador}$$

Cálculo de Resistencias térmicas

$$A_i = 2 \cdot w \cdot b + 2 \cdot w \cdot h \quad \text{Area interna de transferencia de calor por convección}$$

$$R_{\text{horno}} = \frac{1}{A_i \cdot h_{\text{horno}}} \quad \text{Resistencia térmica por convección debida al aire en el interior del horno}$$

$$R_{\text{lv}} = \frac{\ln \left[\frac{r_2}{r_1} + e_{\text{max}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_2} \quad \text{Resistencia térmica por conducción debida a la lana de vidrio}$$

$$R_{\text{sg}} = \frac{\ln \left[\frac{r_4}{r_4 - \frac{e_{\text{sg}}}{2}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_3} \quad \text{Resistencia térmica por conducción debida al Acero galvanizado}$$

$$R_{\text{ext}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_4 \cdot h_{\text{ext}}} \quad \text{Resistencia térmica por convección debida al Aire en el exterior del horno}$$

Determinación del coeficiente global de transferencia de calor

$$A_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot L \quad \text{Área superficial externa de la cámara de tostado}$$

$$U_0 = \frac{1}{[R_{\text{horno}} + R_{\text{lv}} + R_{\text{sg}} + R_{\text{ext}}] \cdot A_0} \quad \text{Coeficiente global de transferencia de calor}$$

Determinación de las pérdidas de calor en las paredes cilíndricas

$$q_{\text{losses}} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_m \quad \text{Pérdidas de calor en paredes cilíndricas}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_f - \Delta T_i}{\ln [\text{ARG}]} \quad \text{Temperatura media logarítmica dentro del horno}$$

$$\text{ARG} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_f} \quad \text{Este paso se realiza para acotar la solución de la variable ARG y que la evaluación del logaritmo sea posible}$$

$$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_i} = \exp \left[\frac{-U_0 \cdot A_0}{\dot{m}_{\text{aire}} \cdot c_p} \right] \quad \text{Determinación de la temperatura de salida de la cámara de tostado}$$

$$\Delta T_f = T_{\text{ext}} - T_{\text{out}} \quad \text{Variación de temperatura a la salida}$$

$$\Delta T_i = T_{\text{ext}} - T_{\text{horno}} \quad \text{Variación de la temperatura en la entrada}$$

$$c_p = C_p [\text{Air}, T=T_{\text{horno}}] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right| \quad \text{Calor específico del aire a la temperatura del horno}$$

$$v = \frac{q_{\text{losses}}}{Q_{\text{requerido}}} \cdot 100 \quad \text{Porcentaje de calor que se pierde al ambiente desde el horno}$$

Determinación de la temperatura de la superficie exterior

$$T_s = q_{\text{losses}} \cdot R_{\text{ext}} + T_{\text{ext}} \quad \text{Temperatura de la lámina exterior del horno rotatorio}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\text{ARG} = 1.007$$

$$A_{\text{int}} = 2.066 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\Delta T_f = -134.1 \text{ [C]}$$

$$D_{\text{ext}} = 1.382 \text{ [m]}$$

$$z = 0.000004225$$

$$e_{\text{inox}} = 0.003 \text{ [m]}$$

$$h_{\text{ext}} = 7.529 \text{ [W/(m}^2\text{-K)]}$$

$$k_2 = 0.034 \text{ [W/(m-K)]}$$

$$k_{\text{int}} = 0.03511 \text{ [W/(m-K)]}$$

$$\mu_{\text{int}} = 0.00002424 \text{ [kg/m-s]}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{ext}} = 404.3$$

$$Pr_{\text{ext}} = 0.7273$$

$$Q_{\text{requerido}} = 103700 \text{ [W]}$$

$$\rho_{\text{ext}} = 1.172 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$r_2 = 0.69 \text{ [m]}$$

$$R_{\text{eg}} = 0.000001465 \text{ [K/W]}$$

$$R_v = 225.2\text{E-}3 \text{ [K/W]}$$

$$T_{\text{horno}} = 180 \text{ [C]}$$

$$U_0 = 0.3421 \text{ [W/(m}^2\text{-K)]}$$

$$w = 0.88 \text{ [m]}$$

$$A_0 = 5.644 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$b = 1.68 \text{ [m]}$$

$$\Delta T_i = -135 \text{ [C]}$$

$$D_{h,\text{int}} = 1.42 \text{ [m]}$$

$$e_{\text{eg}} = 0.001 \text{ [m]}$$

$$f = 0.03102$$

$$h_{\text{horno}} = 0.7254 \text{ [W/(m}^2\text{-K)]}$$

$$k_3 = 60.5 \text{ [W/(m-K)]}$$

$$L = 1.3 \text{ [m]}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.27 \text{ [kg/s]}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{int}} = 29.35$$

$$Pr_{\text{int}} = 0.7027$$

$$Re_{\text{ext}} = 241440$$

$$\rho_{\text{int}} = 0.8148 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$r_3 = 0.69 \text{ [m]}$$

$$R_{\text{ext}} = 0.02353 \text{ [K/W]}$$

$$T_{\text{ext}} = 25 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{out}} = 159.1 \text{ [C]}$$

$$v = 0.1604 \text{ [m/s]}$$

$$A_i = 5.122 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$c_p = 1018 \text{ [J/kg-K]}$$

$$\Delta T_m = 134.5$$

$$e = 0.000006 \text{ [m]}$$

$$e_{\text{ambiente}} = 0.04 \text{ [m]}$$

$$h = 1.23 \text{ [m]}$$

$$k_1 = 14.9 \text{ [W/(m-K)]}$$

$$k_{\text{ext}} = 0.02574 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{\text{ext}} = 0.00001863 \text{ [kg/m-s]}$$

$$v = 0.2505 \text{ [%]}$$

$$P = 5.82 \text{ [m]}$$

$$q_{\text{losses}} = 259.8 \text{ [W]}$$

$$Re_{\text{int}} = 9986$$

$$r_1 = 0.65 \text{ [m]}$$

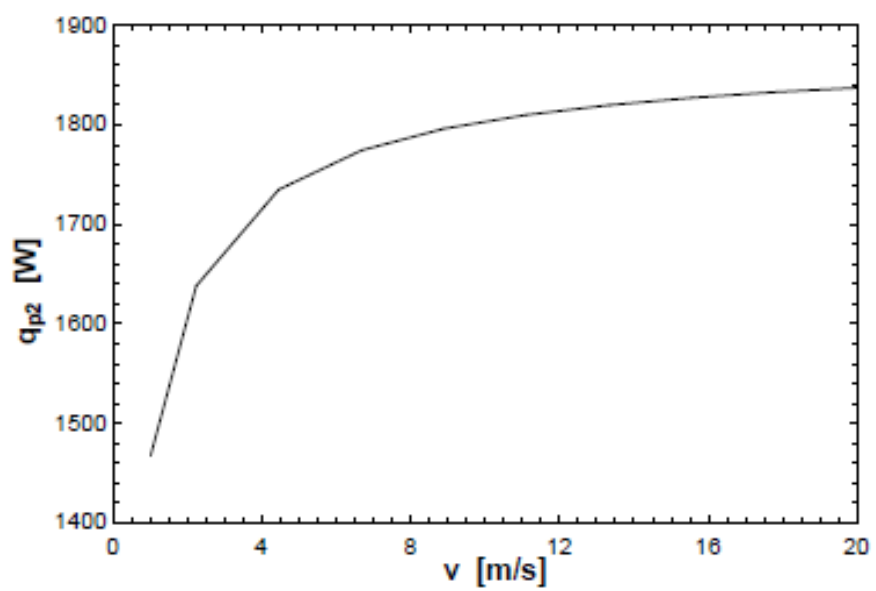
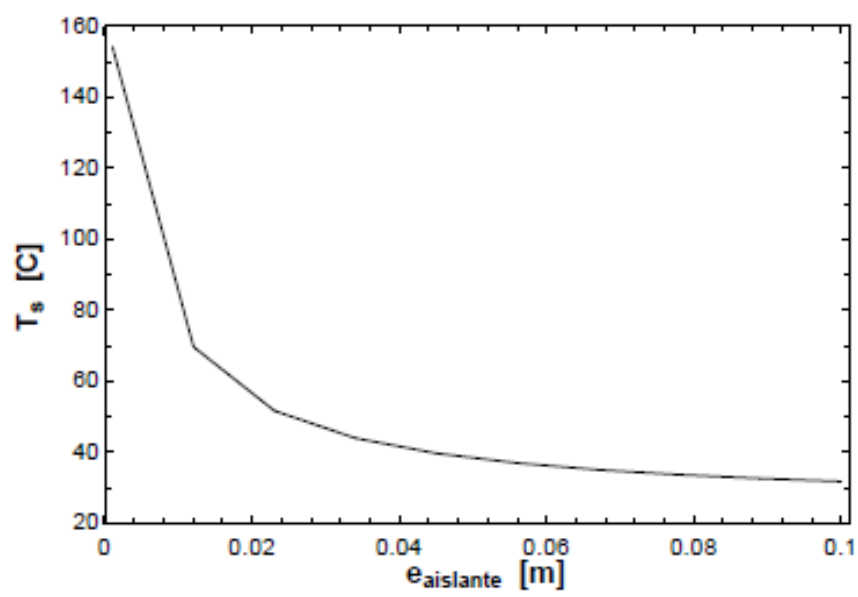
$$r_4 = 0.691 \text{ [m]}$$

$$R_{\text{horno}} = 0.2691 \text{ [K/W]}$$

$$T_{\text{film}} = 28.06 \text{ [C]}$$

$$T_s = 31.11 \text{ [C]}$$

$$v_{\text{ext}} = 2.778 \text{ [m/s]}$$



"Diseño de la chimenea . Se supone para este cálculo que los gases de combustión tienen un comportamiento aproximadamente similar al gas ideal aire "

"Datos"

$m_{\text{dot_aire_chimenea}}=0.1$ [kg/s] "Flujo másico de aire caliente en la chimenea para obtener una velocidad de 6 m/s"

$T_g=160$ [C] "Temperatura de los gases calientes"

$g=9.8$ [m/s²] "Aceleración debida a la gravedad"

$v=6$ [m/s] "Velocidad recomendada de los gases en la chimenea"

$\rho_a=\text{Density}(\text{Air}, T=25, P=101.3)$ "Densidad del aire a condiciones atmosféricas"

$\rho_g=\text{Density}(\text{Air}, T=160, P=101.3)$ "Densidad de los gases dentro de la chimenea"

$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=160)$ "Entalpia de los gases dentro de la chimenea"

$q_{\text{requerido}}=103.7$ [KW] " Flujo de calor requerido para el proceso de tostado"

$q_{\text{perdidas}}=0.2598$ [kW] " Flujo de calor perdido por las paredes del tostador"

"Procedimiento para encontrar la altura y el diámetro mínimo para la chimenea"

$D_{\text{min}}=((4 \cdot m_{\text{dot_aire_chimenea}} \cdot (273+T_g))/(\pi \cdot 273 \cdot v \cdot \rho_a))^{1/2}$ "Diámetro mínimo de la chimenea"

$\Delta P=(\rho_a-\rho_g) \cdot g \cdot h$ "Tiro de la chimenea provocado por la diferencia de densidades entre el gas de la chimenea y el aire exterior"

$\Delta P=(18/(273+T_g)) \cdot v^2 \cdot (1+0.035 \cdot (h/D_{\text{min}}))$ "Tiro de la chimenea en función de la energía cinética de los gases y tomando en consideración las perdidas por fricción en el interior de la chimenea"

"El cálculo de la altura de la chimenea lo realiza EES resolviendo simultáneamente estas ecuaciones"

"Flujo de calor que se pierde por la chimenea"

$q_{\text{chimenea}}=m_{\text{dot_aire_chimenea}} \cdot h[1]$

"Flujo de calor total para la operación del horno tostador"

$q_{\text{total}}=q_{\text{requerido}}+q_{\text{perdidas}}+q_{\text{chimenea}}$

Diseño de la chimenea . Se supone para este cálculo que los gases de combustión tienen un comportamiento aproximadamente similar al gas ideal aire

Datos

$\dot{m}_{\text{aire, chimenea}} = 0.1$ [kg/s] *Flujo másico de aire caliente en la chimenea para obtener una velocidad de 6 m/s*

$T_g = 160$ [C] *Temperatura de los gases calientes*

$g = 9.8$ [m/s²] *Aceleración debida a la gravedad*

$v = 6$ [m/s] *Velocidad recomendada de los gases en la chimenea*

$\rho_a = \rho$ ['Air' , T =25 , P =101.3] *Densidad del aire a condiciones atmosféricas*

$\rho_g = \rho$ ['Air' , T =160 , P =101.3] *Densidad de los gases dentro de la chimenea*

$h_1 = h$ ['Air' , T =160] *Entalpia de los gases dentro de la chimenea*

$q_{\text{requerido}} = 103.7$ [KW] *Flujo de calor requerido para el proceso de tostado*

$q_{\text{perdidas}} = 0.2598$ [kW] *Flujo de calor perdido por las paredes del tostador*

Procedimiento para encontrar la altura y el diámetro mínimo para la chimenea

$D_{\text{min}} = \left[\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{aire, chimenea}} \cdot (273 + T_g)}{\pi \cdot 273 \cdot v \cdot \rho_a} \right]^{1/2}$ *Diámetro mínimo de la chimenea*

$\Delta P = [\rho_a - \rho_g] \cdot g \cdot h$

Tiro de la chimenea provocado por la diferencia de densidades entre el gas de la chimenea y el aire exterior

$$\Delta P = \left[\frac{18}{273 + T_g} \right] \cdot v^2 \cdot \left[1 + 0.035 \cdot \frac{h}{D_{\min}} \right]$$

Tiro de la chimenea en función de la energía cinética de los gases y tomando en consideración las pérdidas por fricción en el interior de la chimenea

El cálculo de la altura de la chimenea lo realiza EES resolviendo simultáneamente estas ecuaciones

Flujo de calor que se pierde por la chimenea

$$q_{\text{chimenea}} = \dot{m}_{\text{aire, chimenea}} \cdot h_1$$

Flujo de calor total para la operación del horno tostador

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{requerido}} + Q_{\text{pérdidas}} + Q_{\text{chimenea}}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$\Delta P = 1.637 \text{ [Pa]}$$

$$g = 9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\dot{m}_{\text{aire, chimenea}} = 0.1 \text{ [kg/s]}$$

$$q_{\text{pérdidas}} = 0.2598 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{total}} = 147.5 \text{ [kW]}$$

$$p_a = 0.8148 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$v = 6 \text{ [m/s]}$$

$$D_{\min} = 0.1886 \text{ [m]}$$

$$h = 0.4528 \text{ [m]}$$

$$q_{\text{chimenea}} = 43.49 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{requerido}} = 103.7 \text{ [kW]}$$

$$p_a = 1.184 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_g = 160 \text{ [C]}$$

" Se desea calcular la Temperatura superficial y en el centro del maní tostado en el horno de tambor rotatorio diseñado"

$h=0.72$ [W/m²-K] " Coeficiente convectivo dentro de la cámara de tostado"
 $T_{\infty}=180$ [C] "Temperatura del horno"
 $T_i=25$ [C] " Temperatura inicial"
 $D=6$ [mm] *convert(mm,m) " Diámetro promedio de un grano de maní"
 $L_c=D/6$ " Debido a que se asume que el maní es completamente esférico , esta fórmula se aplica para encontrar su longitud característica"
 $k=0.035$ [Btu/hr-ft-F]*convert(Btu/hr-ft-F,W/m-k) " Conductividad térmica del maní "
 $\rho=630$ [kg/m³] "Densidad promedio de un grano de maní"
 $c=3850$ [J/kg-K] " Calor específico de un grano de maní"
 $t=1200$ [s] "Tiempo de tostado , este valor es variable y se usara para crear un análisis paramétrico"
 $\alpha=k/(\rho*c)$ " Difusividad térmica"
 $Bi=(h*L_c)/k$ " Numero de Biot"
 $Fo=(\alpha*t)/L_c^2$ " Numero de Fourier"

" Cálculo de temperatura en el centro del grano"

$T_0=T_{\infty}+\theta_0*(T_i-T_{\infty})$ "Temperatura en el centro del grano"
 $\theta_0=C_1*exp(-zeta*Fo)$ " Temperatura adimensional en el grano"
 $C_1=interpolate('Coeficientes','Bi','C_1',Bi=Bi)$ " El factor C1 se obtiene interpolando los datos que se han ingresado en la tabla llamada coeficientes"
 $zeta=interpolate('Coeficientes','Bi','zeta',Bi=Bi)$ "El factor zeta se obtiene interpolando los datos que se han ingresado en la tabla llamada coeficientes"

" Calculo de temperatura en la superficie "

$T_s=T_{\infty}+\theta_0*(T_i-T_{\infty})*cos(zeta*convert(rad,deg))$ " Determinación de la temperatura en la superficie exterior"

" Determinación del flujo de calor existente en un grano"

$q=h*(T_s-T_0)$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\alpha = 2.497E-08$ [m ² /s]	$Bi = 0.01189$	$c = 3850$ [J/kg-K]
$C_1 = 1.004$	$D = 0.006$ [m]	$Fo = 29.97$
$h = 0.72$ [-W/m ² -K]	$k = 0.06058$ [W/m-k]	$L_c = 0.001$ [m]
$q = 0.006468$ [W/m ²]	$\rho = 630$ [kg/m ³]	$t = 1200$ [s]
$\theta_0 = 0.003886$	$T_c = 150.5$ [C]	$T_i = 25$ [C]
$T_{\infty} = 180$ [C]	$T_s = 150.5$ [C]	$\zeta = 0.1853$ [rad]

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for D zeta .

Parametric Table: Temperatura en el centro

	t	T ₀
	[s]	[C]
Run 1	3	1.891
Run 2	20	91.29
Run 3	40	140.9
Run 4	60	162.8
Run 5	80	172.4
Run 6	100	176.7
Run 7	378.9	180
Run 8	442.1	180
Run 9	505.3	180
Run 10	568.4	180
Run 11	631.6	180
Run 12	694.7	180
Run 13	757.9	180

Parametric Table: Temperatura en el centro

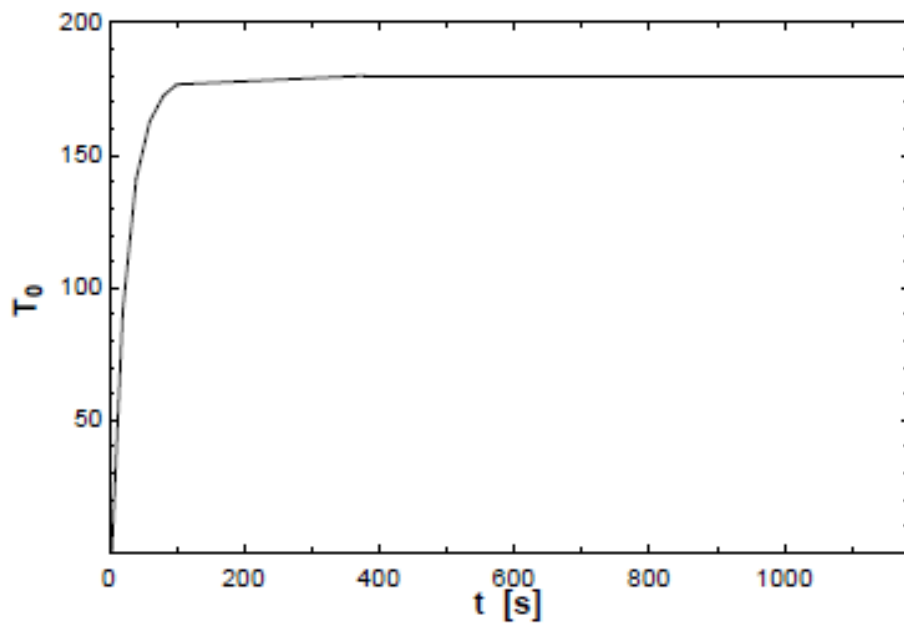
	t	T ₀
	[s]	[C]
Run 14	821.1	180
Run 15	884.2	180
Run 16	947.4	180
Run 17	1011	180
Run 18	1074	180
Run 19	1137	180
Run 20	1200	180

Parametric Table: Temperatura superficial

	t	T _s
	[s]	[C]
Run 1	3	29.22
Run 2	10	34.03
Run 3	100	83.76
Run 4	200	119.4
Run 5	300	141.9
Run 6	400	156
Run 7	500	164.9
Run 8	1200	179.4
Run 9	1600	179.9
Run 10	2000	180

Lookup Table: Coeficientes

	Bi	ζ	C ₁
		[rad]	
Row 1	0.01	0.173	1.003
Row 2	0.05	0.3852	1.015
Row 3	0.1	0.5423	1.03
Row 4	0.2	0.7593	1.059
Row 5	0.3	0.9208	1.088
Row 6	0.5	1.166	1.144
Row 7	0.8	1.432	1.224
Row 8	1	1.571	1.273
Row 9	2	1.571	1.273
Row 10	3	2.289	1.479



Diseño de tolva del horno tostador

El diseño de la tolva del horno tostador se realizó con el mismo procedimiento de la tolva de las bandas transportadoras, por consiguiente, solo se ubicarán los resultados a continuación:

$$d_1 = 0.77 \text{ m}$$

$$d_2 = 0.18 \text{ m}$$

$$h_1 = 0.47 \text{ m}$$

$$h_2 = 0.2 \text{ m}$$

CÁLCULOS MECÁNICOS

Cálculos del tambor rotatorio de tostado

El volumen que ocupa 140 kg maní, en base a la densidad media de la misma es:

$$Vol_{maní\ desc} = \frac{M_{maní\ desc}}{\rho_{maní\ desc}}$$

$$\rho_{maní\ desc} = 630 \frac{kg}{m^3}$$

$$Vol_{maní\ desc} = 0.222 m^3$$

Asumiendo que el maní a 160 C se expande un 50% de su volumen inicial a temperatura ambiente, entonces:

$$Vol_{maní\ exp} = 0.333 m^3$$

Se considera que el volumen de maní ocupado dentro de la cámara de tostado, entonces el volumen total de la cámara es:

$$Vol_{tambor} = 0.667 m^3$$

El volumen de un cilindro viene dado por la ecuación:

$$Vol_{maní\ exp} = \frac{\pi D^2 h}{4}$$

Tomando el diámetro como un valor fijo y despejando la ecuación anterior para la altura (h), se procede a probar el diámetro ($D = 1 m$), entonces:

$$h = \frac{4Vol_{maní\ exp}}{\pi D^2}$$

$$h = 0.894 m$$

El mismo cálculo se realiza disminuyendo el diámetro del tambor, los resultados se muestran en la Tabla A 17 de resultados:

Tabla A 17 Relación diámetro/altura del cilindro tostador

Diámetro "D" [m]	Altura "h" [m]
0.9	1.048
0.8	1.326
0.7	1.732

Fuente: Elaboración propia

Con un diámetro de 80 cm, la altura del cilindro presenta una relación de 1.66 veces el diámetro, con el fin de evitar problemas con el espacio de las instalaciones, se procede a diseñar el horno en base a esas medidas.

El esfuerzo circunferencial y el esfuerzo longitudinal se calculan en base a la presión que ejerce el en el tambor:

$$P = \frac{W_{Maní}}{Dh}$$

$$P = \frac{g \cdot M_{maní desc}}{Dh}$$

$$P = 1294.339 Pa$$

Ahora se procede a calcular los esfuerzos que resiste el cilindro con un espesor $t = 0.5$ mm que es la menor denominación de planchas de acero AISI 304 comercializada localmente.

$$\sigma_t = 1.036 MPa$$

$$\sigma_l = 0.518 MPa$$

Como el esfuerzo longitudinal es el doble del esfuerzo circunferencial, en base a este esfuerzo se procede a realizar el análisis de factor de seguridad del diseño.

Calculando el factor de seguridad del cilindro:

$$n_t = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

Donde:

$$S_y = 276 MPa$$

$$n_t = \frac{276 \text{ MPa}}{1.036 \text{ MPa}}$$

$$n_t = 266.53$$

Como el factor de seguridad es relativamente alto gracias a las buenas propiedades mecánicas del material se procede a realizar el mismo análisis para espesores mayores de paredes, continuación se muestran los resultados en la Tabla A 18:

Tabla A 18 Relación espesor de pared/Factor de seguridad

Espesor de pared "t" [mm]	Factor de seguridad n_t
1	533.07
1.5	799.59
2	1066.13

Fuente: Elaboración propia

El espesor de 0.5 mm es suficiente para asegurar que el recipiente sea funcional, sin embargo, por factores desconocidos para el diseñador como es la manipulación del equipo por parte de los operadores y soldabilidad del material, es preferible usar un espesor mayor, el espesor razonable es de 2 mm.

Diseño de sistema de moto reducción

Para realizar el diseño del sistema motriz del horno se debe conocer la potencia requerida para mover el sistema de tambor rotatorio

$$\sum M = \sum I * \alpha$$

$$\sum I = I_{eje} + I_{tambor} + I_{vol} + I_{haba}$$

$$I_{eje} = \frac{\pi * d_{eje}^4 * L_e * \rho_{material}}{32}$$

d_{eje} : Diámetro del eje de 40×10^{-3} m

L_e : Longitud del eje 1.95 m

$\rho_{material}$: Densidad del acero 7900 kg/m^3

$$I_{eje} = 2.616E - 3 \text{ kg} * \text{m}^2$$

La inercia del Cilindro de Tostado

$$I_{tambor} = \frac{\pi * L * \rho_{material} * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{64}$$

L : Longitud del cilindro 1.326

$\rho_{material}$: Densidad el acero 7850 kg/m³

d_{ext} : Diámetro exterior del tambor rotatorio

d_{int} : Diámetro interior del tambor rotatorio

$$I_{tambor} = \frac{\pi * 1.326 \text{ m} * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * ((0.804 \text{ m})^4 - (0.8 \text{ m})^4)}{64}$$

$$I_{tambor} = 4.217 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Inercia de los volantes soportes

$$I_{vol} = 2 * (I_{horquillas} + I_{brazos})$$

$I_{horquillas}$: Inercia de los bocines

I_{brazos} : Inercia de los brazos soportes

$$I_{horquillas} = \frac{\pi * L_{horquilla} * \rho_{material} * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{64}$$

$$I_{horquillas} = \frac{\pi * 0.07 \text{ m} * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * ((0.026 \text{ m})^4 - (0.02 \text{ m})^4)}{64}$$

$$I_{horquillas} = 1.281E - 4 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{brazos} = 4 * \left(\frac{\pi * L_{barra} * \rho_{material} * d_{barra}^4}{16} + \frac{\pi * L_{barra}^3 * \rho_{material} * d_{barra}^2}{12} \right)$$

$$I_{brazos} = 4 * \left(\frac{\pi * 0.376 \text{ m} * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (0.01905 \text{ m})^4}{16} + \frac{\pi * (0.376 \text{ m})^3 * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (0.01905 \text{ m})^2}{12} \right)$$

$$I_{brazos} = 0.214 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Para la Inercia del maní dentro de la cámara, Se asume que el maní ocupa el 50% del volumen de la cámara de tostado, como se muestra a continuación en la Figura A 3:

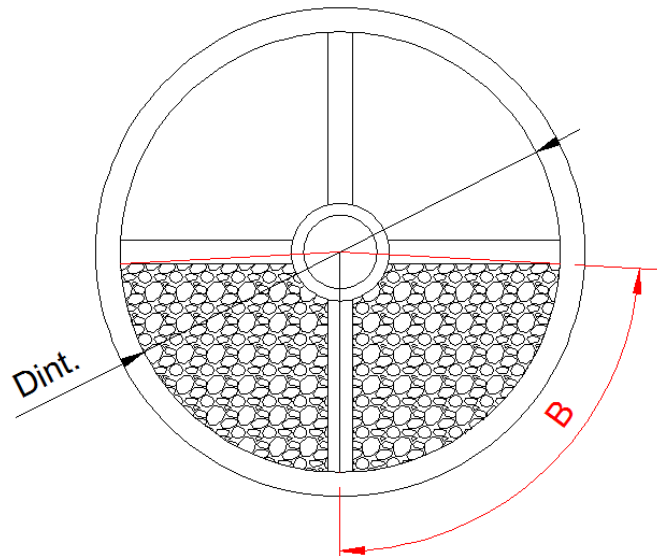


Figura A 3 Cámara de tueste cargada

Fuente: estudio y mejoramiento del proceso manual de tostado del Haba y su incidencia en el tiempo de obtención del producto Terminado, para la empresa granofa cía. Ltda. Heredia Tipán Alex Omar

De manera que:

$$P = 2 * \pi * r$$

$$P = \frac{2 * \pi * 0.4}{2}$$

$$P = 1.256 \text{ m}$$

Con este valor se procede a calcular el ángulo del segmento circular:

$$2\beta = \frac{360 * P_{peri}}{\pi * D_{int}}$$

$$2\beta = \frac{360 * 1.256 \text{ m}}{\pi * 0.4 \text{ m}}$$

$$\beta = 1.57 \text{ rad}$$

Ahora se procede a calcular el momento polar de inercia que produce la masa de maní dentro de la cámara de tostado.

$$I_p = I_x + I_y$$

Donde:

$$I_x = \frac{r^4}{4} (\beta - \text{sen}(\beta) * \cos(\beta) + 2\text{sen}^3(\beta) * \cos(\beta))$$

$$I_x = \frac{(0.4 \text{ m})^4}{4} (1.57 - \text{sen}(1.57) * \cos(1.57) + 2\text{sen}^3(1.57) * \cos(1.57))$$

$$I_x = 0.01 \text{ m}^4$$

$$I_y = \frac{r^4}{12} (3\beta - 3\text{sen}(\beta) * \cos(\beta) + 2\text{sen}^3(\beta) * \cos(\beta))$$

$$I_y = \frac{(0.4 \text{ m})^4}{12} (3(1.57) - 3\text{sen}(1.57) * \cos(1.57) + 2\text{sen}^3(1.57) * \cos(1.57))$$

$$I_y = 0.01 \text{ m}^4$$

Finalmente.

$$I_p = 0.02 \text{ m}^4$$

Entonces la inercia del haba dentro del cilindro de tueste es:

$$I_{\text{maní}} = \rho_{\text{maní}} * L_{\text{tambor}} * I_p$$

$$I_{\text{maní}} = 630 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.326 \text{ m} * 0.02 \text{ m}^4$$

$$I_{\text{maní}} = 16.796 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$\sum I = (2.616E - 3 + 4.217 + 16.796) \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$\sum I = 21.334 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Calculo del momento de torsión

$$M_T - M_o = \sum I * \alpha$$

M_T : Momento de torsión del motor al eje [Nm]

M_o : Momento opuesto provocado por el deslizamiento de maní [Nm]

Entonces:

$$\begin{aligned}M_o &= m_{maní} * g * r_{int} \\M_o &= 140 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.4 \text{ m} \\M_o &= 549.36 \text{ N} * \text{m}\end{aligned}$$

En base al catálogo de motores de Siemens los motores de 10 Hp suelen alcanzar su velocidad nominal en 7 segundos, entonces:

$$M_T = M_o + \sum I * \alpha$$

$$\alpha = \frac{W_f - W_o}{t}$$

W_f : Velocidad angular final 33.33 RPM

W_o : Velocidad angular inicial 0 RPM

t : Tiempo de llegada a velocidad nominal = 7 segundos

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{3.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{7 \text{ s}} \\ \alpha &= 0.498 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\end{aligned}$$

Ahora se procede a calcular el momento total

$$\begin{aligned}M_T &= 549.36 \text{ N} * \text{m} + 21.334 \text{ kg} * \text{m}^2 * 0.498 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \\ M_T &= 559.997 \text{ N} * \text{m}\end{aligned}$$

Y la potencia del motor necesaria es.

$$P_{motor} = M_T * n_2$$

$$P_{motor} = (559.997 \text{ N} * \text{m}) * (0.498 \text{ rad/s})$$

$$P_{motor} = 0.975 \text{ kW}$$

$$P_{motor} = 1.31 \text{ Hp}$$

Calculo de Moto Reductor y sistema de cadenas y catalina

Usamos la ecuación proporcionada por siemens en su catálogo de moto reductores, para potencia la

$$P_d = P_{motor} * n * K_s$$

P_d : Potencia de diseño

P_{motor} : Potencia del motor

n : Factor de seguridad del diseno = 1

K_s : Factor de servicio (1.23 recomendado por el catálogo del fabricante Siemens)

$$P_d = 0.975 \text{ kW} * 1 * 1.23$$

$$P_d = 1.198 \text{ kW}$$

$$P_d = 1.607 \text{ Hp}$$

Con la potencia requerida y en base al catálogo de motoreductores de Siemens se procede a seleccionar un equipo mostrado a continuación en la Tabla A 19.

Tabla A 19 Catálogo de motoredutores Siemens

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso *) kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹						
2,2 (50 Hz) 2,6 (60 Hz)	D.88-LA100L4							
	15,7	18,8	1 339	1,3	90,53 ★	2KJ1205 - ■FL13 - ■■H1		96
	17	20	1 237	1,4	83,58	2KJ1205 - ■FL13 - ■■G1		96
	19	23	1 108	1,5	74,88 ★	2KJ1205 - ■FL13 - ■■F1		96
	21	25	1 022	1,6	69,05	2KJ1205 - ■FL13 - ■■E1		96
	24	29	857	2	57,93	2KJ1205 - ■FL13 - ■■D1		96
	Z.88-LA100L4							
	28	34	751	2	50,73	2KJ1105 - ■FL13 - ■■B2		94
	31	37	677	2,5	45,76 ★	2KJ1105 - ■FL13 - ■■A2		94
	D.68-LA100L4							
	21	25	993	0,81	67,14	2KJ1204 - ■FL13 - ■■E1		64
	24	29	886	0,9	59,91 ★	2KJ1204 - ■FL13 - ■■D1		64
	27	32	791	1	53,47	2KJ1204 - ■FL13 - ■■C1		64
	Z.68-LA100L4							
	34	41	622	1,3	42,06	2KJ1104 - ■FL13 - ■■W1		62
	38	46	559	1,4	37,76 ★	2KJ1104 - ■FL13 - ■■V1		62
	41	49	510	1,6	34,49	2KJ1104 - ■FL13 - ■■U1		62
	46	55	453	1,8	30,6 ★	2KJ1104 - ■FL13 - ■■T1		62
	50	60	418	1,9	28,25	2KJ1104 - ■FL13 - ■■S1		62
	56	67	378	2,1	25,55 ★	2KJ1104 - ■FL13 - ■■R1		62
	60	72	348	2,3	23,53	2KJ1104 - ■FL13 - ■■Q1		62
	65	78	322	2,5	21,76 ★	2KJ1104 - ■FL13 - ■■P1		62
	70	84	299	2,7	20,2	2KJ1104 - ■FL13 - ■■N1		62
	80	96	264	3,0	17,82 ★	2KJ1104 - ■FL13 - ■■M1		62
	86	103	243	3,3	16,45	2KJ1104 - ■FL13 - ■■L1		62

Fuente: Catálogo de Motoredutores MOTOX (Catálogo D87.7-2008) Siemens

Características del Motoreductor	
Potencia de motor (P_{motor})	2.6 kW @ 60 Hz
Velocidad de salida (n_2)	96 RPM @ 60 Hz
Par de Salida (T_2)	264 Nm / 2336.28 lbf*in
Factor de servicio (f_s)	3.0
Índice de reducción (i_{tot})	17.82

Ahora se procede a calcular la potencia nominal con la siguiente ecuación:

$$H = \frac{T * n}{63000}$$

Donde:

T : Torque generado

n : RPM del eje central

$$H = \frac{2336.28 * 33.33}{63000}$$

$$H = 1.24$$

Tabla A 20 Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una Catarina de 17 dientes

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo A			Tipo B		Tipo C	

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008.

Con los datos propiciados se selecciona una cadena ANSI 50 con las siguientes características:

- Relación de reducción R_t : 2.88
- Dientes de la Catarina: 17
- Paso de la cadena (p): 15.87 mm

Con el número de diente el piñón y la relación de reducción se proceden a calcular el número de dientes N_2 para la rueda del motoreductor con la siguiente ecuación:

$$N_2 = N_1 * R_t$$

$$N_2 = 17 * 2.88$$

$$N_2 = 49 \text{ Dientes}$$

A continuación, se procede a calcular los diámetros de piñón y rueda mediante la siguiente ecuación:

$$D_1 = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)}$$

Donde:

D_1 : Diámetro de pinon

p : paso de la cadena 15.87 mm

$$D_1 = \frac{15.87 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$D_1 = 86.42 \text{ mm}$$

Se realiza el mismo procedimiento para el diámetro de la rueda D_2 , de manera que:

$$D_2 = 247.68 \text{ mm}$$

La longitud de la cadena se calcula mediante la ecuación:

$$\frac{L_{cad}}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{p}\right)}$$

Donde:

L_{cad} : Longitud de la cadena

p : Paso de la cadena (15.87 mm)

N_1 : Numero de dientes del pinon (17 Dientes)

N_2 : Numero de dientes de la rueda (49 Dientes)

C : Distancia entre centros (RENOLD recomienda que la distancia debe estar dentro 30 y 50 veces el paso). Entonces la distancia entre centros se estima de la siguiente manera:

$$C = 40 * 15.88 \text{ mm}$$

$$C = 635.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la longitud de la cadena resulta:

$$L_{cad} = 2C + \frac{p(N_1 + N_2)}{2} + \frac{p^2(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L_{cad} = 2 * 635.2 \text{ mm} + \frac{(15.87 \text{ mm})(17 + 49)}{2} + \frac{(15.87 \text{ mm})^2(17 - 49)^2}{4\pi^2(15.87 \text{ mm})}$$

$$L_{cad} = 1837 \text{ mm}$$

$$L_{cad} = 1.84 \text{ m}$$

Tabla A 21 Resumen de selección de cadena y catalinas

Cadena			Piñón		
ANSI #	Paso [mm]	Lubricación	Transmisión	# Dientes	Diámetro [mm]
50	15.87	Manual tipo A	Conductor	17	86.42
Longitud de cadena [m]		1.84	Conducido	49	247.68

Fuente: Elaboración propia

Diseño de eje principal

El peso del maní se transmite al eje a través de los volantes se muestra mediante la Figura A 4.

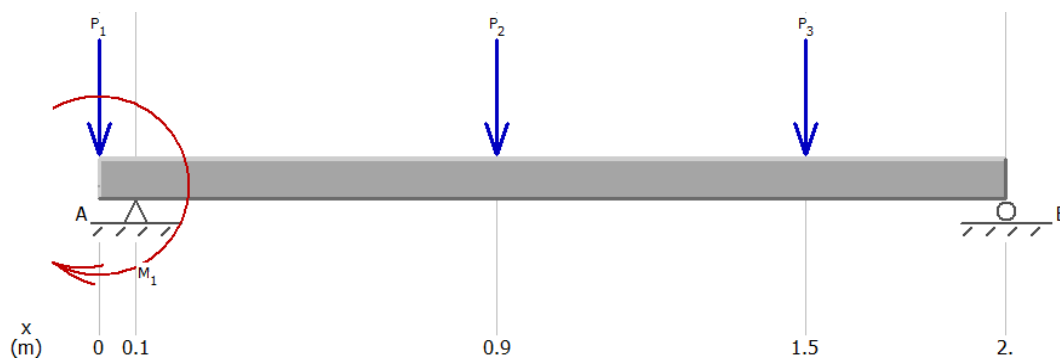


Figura A 4 Carga y momentos en el eje del tambor rotatorio

Fuente: Elaboración propia

Donde:

M_T : Momento Torsor [Nm]

F_M : Fuerza motriz [N]

R_B : Reaccion en el rodamiento B [N]

R_E : Reaccion en el rodamiento E [N]

El peso que debe resistir el eje es básicamente el peso del maní y el del cilindro de tostado, de manera que:

$$W_T = W_{\text{maní}} + W_{\text{Cilindro de tostado}}$$

$$W_{\text{maní}} = m_{\text{maní}} * g$$

Donde:

$m_{\text{maní}}$: Masa de mani dentro de la cámara de tostado

$$W_{\text{maní}} = 140 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{maní}} = 1373.4 \text{ N}$$

Ahora el peso del cilindro se calcula de la siguiente manera:

$$W_{\text{Tambor}} = A_t * \rho_{\text{material}} * g * l_{\text{Tambor}}$$

Donde:

A_t : Area transversal del tambor de tostado

ρ_{material} : Densidad el acero 7850 kg/m³

l_{Tambor} : Longitud del tambor (1.326 m)

Ahora se procede a calcular el ares transversal de la siguiente manera:

$$A_{\text{transversal Cil}} = \pi(r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)$$

$$A_{\text{transversal Cil}} = \pi((0.042 \text{ m})^2 - (0.04 \text{ m})^2)$$

$$A_{\text{transversal Cil}} = 0.00504 \text{ m}^2$$

De manera que el peso del tambor se calcula:

$$W_{\text{Tambor}} = 0.00504 \text{ m}^2 * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1.326 \text{ m}$$

$$W_{\text{Tambor}} = 514.56 \text{ N}$$

$$W_T = 1373.4 \text{ N} + 514.56 \text{ N}$$

$$W_T = 1887.96 \text{ N}$$

Ahora ese peso es transmitido al eje mediante los 2 volantes de soporte, de manera que el peso se distribuye en esos dos soportes:

$$P_2 = P_3 = 943.98 \text{ N}$$

La potencia del motoreductor que se transmite al motoreductor viene dado por:

$$T = \frac{Pot}{2 * \pi * f}$$

Donde:

Pot: Potencia del motoreductor (2.6 Hp = 1939.6 kW)

f: numero de revoluciones por segundo 33.33 RPM = 3.49 rev/seg

$$T = \frac{1939.6 \text{ kW}}{2 * \pi * 3.49 \frac{rev}{s}}$$

$$T = 555.71 \text{ Nm}$$

La Fuerza motriz que es perpendicular al eje

$$F_M = \frac{2T}{D_{p,2}}$$

$D_{p,2}$: Diametro del pino conducido 247.67 mm = 0.247 m

$$F_M = \frac{2 * 555.71 \text{ Nm}}{0.247 \text{ m}}$$

$$F_M = 4487.40 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_M + R_A - P_1 - P_2 + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = (F_M + P_1 + P_2)$$

$$R_A + R_B = 6375.38 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$0.08F_M - 0.8557P_1 - 1.5187P_2 + 1.95R_B - T = 0$$

$$R_B = 1223.2 \text{ N}$$

$$R_A = 5152.18 \text{ N}$$

En la Figura A 5 se muestran los diagramas del esfuerzo cortante y momento flector:

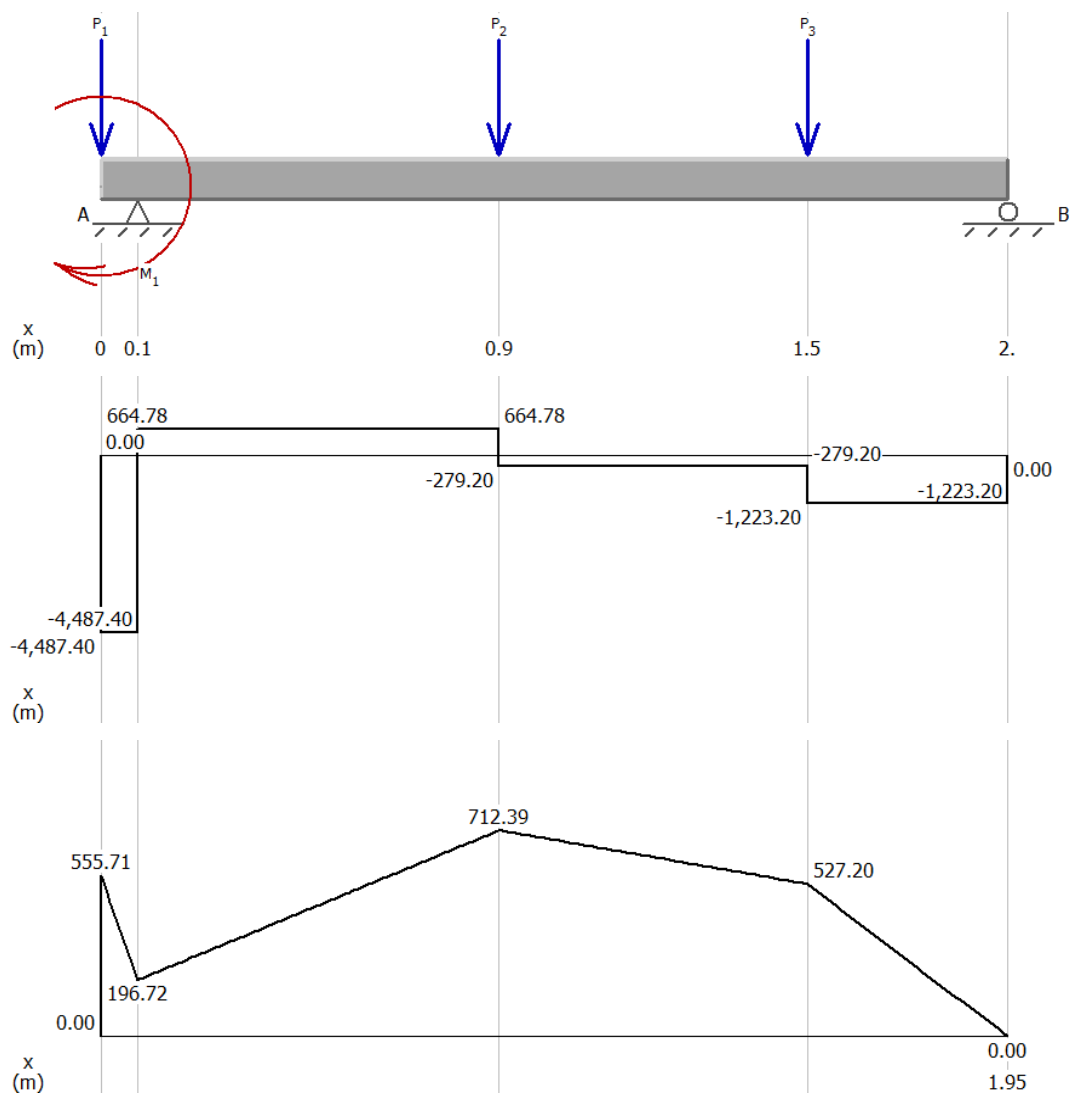


Figura A 5 Diagrama cortante y momento flector

Fuente: Elaboración propia

De los diagramas de esfuerzo cortante (V vs. X) y momento máximo (M vs. X) se obtienen la siguiente información:

$$V_{\text{máx}} = 4487.40 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 712.39 \text{ Nm}$$

Los esfuerzos aplicados en el eje.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau_v = \frac{32 * V}{3 * \pi * d^2}$$

Reemplazando los valores del cortante y momento máximo, como también el toque para encontrar los esfuerzos tenemos:

$$\sigma_x = \frac{32 * (712.39 \text{ N} * \text{m})}{\pi * (0.05 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_x = \mathbf{58.051 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * (555.71 \text{ N} * \text{m})}{\pi * (0.05 \text{ m})^3}$$

$$\tau_{xy} = \mathbf{22.642 \text{ MPa}}$$

$$\tau_v = \frac{32 * (4487.4 \text{ N})}{3 * \pi * (0.05 \text{ m})^2}$$

$$\tau_v = \mathbf{19.15 \text{ MPa}}$$

Aplicando los esfuerzos principales de Von Mises para análisis estático

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{58.051 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (22.642 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 36.812 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_1 = \frac{58.051 \text{ MPa} + 0}{2} + 36.812 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 65.837 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \tau_{\text{máx}}$$

$$\sigma_3 = \frac{58.051 \text{ MPa} + 0}{2} - 36.812 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -7.787 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de tensión equivalente de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(65.837 \text{ MPa})^2 - ((65.837 \text{ MPa}) * (-7.787 \text{ MPa})) + (-7.787 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 70.056 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad para caso estático

$$S_y = 276 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{276 \text{ MPa}}{70.056 \text{ MPa}}$$

$$N = 3.7$$

Al tratarse de una viga rotatoria el momento provocado en un punto de la periferia del eje en el punto máximo se invierte al rotar dicha viga de manera que el esfuerzo que debe resistir el eje y completamente reversible de manera el esfuerzo medio es igual a cero ($\sigma_m = 0 \text{ MPa}$) y el esfuerzo de amplitud viene dado por:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\text{má}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{70.056 \text{ MPa} - (-70.056 \text{ MPa})}{2} \right|$$

$$\sigma_a = 67.95 \text{ MPa}$$

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{superficie}} C_{\text{temperatura}} C_{\text{confiabilidad}} S_{e'}.$$

Donde

$S_{e'}$: Corrección del límite de la fluencia para acero $0.5 * S_{ut}$

C_{carga} : Factor de corrección debido a la carga que soporta

$C_{\text{tamaño}}$: Factor de corrección en base al diámetro del eje

$C_{\text{superficie}}$: Factor de corrección en base al acabado superficial del eje

$C_{\text{temperatura}}$: Factor de corrección basado en la temperatura de operación del eje

$C_{\text{confiabilidad}}$: Factor de corrección en base a la confiabilidad del diseño del eje

De manera la corrección del límite de la fluencia es.

$$S_{e'} = 0.5 * 568 \text{ MPa}$$

$$S_{e'} = 284 \text{ MPa}$$

Los factores de corrección son:

$$C_{\text{carga}} = 1 @ \text{ flexión}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * d^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * (50 \text{ mm})^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0.81$$

$$C_{superficie} = A(S_{ut})^b$$

Donde A y b son obtenidos de la Tabla A 22 y basados en un material máquina

Tabla A 22 Coeficientes de factor de superficie

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton

$$C_{superficie} = 4.51 * (568 MPa)^{-0.256}$$

$$C_{superficie} = 0.89$$

$$C_{temperatura} = 1 @ 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{confiabilidad} = 0.868 @ 95\%$$

$$S_e = 1 * 0.81 * 0.89 * 1 * 0.868 * 284 MPa$$

$$S_e = 178.35 MPa$$

El factor de seguridad se calcula en base a la teoría de falla de Goodman modificada

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$n = \left(\frac{\sigma_a}{S_e} \right)^{-1}$$

$$n = \left(\frac{67.95 MPa}{178.35 MPa} \right)^{-1}$$

$$n = 2.625$$

El cálculo del rodamiento se realiza en base al catálogo de NTN, la ecuación propuesta para el cometido es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Donde

L_{10} : Vida nominal para 10^6 revoluciones.

C : Capacidad básica de carga dinámica N

P : Carga dinámica equivalente dinámica en kN.

Despejando la ecuación anterior para la capacidad “C”, la ecuación es:

$$C = P * (L_{10})^{1/3}$$

L_{10} se obtiene en base a la aplicación de máquina y la vida requerida, NTN propone la Tabla A 23 para determinar la vida nominal, en base a la aplicación y horas de servicios previstas para la máquina.

Tabla A 23 aplicaciones de maquinarias y vida requerida

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} × 10 ³ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Fuente: Rodamientos de bolas y de rodillos, NTN corporation

Con la asunción que la máquina trabajara de manera continua durante 8 horas diarias, y considerándola como una máquina centrífuga, tomando la media del valor de la vida nominal, entonces $L_{10} = 8$ y $P = 4.4874$ kN, de manera que:

$$C = 4.487 * (8)^{1/3}$$

$$C = 12.38$$

Con el uso de la Tabla A 24 se realiza la selección del rodamiento adecuado.

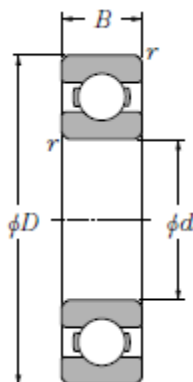
Tabla A 24 Rodamientos rígidos de bolas

	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm		r.p.m.		kN		kgf			f_0	r.p.m.							
	d	D	B	$r_{\text{ms}}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa tipo abierto		aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900	6809	ZZ	LLB	—	LLU
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 800	12 000	—	5 600	6909	ZZ	LLB	—	LLU
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—	16009	—	—	—	—
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	6 500	5 400	6009	ZZ	LLB	LLH	LLU
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200	6209	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700	6309	ZZ	LLB	LLH	LLU
	120	29	2	—	77.0	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—	6409	—	—	—	—

Fuente: Rodamientos de bolas y de rodillos, NTN corporation

Las características del rodamiento son:

Figura A 6 Dimensiones del rodamiento



Fuente: Rodamientos de bolas y de rodillos, NTN Corporation

En la tabla A 25 se realiza un resumen de las características del rodamiento seleccionado.

Tabla A 25 Resumen de características de rodamiento

Características del rodamiento	
Referencia	NTN 6908 LLU
B	12 mm
Ød	40 mm
ØD	62 mm
r	0.6 mm

Fuente: Elaboración propia

Ahora realizamos el mismo procedimiento para los concentradores de esfuerzos como son las reducciones de diámetro del eje que son para los rodamientos ($d = 40$ mm). Se hace uso de la Figura A 7 para determinar el factor de concentración del esfuerzo debido a la muesca.

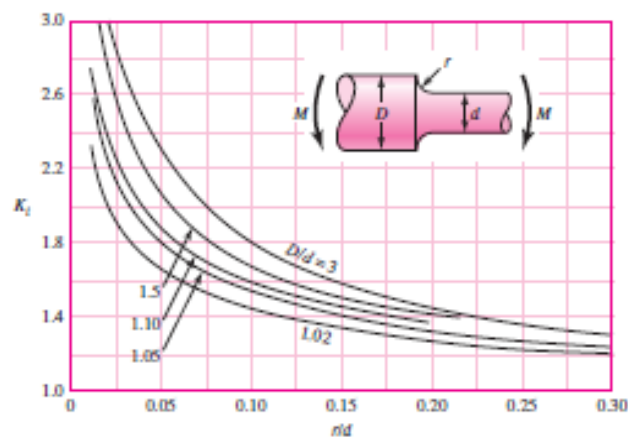


Figura A 7 Concentración de esfuerzos k_t

Fuente: Elaboración propia

De igual manera que para el análisis del eje, se realiza el respectivo análisis, considerando la concentración de esfuerzos producidos por la reducción de diámetros del eje en las secciones donde se colocan los rodamientos (apoyos). En la Tabla A 26 se resumen los resultados de dicho análisis.

Tabla A 26 Análisis con concentración a la muesca del eje d=50 mm

Análisis Estático	
σ_x	16.914 MPa
τ_{xy}	31.059 MPa
$\tau_{m\acute{a}x}$	23.637 MPa
σ_1	40.647 MPa
σ_3	-23.732 MPa
σ'	56.391 MPa
N	4.3
Análisis de fatiga	
σ_a	48.519 MPa
S_e	182.256 MPa
N	3.676

Fuente: Elaboración propia

Ahora se procede a realizar el mismo análisis para la sección del eje donde se ubica el rodamiento.

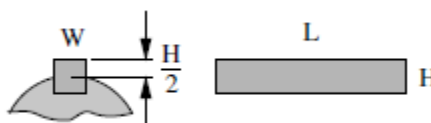
Tabla A 27 Análisis para reducción del diámetro del eje d=40 mm

Análisis Estático	
σ_x	16.914 MPa
τ_{xy}	31.059 MPa
$\tau_{m\acute{a}x}$	23.637 MPa
σ_1	40.647 MPa
σ_3	-23.732 MPa
σ'	56.391 MPa
N	4.3
Análisis de fatiga	
σ_a	48.519 MPa
S_e	182.256 MPa
N	3.676

Fuente: Elaboración propia

Se diseña una chavetera el cual permitirá que se produzca la transmisión de torque mediante los piñones del sistema de cadena

Figura A 8 Cuña paralela



Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton

Con los datos anteriores ya es conocida la potencia de salida del motoreductor y la velocidad de rotación del eje de manera que.

$$P = T * n$$

$$P = 2.6 \text{ hp} = 197.7 \frac{\text{mKgf}}{\text{s}}$$

$$n = 33 \text{ rpm} = 3.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Como la chaveta es un elemento de sujeción generalmente usado en poleas y engranes a los ejes tenemos:

$$p = F_{chaveta} * r_{eje} * \omega$$

$F_{chaveta}$: Fuerza tangencial en la superficie del eje

ω : Velocidad angular del eje

Despejando la ecuación anterior para determinar la fuerza que debe resistir la chaveta, entonces:

$$F_{chaveta} = \frac{P}{r_{eje} * \omega}$$

$$F_{chaveta} = \frac{197.7 \frac{\text{mKgf}}{\text{s}}}{0.04 \text{ m} * 3.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$F_{chaveta} = 2832.145 \text{ Kgf}$$

Ahora se procede a realizar un análisis para el efecto de cizalla. Para esto se usa como material de la chaveta el acero ASTM A36, sus propiedades mecánicas son:

$$S_y = 36 \text{ Kpsi} = 25.31 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{sy} = 0.577 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 * 25.31 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{sy} = 14.6 \text{ kg/mm}^2$$

El esfuerzo se calcula con la ecuación

$$\tau = \frac{F_{chaveta}}{A}$$

La longitud de la chaveta se calcula mediante:

$$l = \frac{F_{chaveta} * n}{h * S_{sy}}$$

De la Tabla 1.28 se selecciona un ancho nominal de la cuna en base al diámetro del eje.

Tabla A 28 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
0.312 < d ≤ 0.437	0.093	#10	8 < d ≤ 10	3 x 3
0.437 < d ≤ 0.562	0.125	#10	10 < d ≤ 12	4 x 4
0.562 < d ≤ 0.875	0.187	0.250	12 < d ≤ 17	5 x 5
0.875 < d ≤ 1.250	0.250	0.312	17 < d ≤ 22	6 x 6
1.250 < d ≤ 1.375	0.312	0.375	22 < d ≤ 30	8 x 7
1.375 < d ≤ 1.750	0.375	0.375	30 < d ≤ 38	10 x 8
1.750 < d ≤ 2.250	0.500	0.500	38 < d ≤ 44	12 x 8
2.250 < d ≤ 2.750	0.625	0.500	44 < d ≤ 50	14 x 9
2.750 < d ≤ 3.250	0.750	0.625	50 < d ≤ 58	16 x 10
3.250 < d ≤ 3.750	0.875	0.750	58 < d ≤ 65	18 x 11
3.750 < d ≤ 4.500	1.000	0.750	65 < d ≤ 75	20 x 12
4.500 < d ≤ 5.500	1.250	0.875	75 < d ≤ 85	22 x 14
5.500 < d ≤ 6.500	1.500	1.000	85 < d ≤ 95	25 x 14

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert L. Norton

Donde $h = 0.5 \text{ in} = 14.7 \text{ mm}$. Se asume un factor de seguridad mínimo para el chavetero $n = 2$. De manera que:

$$l = \frac{2832.145 \text{ Kgf} * 2}{14.7 \text{ mm} * 14.6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$l = 35.22 \text{ mm}$$

Con las dimensiones de la chaveta, se procede a realizar el análisis al efecto de aplastamiento sobre el eje:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 0.9S_y$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 0.9 * 28.13 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 25.32 \text{ kg/mm}^2$$

Ahora se procede a corregir la longitud de la chaveta con el esfuerzo de aplastamiento, para esto solo se considera la mitad del ancho de la chaveta:

$$l = \frac{2832.145 \text{ Kgf} * 2}{6.35 \text{ mm} * 14.6 \text{ kg/mm}^2}$$

$$l = 35.22 \text{ mm}$$

Ahora realizando el análisis de resistencia para el eje con la concentración a la muesca provocada por la chaveta:

Tabla A 29 Análisis para chavetera

Análisis Estático	
σ_x	21.989 MPa
τ_{xy}	31.059 MPa
$\tau_{\text{máx}}$	32.947 MPa
σ_1	43.942 MPa
σ_3	-21.952 MPa
σ'	58.166 MPa
N	4.79
Análisis de fatiga	
σ_a	51.03 MPa
S_e	180.18 MPa
N	1.605

Fuente: Elaboración propia

Calculo de las paredes laterales

Debido a que la chumacera presenta 4 orificios para tamaño de perno M16 el cálculo del espesor de placa necesario para soportar la fuerza y el peso del eje en plena carga, de manera que:

$$F_{\text{perno}} = \frac{4487.40 \text{ N}}{4}$$

$$F_{\text{perno}} = 1121.85 \text{ N}$$

Análisis de falla por cortante:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = D * e$$

Donde el factor de seguridad para cortante es:

$$n = \frac{S_{Sy}}{\sigma}$$

De manera que:

$$\frac{F}{A} = \frac{S_{Sy}}{n}$$

Despejando para la ecuación para encontrar el espesor de la placa necesario:

$$e = \frac{n * F_p}{S_{Sy} * D}$$

$$e = \frac{3 * 1121.85 \text{ N}}{276 \text{ MPa} * 0.016 \text{ m}}$$

$$e = \mathbf{1.321 \text{ mm}}$$

Como el espesor necesario no se fabrica de forma estándar procedemos a utilizar 2 mm de espesor. Con lo que el factor de seguridad es:

$$n = \mathbf{7.87}$$

Calculo de soldadura

Las juntas a soldar de los volantes de soporte del cilindro de tueste son de acero inoxidable por consiguiente se selecciona un electro adecuado para permitir la unión permanente de ambos elementos. El electrodo seleccionado es INDURA, AWS: E-308L-16 Ø1/8, que cuenta con las siguientes características mostradas en la Tabla A 30.

Tabla A 30 Ficha técnica del electrodo 308L (AWS E 308L)

Composición química (típica) del metal depositado:					
C 0,02%; Mn 0,63%; Si 0,76%; P 0,025%; S 0,008%; Cr 18,7%; Ni 10,0%; Mo 0,18%					
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.4/A5.4M-06):					
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte			Requerimientos		
Resistencia a la tracción : 560 MPa			520 MPa		
Alargamiento en 50 mm : 41%			35%		
Amperajes recomendados:					
Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje		Electrodos x kg aprox.	
		mín.	máx.		
2,4	300	60	90	59	
3,2	350	90	120	31	
4,0	350	120	150	21	
*4,8	350	150	190	10	

Fuente: Indura, GroupAIR Products, recuperado el 24/07/2016 desde:
<http://www.indura.net/Web/EC/2000325/electrodo-308l-aws-e-308l/4>

La tensión de trabajo generada en la junta deberá ser menor a la resistencia del material de manera que:

$$\frac{p}{h * l} = \sigma_{adm} \leq 0.6 * \sigma_{material}$$

Donde:

p : Carga aplicada [N]

h : Garganta del cordón de soldadura

l : Longitud de cordón

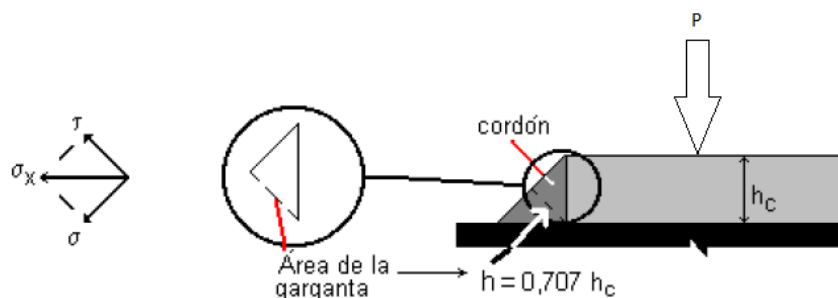


Figura A 9 Nomenclatura para cordón de soldadura

Fuente: Departamento de Aeronáutica, Pablo Ringegni

Se procede a realizar el análisis para el cordón de soldadura usando $h_c = 5 \text{ mm}$, entonces:

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A * h} \leq 0.6 * \sigma_{material}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{2 * \pi * r * (0.707 * h_c)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{4487.4 \text{ N}}{2 * \pi * 0.056 \text{ m} * (0.707 * 0.005 \text{ m})}$$

$$\sigma_{adm} = 3.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} \leq 0.6 * \sigma_{material}$$

$$\sigma_{adm} \leq 0.6 * 580 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} \leq 348 \text{ MPa}$$

De esta manera se comprueba que el esfuerzo producido en la soldadura es menor al esfuerzo que puedo resistir el material de aporte, por lo que el electrodo seleccionado es el adecuado para realizar la junta de soldadura. Los demás cordones de soldadura de la estructura serán llevados a cabo con el mismo electrodo.

Cálculos de pernos

El respectivo cálculo de pernos para las placas de las paredes laterales se realizó mediante el software computacional EES, la programación utilizada para el cometido se muestra a continuación:

"Calculo de pernos para placa trasera "

```
V=664.78 [N]
r_1=0.72 [m]
r_2=0.72 [m]
r_3=0.65 [m]
r_4=0.65 [m]
r_5=0.72 [m]
r_6=0.72 [m]
n=6
F_p=V/n
F_s=0
A_t=157 [mm^2]*convert(mm^2,m^2)
S_p=520[Mpa]*convert(Mpa,Pa)
C=0.4
n_s=((S_p*A_t)-F_i)/(C*V)
F_i=0.75*F_p
"F_p=A_t*S_p"
```

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A_t = 0.000157 [m²]

F_p = 110.8 [N]

n_s = 306.7

r₃ = 0.65 [m]

r₆ = 0.72 [m]

C = 0.4

F_s = 0

r₁ = 0.72 [m]

r₄ = 0.65 [m]

S_p = 5.200E+08 [Pa]

F_i = 83.1 [Pa·m²]

n = 6

r₂ = 0.72 [m]

r₅ = 0.72 [m]

V = 664.8 [N]

Con los resultados obtenidos se puede observar que el perno puede soportar hasta 306 veces la carga.

Diseño del mezclador

La determinación del espesor del mezclador tipo lazo es una consideración de diseño importante. El mezclador debe ser tan grueso que sea capaz de resistir las cargas fluctuantes sin que falle por flexión o por rotura, pero al mismo tiempo su peso debe ser mínimo y debe ser capaz de conservar el producto mezclado.

Si se conocen las fuerzas ejercidas por el producto, es muy sencillo calcular el espesor del mezclador.

Las fuerzas se suponen que actúan normales al mezclador y que las fuerzas de arrastre son insignificantes. Esta fuerza normal es producida por el torque el cual se calcula dividiendo la potencia del motor, dividiéndola para la velocidad rotacional y el número de aspas que se posea. El momento que actúa sobre el mezclador, lo hace con un brazo igual al radio de la cámara de tostado, pero inclusive el brazo puede ser menor y por eso se utiliza un factor de corrección de 0.8. El punto crítico para el diseño es el punto de unión con el bocín del eje principal

El diseño del mezclador se realizó bajo el software computacional EES, la programación es mostrada a continuación:

"Determinación del espesor mínimo de las aspas del mezclador tipo lazo"

"Datos"

P=2.6 [Hp] *convert (hp,W) "Potencia en el eje"

N=33*(2*pi)/60 [rps] "Velocidad rotacional del eje en radianes por segundo"

f_l=0.8 "Factor de corrección para para aspas tipo lazo"

alpha=45 [deg] "Ángulo de las aspas"

D=0.8 [m] "Diametro de las aspas"

D_s= 0.05 [m] "Diametro del eje"

W=0.01 [m] "Ancho de las aspas"

sigma_b= 0.197e12 [Pa] "Esfuerzo de fluencia del AISI 304"

n_b=8 "Número de aspas en el cilindro , dado que son 4 vanes existen 8 aspas"

"Calculo"

t=0.981*(((P*(f_l*(D/2)-(D_s/2)))/(N*n_b*SIN(alpha)*f_l*(D/2)*W*sigma_b)))^(0.5)

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

alpha = 45 [deg]

D = 0.8 [m]

D_s = 0.05 [m]

f_l = 0.8

N = 3.456

n_b = 8

P = 1939 [W]

sigma_b = 1.970E+11 [Pa]

t = 0.0002113 [m]

W = 0.01 [m]

APÉNDICE B: CATÁLOGOS



Economite RE Series

Power Gas Burners



Economite RE Series

The Economite RE Series retention head shapes the flame into a compact flame pattern. This design concentrates heat to the most efficient heat exchange surfaces

Features & Benefits

The RE Series Technology Provides . . .

- ... a uniform heat throughout the length of the heat exchanger creating consistent heat distribution characteristics
- ... increased combustion efficiency by reducing the volume of oxygen used for the combustion process
- ... operation under variable draft or positive pressure conditions



The RE Series Has . . .

- ... sheet metal construction allowing high volume production resulting in competitive pricing and shorter lead-times
- ... a simple removable burner cartridge for easy service
- ... an optional welded flange assembly is available to accommodate OEM specifications
- ... an external air shutter for easy adjustment
- ... full burner capacity firing up to 1/2" W.C. positive combustion chamber pressure
- ... a universal adjustable mounting flange making installation fast and easy

The RE Series Is . . .

- ... pre-piped, pre-wired and factory fire tested
- ... available with UL / FM / GAP valve trains and controls
- ... customizable in configurations to meet your needs

Applications

The RE Series is engineered to serve a wide variety of applications or can be customized to accommodate the OEM's specific requirements.

- | | |
|---------------------------|------------------|
| Agricultural Processing | Incinerators |
| Baking Ovens | Micro Brewing |
| Boilers | Pressure Washers |
| Coffee Roasting Equipment | Process Ovens |
| Crop Drying | Space Heating |
| Food Service Equipment | Spray Booths |
| Furnaces | Water Heaters |

Contact Midco for gas burner application assistance

*RE Series
132,000 Btu/hr
to 850,000 Btu/hr*



Specifications

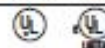
Model Number	Minimum Input Rating *	Maximum Input Rating *	Gas Connection Pipe Size	Gas Pressure ¹ Required Natural or Propane	Diameter of Nozzle	Maximum Nozzle Insertion Depth	Motor HP	Design Certifications or Listed by	Primary Safety Voltage	Shipping Weight
RE4400DS	132,000*	400,000*	3/4" NPT	7.0" to 14.0" W.C.	4.0"	8.0"	1/8"	U.L./C.U.L. Listed	24V	40 lb
RE4700BA	230,000*	700,000*	1" NPT	7.0" to 14.0" W.C.	4.0"	8.0"	1/8"	U.L./C.U.L. Listed	24V	47 lb
RE4850BA	280,000	850,000*	1" NPT	7.0" to 14.0" W.C.	4.0"	8.0"	1/8"	U.L./C.U.L. Listed	24V	55 lb
RE4850A	280,000*	850,000*	1" NPT	7.0" to 14.0" W.C.	4.0"	8.0"	1/8"	U.L./C.U.L. Listed	120V	59 lb
RE6700B	275,000*	700,000*	1" NPT	6.0" to 14.0" W.C.	6.0"	6.0"	1/7"	U.L./C.U.L. Listed	24V	47 lb
RE6850B	275,000*	825,000*	1" NPT	6.0" to 14.0" W.C.	6.0"	6.0"	1/7"	U.L./C.U.L. Listed	24V	50 lb
RE6850	275,000*	825,000*	1" NPT	6.0" to 14.0" W.C.	6.0"	6.0"	1/7"	U.L./C.U.L. Listed	120V	50 lb

¹15kV/19 Available in Natural and L.P. Electrical Supply 115 / 1 / 60" as standard. LP requires a conversion kit.

Gas Burner Draft Motors ¹ 115 / 1 / 60 230 / 1 / 60

Gas Burner Draft Motors ² 115 / 1 / 60

^{1A2} Contact Midco for 50 Hz Applications (non-UL Listed)
² For Lower Inlet Capacities, Contact Midco



The RE Series is available as a fully assembled power burner with control system. For further information please contact sales@midcointernational.com

Economite RE 4000 Series

Power Gas Burners

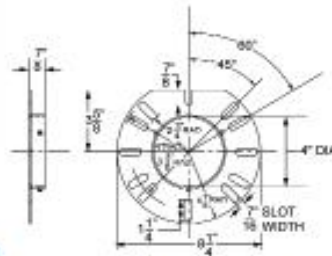
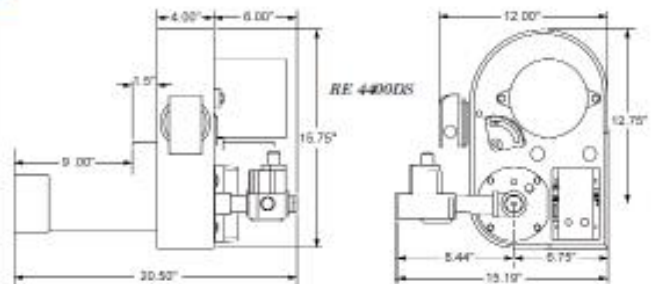
*Midco's Economite Family of Burners
Backed by 60 Years of Experience*



32,000 to 400,000 Btu/Hr

RE 4400DS

Direct Spark Ignition



4\"/>

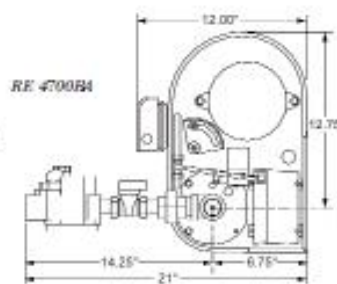
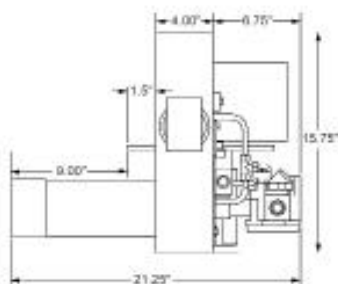
Models - RE 4400DS
RE 4700BA
RE 4850A
RE 4850BA



230,000 to 700,000 Btu/Hr

RE 4700BA

Intermittent
Spark Ignition 24 Volt



*When You Need to
Turn On the Heat
Choose Midco*



Motorreductores MOTOX

Catálogo D 87.1 · 2008



MOTOX

SIEMENS

Motorreductores

Motorreductores de ejes coaxiales

Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_s Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{red}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^(*) kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_3 (60 Hz) min ⁻¹						
2,2 (50 Hz) 2,8 (60 Hz)	D.88-LA100L4							
	15,7	18,8	1 339	1,3	90,53 *	2KJh202 - mFL13 - mmH1		90
	17	20	1 237	1,4	83,58	2KJh202 - mFL13 - mmC1		90
	19	23	1 108	1,5	74,88 *	2KJh202 - mFL13 - mmF1		90
	21	25	1 022	1,6	69,05	2KJh202 - mFL13 - mmE1		90
	24	29	857	2	57,93	2KJh202 - mFL13 - mmD1		90
	Z.88-LA100L4							
	26	34	751	2	50,73	2KJh102 - mFL13 - mmS2		94
	31	37	677	2,5	45,76 *	2KJh102 - mFL13 - mmA2		94
	D.68-LA100L4							
21	25	993	0,91	67,14	2KJh204 - mFL13 - mmE1		64	
24	29	886	0,9	59,91 *	2KJh204 - mFL13 - mmD1		64	
27	33	791	1	53,47	2KJh204 - mFL13 - mmC1		64	
Z.68-LA100L4								
24	41	622	1,3	42,06	2KJh104 - mFL13 - mmH1		62	
26	46	559	1,4	37,76 *	2KJh104 - mFL13 - mmY1		62	
41	49	510	1,6	34,49	2KJh104 - mFL13 - mmU1		62	
46	55	453	1,8	30,6 *	2KJh104 - mFL13 - mmT1		62	
55	60	418	1,9	28,25	2KJh104 - mFL13 - mmS1		62	
56	67	376	2,1	25,55 *	2KJh104 - mFL13 - mmR1		62	
60	72	346	2,3	23,53	2KJh104 - mFL13 - mmQ1		62	
65	78	322	2,5	21,76 *	2KJh104 - mFL13 - mmP1		62	
70	84	299	2,7	20,2	2KJh104 - mFL13 - mmO1		62	
80	96	264	3,0	17,82 *	2KJh104 - mFL13 - mmN1		62	
85	100	249	3,3	16,45	2KJh104 - mFL13 - mmL1		62	
D.48-LA100L4								
40	48	527	0,95	35,59	2KJh203 - mFL13 - mmA1		45	
Z.48-LA100L4								
45	54	473	0,96	31,77	2KJh103 - mFL13 - mmU1		45	
48	58	425	1,1	28,74 *	2KJh103 - mFL13 - mmT1		45	
54	66	393	1,1	26,53	2KJh103 - mFL13 - mmS1		45	
62	74	341	1,3	23,07 *	2KJh103 - mFL13 - mmR1		45	
66	82	310	1,5	20,95	2KJh103 - mFL13 - mmQ1		45	
74	89	283	1,6	19,13 *	2KJh103 - mFL13 - mmP1		45	
81	97	260	1,7	17,55	2KJh103 - mFL13 - mmN1		45	
88	106	239	1,8	16,17 *	2KJh103 - mFL13 - mmM1		45	
97	116	217	1,9	14,88	2KJh103 - mFL13 - mmL1		45	
106	127	198	2,1	13,58 *	2KJh103 - mFL13 - mmK1		45	
116	139	181	2,2	12,25	2KJh103 - mFL13 - mmJ1		45	
130	156	162	2,4	10,93 *	2KJh103 - mFL13 - mmH1		45	
145	174	144	2,6	9,76	2KJh103 - mFL13 - mmG1		45	
171	205	123	2,9	8,29	2KJh103 - mFL13 - mmF1		45	
205	247	102	3,3	6,93 *	2KJh103 - mFL13 - mmE1		45	
209	251	100	3,7	6,79 *	2KJh103 - mFL13 - mmD1		45	

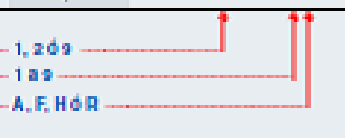
* Reducción preferente

Para versiones de eje, ver la página 2/117

Para frecuencias y tensiones, ver la página 9/16

Para formas de carcasa, ver la página 2/116

(*) para forma constructiva B3



For New Technology Network

NTN®

NTN corporation

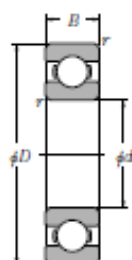
Rodamientos de Bolas y de Rodillos



CAT. NO. 2202-VI/S

Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



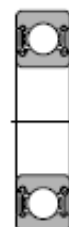
Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB, LLF)



Tipo con sello de bajo torque (LLH)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 40 ~ 60mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	mm		r _{ms} min		kN		kgf			f ₀	r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	r _{ms} 1)	r _{ms} 2)	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}			grasa tipo ZZ	aceite tipo LLB	Z LB	LLH					
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	550	500	16.3	12 000	14 000	—	—	—	6000	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	—	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.8	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	—	16000	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	—	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	—	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	—	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	—	6408	—	—	—	—	
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900	—	6809	ZZ	LLB	—	LLU
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 800	12 000	—	5 600	—	6909	ZZ	LLB	—	LLU
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—	—	16009	—	—	—	—
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	6 500	5 400	—	6009	ZZ	LLB	LLH	LLU
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200	—	6209	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700	—	6309	ZZ	LLB	LLH	LLU
120	29	2	—	77.0	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—	—	6409	—	—	—	—	
50	65	7	0.3	0.3	6.60	6.10	670	620	16.1	9 600	11 000	—	5 300	—	6810	ZZ	LLB	—	LLU
	72	12	0.6	0.5	13.4	11.2	1 370	1 140	16.3	8 900	11 000	—	5 100	—	6910	ZZ	LLB	—	LLU
	80	10	0.6	—	13.2	11.3	1 350	1 150	16.4	8 400	9 800	—	—	—	16010	—	—	—	—
	80	16	1	0.5	21.8	16.6	2 230	1 690	15.5	8 400	9 800	6 000	5 000	—	6010	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	20	1.1	0.5	35.0	23.2	3 600	2 370	14.4	7 100	8 300	5 700	4 700	—	6210	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	0.5	62.0	38.5	6 300	3 900	13.2	6 400	7 500	5 000	4 200	—	6310	ZZ	LLB	LLH	LLU
130	31	2.1	—	83.0	49.5	8 450	5 050	12.5	5 700	6 700	—	—	—	6410	—	—	—	—	
55	72	9	0.3	0.3	8.80	8.10	900	825	16.2	8 700	10 000	—	4 800	—	6811	ZZ	LLB	—	LLU
	80	13	1	0.5	16.0	13.3	1 630	1 350	16.2	8 200	9 600	—	4 600	—	6911	ZZ	LLB	—	LLU
	90	11	0.6	—	18.6	15.3	1 900	1 560	16.2	7 700	9 000	—	—	—	16011	—	—	—	—
	90	18	1.1	0.5	28.3	21.2	2 880	2 170	15.3	7 700	9 000	—	4 500	—	6011	ZZ	LLB	—	LLU
	100	21	1.5	0.5	43.5	29.2	4 450	2 980	14.3	6 400	7 600	—	4 300	—	6211	ZZ	LLB	—	LLU
	120	29	2	0.5	71.5	45.0	7 300	4 600	13.2	5 800	6 800	—	3 900	—	6311	ZZ	LLB	—	LLU
140	33	2.1	—	89.0	54.0	9 050	5 500	12.7	5 200	6 100	—	—	—	6411	—	—	—	—	
60	78	10	0.3	0.3	11.5	10.6	1 170	1 080	16.3	8 000	9 400	—	4 400	—	6812	ZZ	LLB	—	LLU
	85	13	1	0.5	16.4	14.3	1 670	1 450	16.4	7 600	8 900	—	4 300	—	6912	ZZ	LLB	—	LLU
	95	11	0.6	—	20.0	17.5	2 040	1 780	16.3	7 000	8 300	—	—	—	16012	—	—	—	—
	95	18	1.1	0.5	29.5	23.2	3 000	2 370	15.6	7 000	8 300	—	4 100	—	6012	ZZ	LLB	—	LLU
	110	22	1.5	0.5	52.5	36.0	5 350	3 700	14.3	6 000	7 000	—	3 800	—	6212	ZZ	LLB	—	LLU
	130	31	2.1	0.5	82.0	52.0	8 350	5 300	13.2	5 400	6 300	—	3 600	—	6312	ZZ	LLB	—	LLU
150	35	2.1	—	102	64.5	10 400	6 550	12.6	4 800	5 700	—	—	—	6412	—	—	—	—	

1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r.



IVAN BOHMAN C.A.

Sirviendo al País desde 1935

CATÁLOGO DE PRODUCTOS

III EDICIÓN

A decorative graphic at the bottom of the cover, consisting of several overlapping, wavy lines in shades of blue and white, creating a sense of movement and depth.

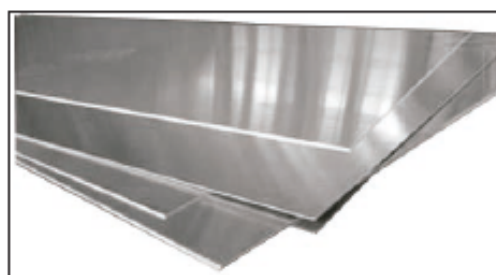
► Planchas - ASTM A240/A480

Información general

Acabado 2B: Planchas laminadas en frío, tratadas térmicamente, decapadas químicamente y tenue paso final en cilindros brillantes.
Acabado Nº 1: Planchas laminadas en caliente, tratadas térmicamente, decapadas química y mecánicamente.
Acabado Nº 4: Planchas esmeriladas con gr# 180-220 por una cara, la otra cara en acabado 2B. La cara esmerilada viene protegida con film de PVC.
Acabado BA: Planchas laminadas en frío, con brillo reflectivo similar a un espejo con buena calidad de imagen.

Tabla de referencia

(Espesor) mm	Ancho x longitud mm	Peso apróx. kg	304	316-L	430	Acabado
0.4	1220 x 2440	9.3			*	BA, Nº 4
0.5	1220 x 2440	11.5	*		*	BA, 2B, Nº 4
0.6	1220 x 2440	13.8	*		*	BA, 2B, Nº 4
0.7	1220 x 2440	17.0	*		*	BA, 2B, Nº 4
1.0	1220 x 2440	24.0	*		*	BA, 2B, Nº 4
1.2	1220 x 2440	28.4	*			2B, Nº 4
1.5	1220 x 2440	35.5	*			2B, Nº 4
2.0	1220 x 2440	48.0	*			2B, Nº 4
2.5	1220 x 2440	60.0	*			2B
3.0	1220 x 2440	71.0	*	*		2B
4.0	1220 x 2440	96.0	*			Nº 1
5.0	1220 x 2440	119.0	*			Nº 1
6.0	1220 x 2440	142.0	*			Nº 1
7.93	1220 x 2440	188.0	*			Nº 1
8.0	1220 x 2440	189.0	*			Nº 1
10.0	1220 x 2440	236.5	*			Nº 1
12.0	1220 x 2440	284.0	*			Nº 1



► Platinas, ángulos y tubos: cuadrados y rectangulares

Medidas enstock								
Redondo - Barras 304				Redondo (420)		Tubos cuadrados y rectangulares AISI 304		
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Medidas (mm)	Espesor de pared (mm)	Peso Aprox. (kg/m)
3/16	0,15	1 3/4	12,40	51	16,4	20.0 x 20.0	1.2	0.80
1/4	0,25	2	16,10	70	30,9	20.0 x 40.0	1.2	1.15
5/16	0,40	2 1/4	20,40	81	41,3	25.0 x 50.0	1.2	1.40
3/8	0,60	2 1/2	25,20	90	51,0	25.4 x 25.4	1.2	0.96
1/2	1,00	2 3/4	30,40	101	64,3	30.0 x 30.0	1.2	1.10
5/8	1,60	3	36,20	127	101,6	38.1 x 38.1	1.2	1.45
3/4	2,30	3 1/2	49,30	131	108,1	38.1 x 38.1	1.5	1.75
7/8	3,10	4	64,30			60.8 x 60.8	1.5	2.35
1	4,10	4 1/2	81,40			60.8 x 60.8	2.0	3.10
1 1/8	5,10	5	100,50			40.0 x 80.0	1.5	2.80
1 1/4	6,30	5 1/2	122,00			60.0 x 100.0	1.5	3.65
1 1/2	9,10	6	145,00			60.0 x 100.0	2.0	4.65

Láminados en caliente, recocidos y decapados					
Platinas de acero inoxidable AISI 304				Ángulos de acero inoxidable AISI 304 - DIN 1028	
Espesor x Ancho (mm)	Peso Aprox. (kg/m)	Espesor x Ancho (mm)	Peso Aprox. (kg/m)	Lado x Espesor (mm)	Peso Aprox. (kg/m)
3 x 12	0,30	6 x 38	1,90	25 x 3	1,20
3 x 20	0,50	6 x 50	2,40	30 x 3	1,50
3 x 25	0,60	6 x 100	4,80	30 x 5	2,40
3 x 30	0,80	9 x 25	1,80	40 x 3	2,00
3 x 38	0,90	9 x 38	2,80	40 x 4	2,60
3 x 50	1,20	9 x 50	3,60	40 x 5	3,30
4 x 20	0,70	10 x 75	6,00	40 x 6	3,90
4 x 25	0,80	12 x 38	3,70	50 x 3	2,40
4 x 30	1,00	12 x 50	4,80	50 x 4	3,30
4 x 38	1,30	12 x 100	9,60	50 x 6	4,80
6 x 25	1,20			60 x 6	6,90

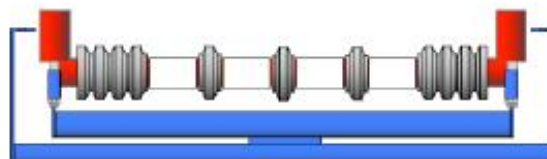
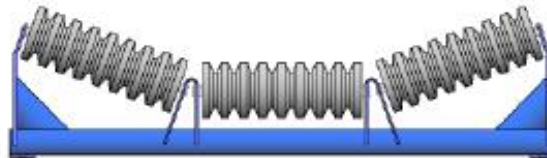
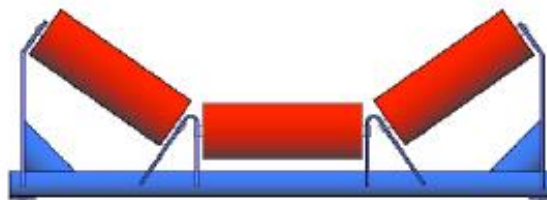
* Medidas y pesos son teóricos IVAN BOHMAN C.A. facturará al peso del material una vez efectuado el corte



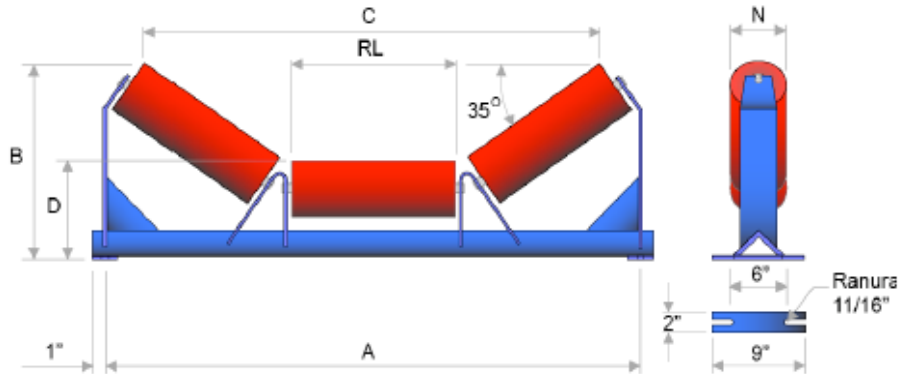
Catalogo General

Rodillos y Bastidores

4 1/2" & 5" Diámetro



BASTIDORES TRIPLES DE CARGA 35°



N = 4 1/2" DIAMETRO (CEMA B)

Nº. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO LBS
18-ET-463-B	27"	12.20"	18.60"	8.26"	8.76"	36
24-ET-463-B	33"	13.26"	24.00"	8.26"	8.76"	48
30-ET-463-B	39"	14.40"	30.70"	8.26"	10.76"	60
36-ET-463-B	45"	15.60"	36.90"	8.26"	12.76"	68
42-ET-463-B	51"	18.70"	41.70"	8.26"	14.76"	88
48-ET-463-B	57"	17.90"	46.90"	8.26"	18.76"	77
54-ET-463-B	63"	19.20"	50.20"	8.26"	18.76"	89

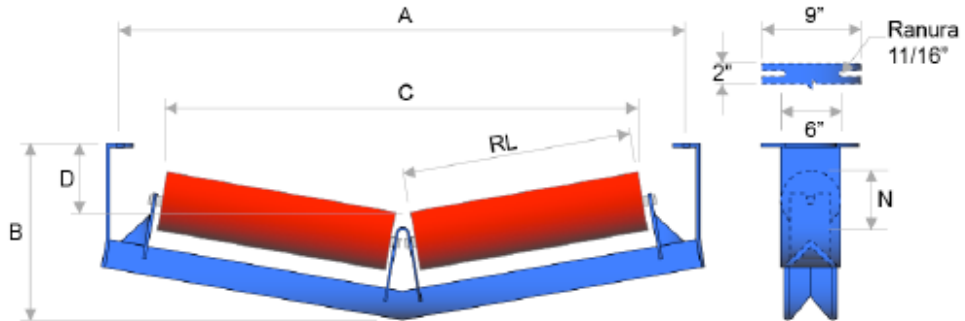
N = 5" DIAMETRO (CEMA C)

Nº. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO LBS
18-ET-603-C	27"	12.26"	18.70"	8.26"	8.76"	41
24-ET-603-C	33"	13.40"	24.00"	8.26"	8.76"	48
30-ET-603-C	39"	14.60"	29.26"	8.26"	10.76"	68
36-ET-603-C	45"	16.70"	34.60"	8.26"	12.76"	86
42-ET-603-C	51"	18.90"	39.76"	8.26"	14.76"	77
48-ET-603-C	57"	18.00"	45.00"	8.26"	18.76"	88
54-ET-603-C	63"	19.20"	50.26"	8.26"	18.76"	106
60-ET-603-C	69"	20.26"	56.60"	8.26"	20.76"	111

N = 5" DIAMETRO (CEMA D)

Nº. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO LBS
18-ET-603-D	27"	12.26"	18.70"	8.26"	8.76"	44
24-ET-603-D	33"	13.40"	24.00"	8.26"	8.76"	48
30-ET-603-D	39"	14.60"	29.26"	8.26"	10.76"	61
36-ET-603-D	45"	16.70"	34.60"	8.26"	12.76"	70
42-ET-603-D	51"	18.90"	39.76"	8.26"	14.76"	82
48-ET-603-D	57"	18.00"	45.00"	8.26"	18.76"	94
54-ET-603-D	63"	19.20"	50.26"	8.26"	18.76"	112
60-ET-603-D	69"	20.26"	56.60"	8.26"	20.76"	121

RODILLOS DE RETORNO METALICOS EN "V" A 10°



N = 4 1/2" DIAMETRO (CEMA B)

No. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO lbs
18-PV-461-B	27"	8.90"	22.26"	1.76"	10.76"	34
24-PV-461-B	33"	10.40"	28.20"	2.16"	13.26"	39
30-PV-461-B	39"	10.80"	34.20"	2.76"	18.76"	48
36-PV-461-B	45"	11.60"	40.00"	3.26"	20.76"	55
42-PV-461-B	51"	12.00"	46.80"	3.76"	22.76"	67
48-PV-461-B	57"	12.60"	41.76"	4.60"	26.76"	74

N = 5" DIAMETRO (CEMA C)

No. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO lbs
18-PV-501-C	27"	14.20"	22.00"	8.40"	10.76"	43
24-PV-501-C	33"	14.70"	27.90"	8.90"	13.76"	49
30-PV-501-C	39"	16.20"	33.80"	7.40"	18.76"	80
36-PV-501-C	45"	16.76"	38.76"	8.00"	20.76"	88
42-PV-501-C	51"	18.25"	46.70"	8.60"	22.76"	79
48-PV-501-C	57"	18.76"	61.60"	9.00"	26.76"	87
64-PV-501-C	83"	17.25"	67.60"	8.60"	28.76"	100
80-PV-501-C	89"	17.80"	83.40"	10.00"	31.76"	108

N = 5" DIAMETRO (CEMA D)

No. DE PARTE	A	B	C	D	RL	PESO lbs
18-PV-501-D	27"	14.20"	22.00"	8.40"	10.76"	44
24-PV-501-D	33"	14.70"	27.90"	8.90"	13.76"	62
30-PV-501-D	39"	16.20"	33.80"	7.40"	18.76"	84
36-PV-501-D	45"	16.76"	38.76"	8.00"	20.76"	89
42-PV-501-D	51"	18.25"	46.70"	8.60"	22.76"	84
48-PV-501-D	57"	18.76"	61.60"	9.00"	26.76"	92
64-PV-501-D	83"	17.25"	67.60"	8.60"	28.76"	105
80-PV-501-D	89"	17.80"	83.40"	10.00"	31.76"	116



TENSORES DE TORNILLO



PLD

Bajo Costo – Estructura con Rodamiento de Bola
El diseño de silla de 2 piezas funciona para cualquier envoltura de 2 pernos
Medida de los rodamientos: desde 1/2" hasta 3-1/2"



PMD

Para Trabajo Medio – Estructura con Soporte de Rodillos
El diseño de la silla de una sola pieza para aumentar la fuerza
Medida de los soportes: desde 1/2" hasta 3-1/2"



PHD

Para Trabajo Pesado - Estructura con Soporte de Rodillos
La plantilla agujereada para el montaje de soportes está perforada para calzar con éstos.
Medida de los soportes: desde 1-1/2" hasta 6"



PHD

Para Trabajo Pesado Extra – Estructura con Soporte de Rodillos
La plantilla agujereada para el montaje de soportes está perforada para calzar con éstos.
Medida de los soportes: desde 6" hasta 12"



PTA

Utilizado para soportes con una envoltura inferior redonda; Dodge & Linkbelt E
Los agujeros de montaje son los mismos que los de SKF, Linkbelt, et c., pero los soportes son diferentes.
Se desmonta la estructura en terreno y se monta nuevamente alrededor del soporte.



PPA

Similar al PTA, excepto por el canal inferior para los soportes de SKF, Linkbelt
La misma plantilla agujereada para el montaje de nuestra estructura PTA
Se desmonta la estructura en terreno y se monta nuevamente alrededor del soporte.



PST

Plantillas estándar para envolturas de 2 pernos (medida 500 perforada a pedido)
Engrase estándar para lubricar y proteger el tornillo
El diseño de tornillo protegido se utiliza para los soportes de rodillos y de bola.



PWS

Diseño compacto para instalaciones ajustadas
Montaje de lado; normalmente utilizado para soportes de bolas
Estructura en línea; la varilla tira en la línea central del soporte



PCP

Estructura montada de pie simétrico; instalación desde cualquier dirección
Estructura en línea; la varilla tira en la línea central del soporte con ranura ancha.
Se puede fijar hacia atrás con un cilindro hidráulico estándar.

PPI es la marca registrada de Precision, Inc.

Todos Los Derechos Reservados © 2006, Precision Pulley & Idler

Corporate Office

PO Box 287
Pella, IA 50219
www.ppipella.com

800.247.1228
641.628.3115
fax 641.628.3658

Service Center
Sacramento, CA
800.821.9798
fax 916.386.0545

Bajo a centro sin pedido

Southwest

Service Center
Fort Worth, TX
800.247.1228
fax 641.628.3658

North east

Service Center
Lewisberry, PA
800.247.1228
fax 641.628.3658

Catalog TUFF-SP, 11/07

South east

Service Center
Cleveland, TN
800.247.1228
fax 641.628.3658





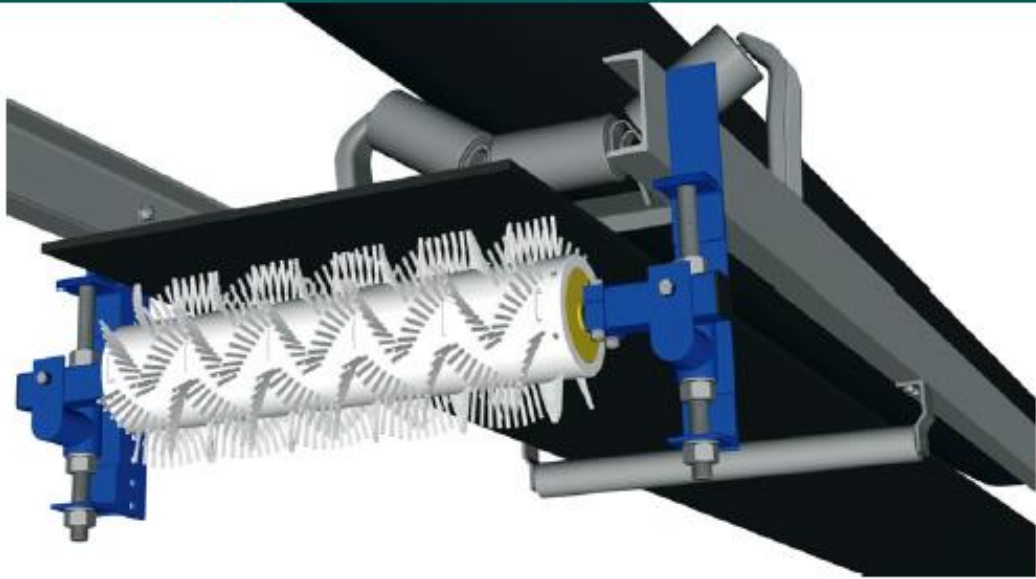
Trellex Conveyor Components

www.metso minerals.com

Limpieza de Bandas Transportadoras Trellex



Limpieza de bandas transportadoras Trellex



Cepillo modular de banda Trellex ABC 6-12 Solución eficaz para limpiar bandas acanaladas

El cepillo modular de banda transportadora Trellex es una solución eficaz para limpiar las bandas acanaladas. Las bandas transportadoras se mantienen limpias, con menos acumulación y derrames de material, reduciendo con ello los costes de limpieza y el tiempo de inmovilización fortuito. El cepillo se instala donde la banda está plana, normalmente lo más cerca posible de la polea motriz. El cepillo de banda puede combinarse con un rascador primario Trellex si se usa en bandas lisas.

Tubo de cepillo en módulos para máxima flexibilidad

El tubo de cepillo consiste en módulos de 150 mm de longitud que permiten sustituir sólo aquellos módulos que estén gastados. Esto simplifica el mantenimiento de stocks y potencia la eficacia, ya que un tamaño de módulo sirve para todas las anchuras de banda. Un anillo de seguridad a cada lado mantiene los módulos en su sitio. Los módulos están dotados con colas de milano, que enganchan unos con otros, facilitando así la sustitución de todos los módulos desde un mismo lado. Los módulos pesan poco y una persona puede manejarlos fácilmente. Las cerdas están dispuestas en forma de "W", para optimizar la eficacia de la limpieza. El tubo del cepillo es resistente a la corrosión y contrarresta la acumulación de material.

Motor de tambor completamente encapsulado para fiabilidad máxima

El cepillo de banda es accionado por un motor de tambor, que requiere mucho menos espacio que otros tipos accionados por motores externos. Tanto el motor como la transmisión funcionan en un baño de aceite. El aceite es sintético y no es necesario cambiarlo hasta después de 10.000 horas de funcionamiento. El motor está sellado según IP 66/67, de forma que se impide eficazmente la entrada de contaminantes en el motor. La construcción prácticamente libre de mantenimiento proporciona un alto nivel de fiabilidad de operación.

Alta calidad y bajo peso

La selección cuidadosa de los materiales, la técnica de montaje moderna, las altas exigencias de tolerancia y el control del montaje computerizado garantizan un alto y uniforme nivel de calidad. El motor, dinámicamente equilibrado, está equipado con protección contra recalentamiento y un tapón de aceite magnético. Consume poca energía y es muy eficaz. Las tapas laterales y otros componentes son de aluminio, que reduce el peso hasta un 40 por ciento en comparación con los modelos anteriores. Esto facilita la instalación y el cambio de los módulos de cepillo. Para las aplicaciones en entornos agresivos, se puede suministrar el motor en versión de acero inoxidable.

Suspensión simple y robusta para cambio rápido de módulos de cepillo

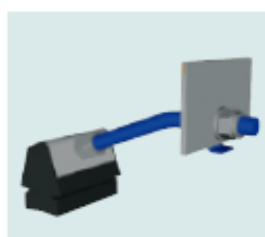
La suspensión completamente nueva es robusta y ocupa un mínimo de espacio. Se entrega ya montada de fábrica, agilizando la instalación. La altura se ajusta fácilmente para contacto correcto con la banda. Para cambiar los módulos de cepillo, basta con soltar el eje en un lado. Entonces se gira el motor hacia fuera, para desmontar el anillo de seguridad que sujeta los módulos de cepillo. Así se reduce el riesgo de lesiones laborales y se agiliza la sustitución.

Limpeza de bandas transportadoras Trellex

Clasificación de servicio	Velocidad de banda (m/s)		Dureza Mohs	Mineral	Método de identificación
	<3,5	3,0-6,5			
	Ligero	Medio ligero	1	Talco, grafito, azufre, mica y oro	Se tritura con la uña Se araña con la uña
			2	Yeso y dolomita	
Medio	Medio pesado	3	Calcita y magnesita	Se araña con un clavo de hierro Fácilmente arañado con un cuchillo Se araña con un cuchillo	
		4	Fluorita y magnetita		
		5	Apatita, granito y pirita		
Pesado	Extra pesado	6	Feldespato y basalto	Apenas arañado con un cuchillo Araña el cristal Lo araña el cuarzo Lo araña el diamante No se puede arañar	
		7	Cuarzo y berilio		
		8	Topacio		
		9	Corindón		
		10	Diamante		



Rascador T HMS
Rascador T HS



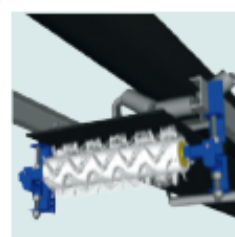
Rascador de brazos HMS
Rascador de brazos HS



EZ Clean



Cuchilla de una pieza PU

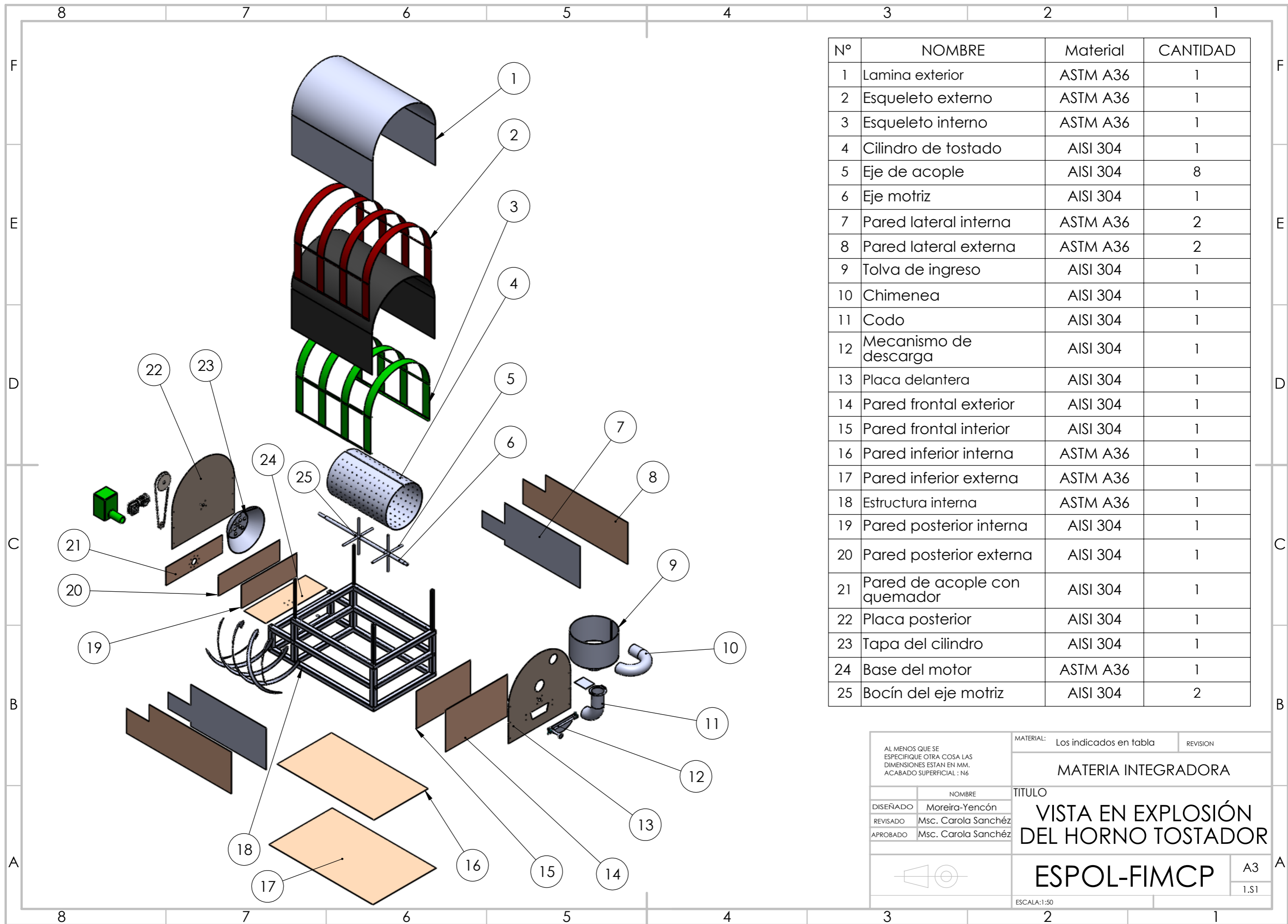


Cepillo de banda ABC 6-12

Rascadores secundarios – Recomendados para materiales secos y finos

Rascador T HMS	Rascador T HS	Rascador de brazos HMS	Rascador de brazos HS	EZ Clean	Cuchilla de una pieza PU	Cepillo de banda ABC 6-12
Aplicaciones industriales con materiales abrasivos en canteras, minería y similares.	Materiales no abrasivos, materiales orgánicos, pasta y papel.	Aplicaciones industriales con materiales abrasivos en canteras, minería y similares.	Materiales no abrasivos, materiales orgánicos, pasta y papel.	Materiales no abrasivos, materiales orgánicos, pasta y papel. Servicio más ligero.	Materiales no abrasivos, materiales orgánicos, pasta y papel. Servicio más ligero.	Arena y minerales secos y en pequeñas partículas. Materiales orgánicos como serrín y astillas de madera.
500-2000 mm	500-2000 mm	500-2000 mm	500-2000 mm	300-1200 mm	300-1200 mm	500-2000 mm
<3,5 m/s	<3,0 m/s	<3,5 m/s	<3,0 m/s	<2,5 m/s	<2,5 m/s	<2,5 m/s
-30 °C a +80 °C	-30 °C a +80 °C	-30 °C a +80 °C	-30 °C a +80 °C	-30 °C a +80 °C	-30 °C a +80 °C	-25 °C a +40 °C
No afecta	No afecta	No afecta	No afecta	No afecta	No afecta	No afecta
BW 500-1200 mm N BW 1400-1600 mm N-HD BW 1800-2000 mm Pinloc V	BW 500-1200 mm N BW 1400-1600 mm N-HD BW 1800-2000 mm Pinloc V	BW 500-1200 mm S simple BW 1400-2000 mm S doble	BW 500-1200 mm S simple BW 1400-2000 mm S doble	Contrapeso o tensor mecánico	Contrapeso o tensor mecánico	Tensor para cepillo de banda modular
X	X	X	X	X	X	X
X	X		X	X	X	
	X				X	
X		X				
Medio / Pesado	Ligero	Medio / Pesado	Ligero	X Ligero	Ligero	Nilón Especial

APÉNDICE C: PLANOS ESQUEMATICOS

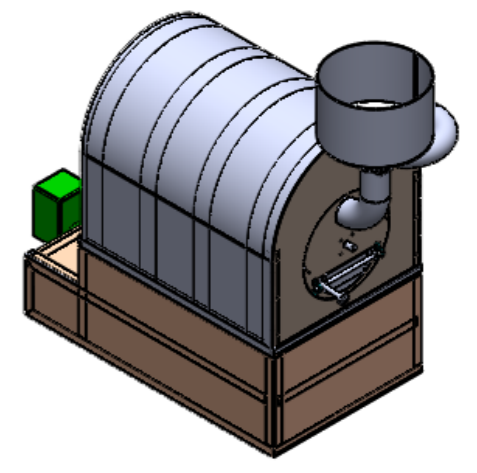
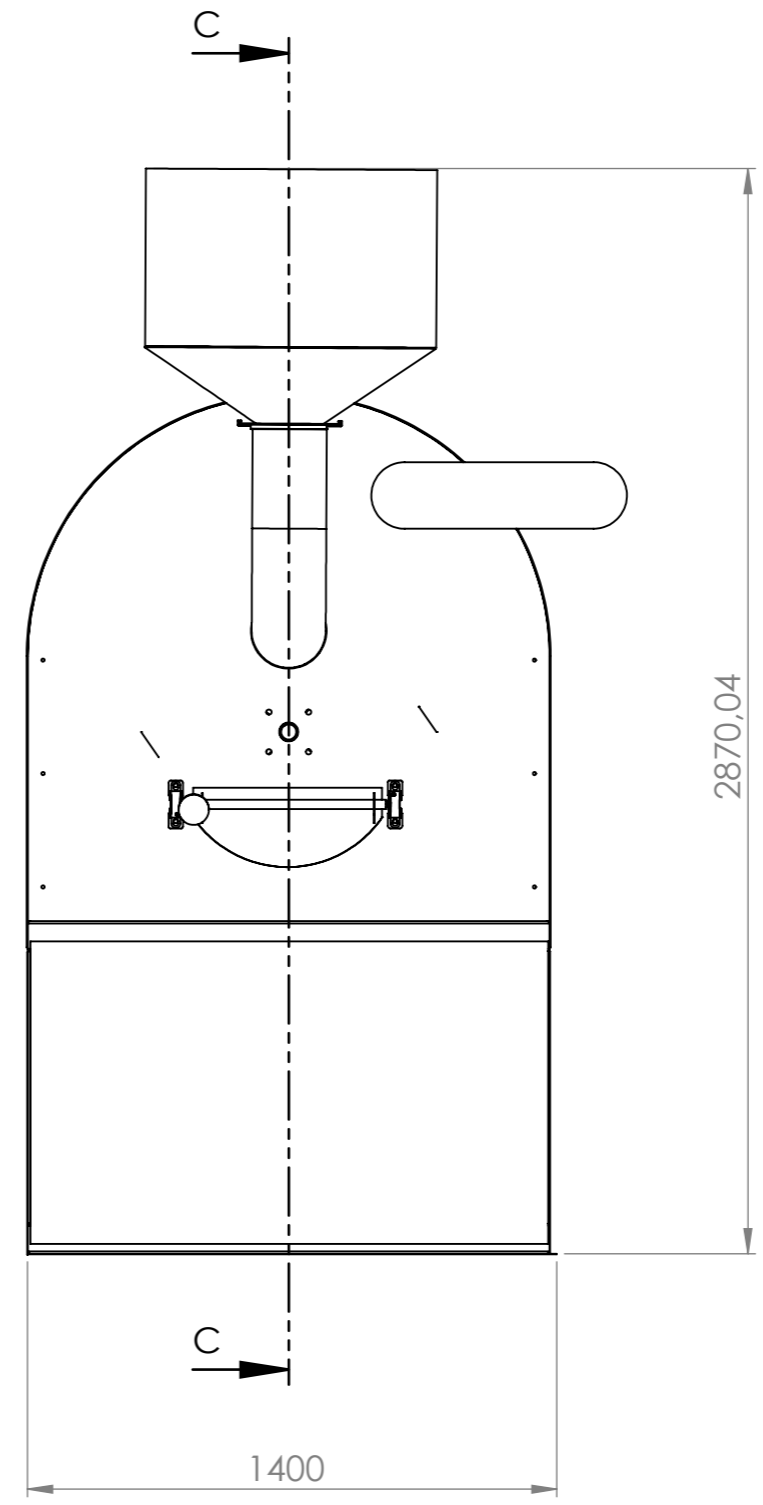
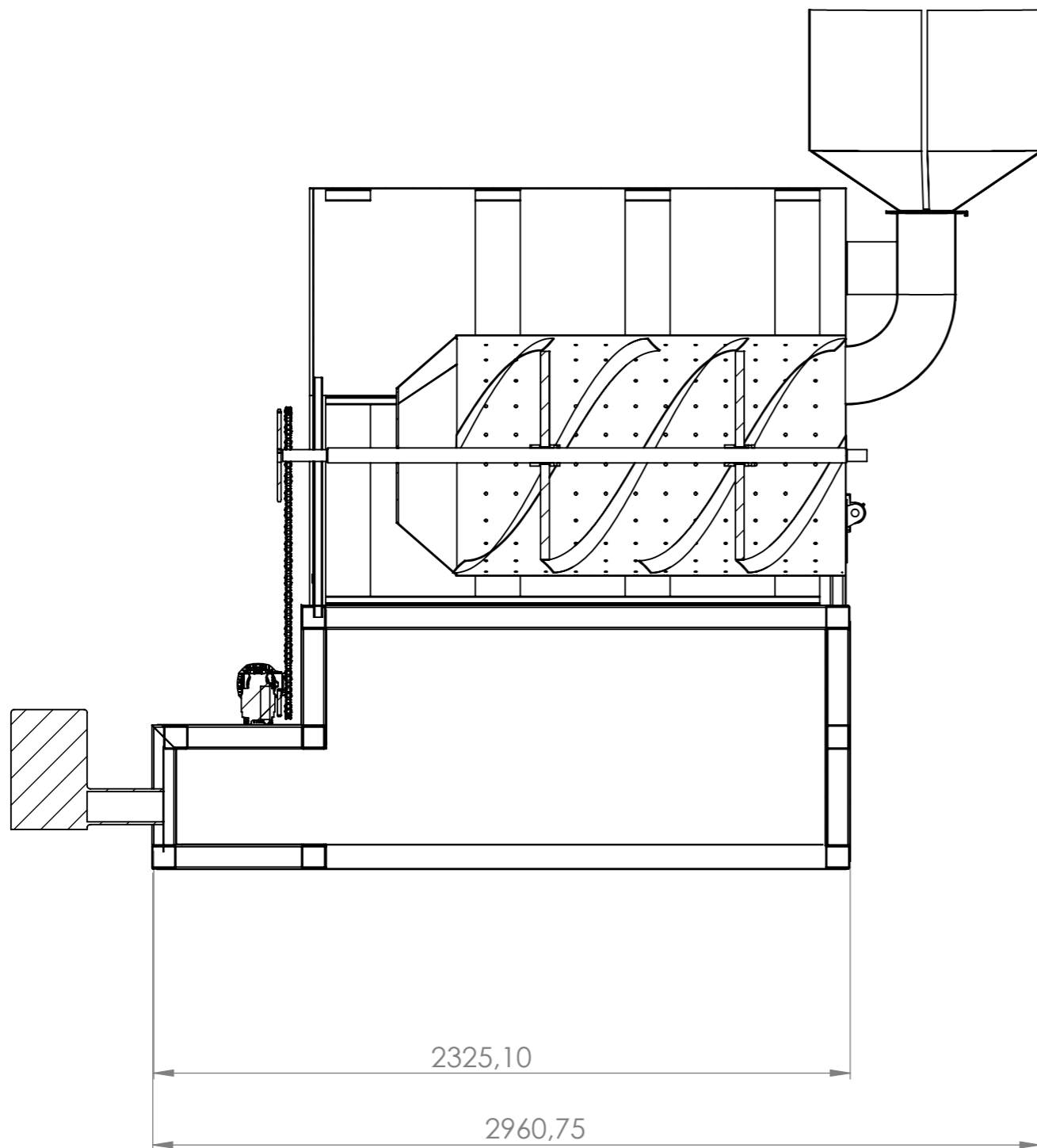


Nº	NOMBRE	Material	CANTIDAD
1	Lamina exterior	ASTM A36	1
2	Esqueleto externo	ASTM A36	1
3	Esqueleto interno	ASTM A36	1
4	Cilindro de tostado	AISI 304	1
5	Eje de acople	AISI 304	8
6	Eje motriz	AISI 304	1
7	Pared lateral interna	ASTM A36	2
8	Pared lateral externa	ASTM A36	2
9	Tolva de ingreso	AISI 304	1
10	Chimenea	AISI 304	1
11	Codo	AISI 304	1
12	Mecanismo de descarga	AISI 304	1
13	Placa delantera	AISI 304	1
14	Pared frontal exterior	AISI 304	1
15	Pared frontal interior	AISI 304	1
16	Pared inferior interna	ASTM A36	1
17	Pared inferior externa	ASTM A36	1
18	Estructura interna	ASTM A36	1
19	Pared posterior interna	AISI 304	1
20	Pared posterior externa	AISI 304	1
21	Pared de acople con quemador	AISI 304	1
22	Placa posterior	AISI 304	1
23	Tapa del cilindro	AISI 304	1
24	Base del motor	ASTM A36	1
25	Bocín del eje motriz	AISI 304	2

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRA COSA LAS DIMENSIONES ESTAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL : N6		MATERIAL: Los indicados en tabla	REVISION
		MATERIA INTEGRADORA	
		TITULO	
		VISTA EN EXPLOSIÓN DEL HORNO TOSTADOR	
		ESPOL-FIMCP	
		A3	
		1.S1	
		ESCALA:1:50	

8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



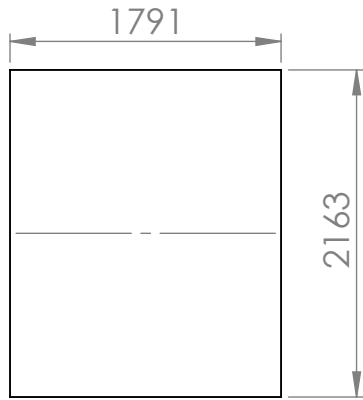
AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO TODAS LAS MEDIDAS ESTAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: N8		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION 1
DISEÑADO MOREIRA -YENCÓN REVISADO Msc. Carola Sánchez APROBADO Msc. Carola Sánchez				MATERIA INTEGRADORA	
MATERIALES: AISI 304 AISI A36				CONJUNTO: Horno tostador de maní	
			TÍTULO: PLANO DE CONJUNTO		A3 2.0
			ESCALA: 1:20		PLANO 2.0

8 7 6 5 4 3 2 1

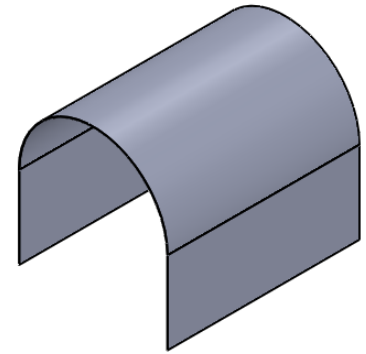
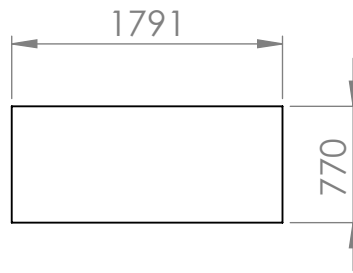
4 3 2 1

F

Plancha antes de rolado

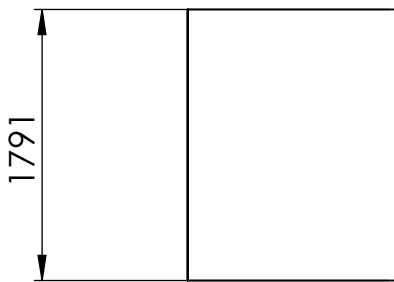
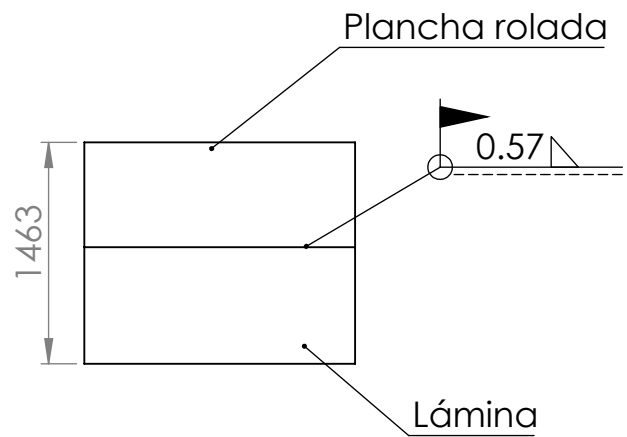
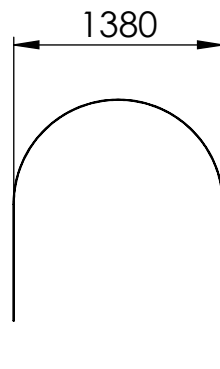


Lámina



E

Radio de curvatura 687



B

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

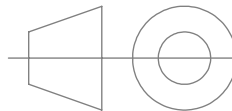
NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

A

	NOMBRE
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

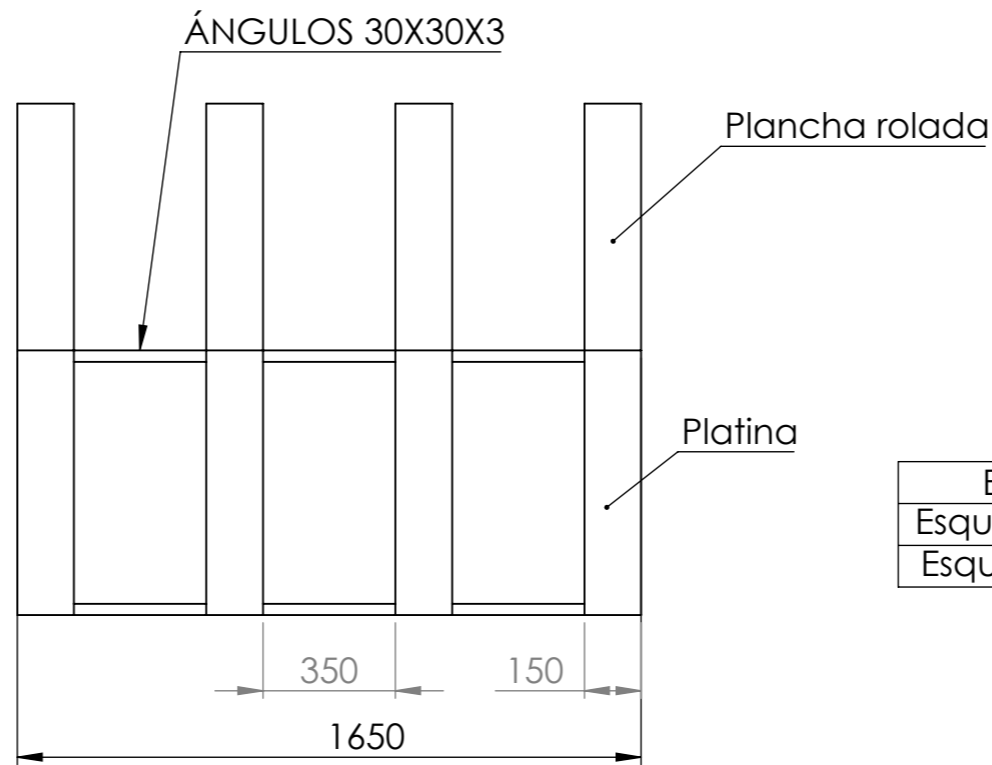
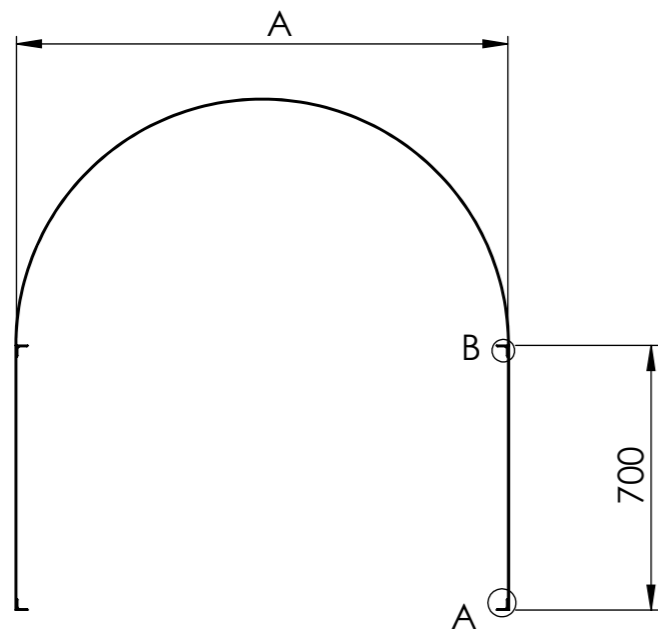
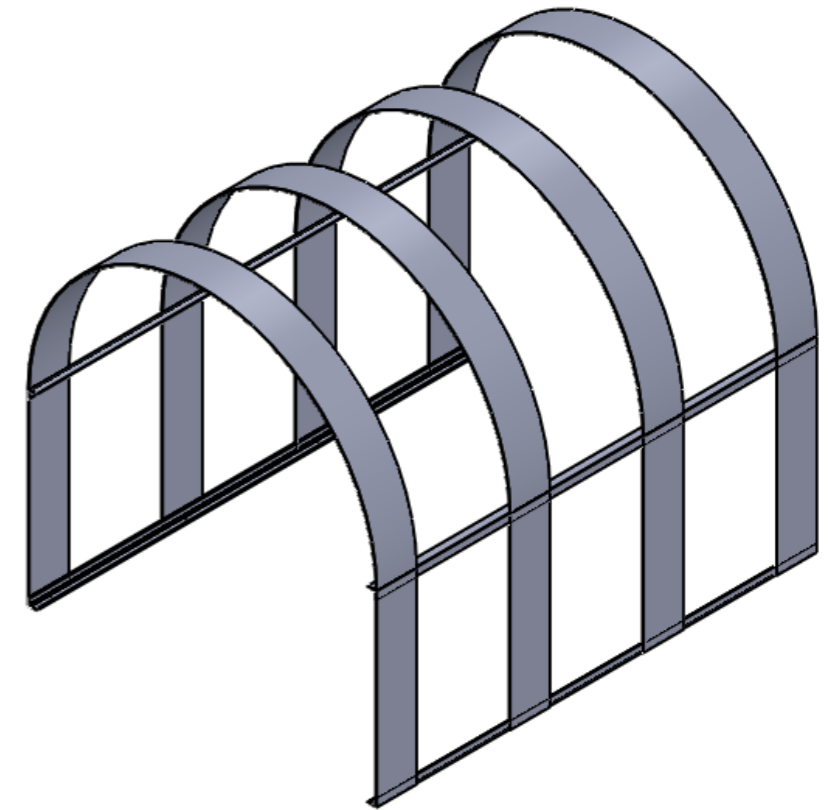
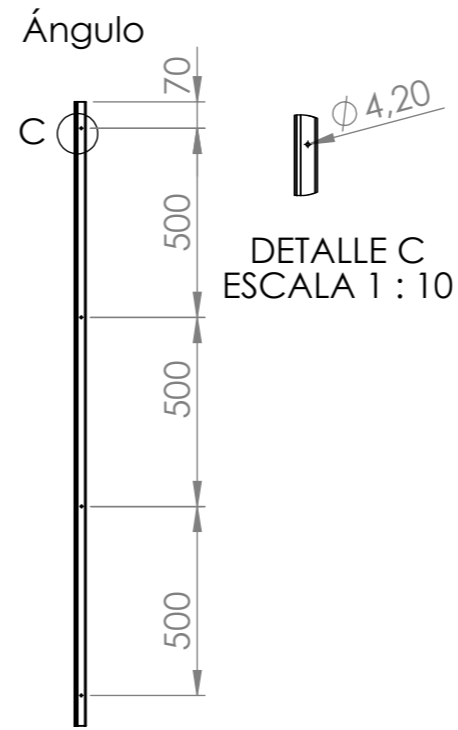
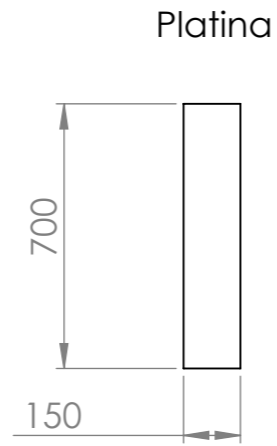
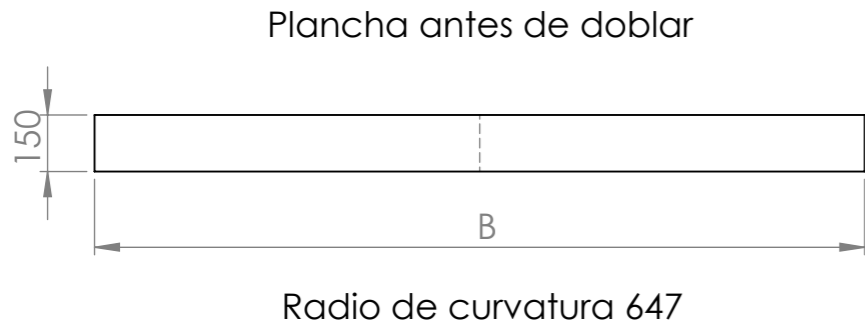
Lámina exterior

A4

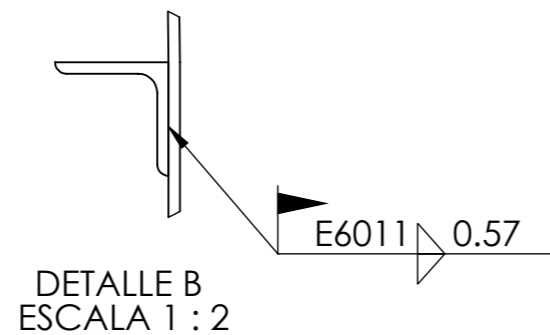
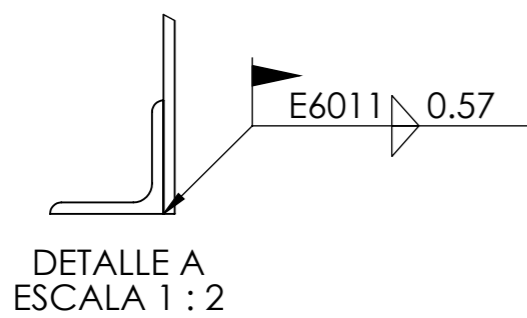
2.1

ESPESOR : 3 MM

ESCALA:1:50



Elemento	A	B
Esqueleto externo	1370	2147.3
Esqueleto interno	1300	2037.3



AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO TODAS LAS MEDIDAS ESTAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: N8		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION 1
DISEÑADO MOREIRA -YENCÓN				MATERIA INTEGRADORA	
REVISADO Msc. Carola Sánchez	CONJUNTO:				
APROBADO Msc. Carola Sánchez	<h1>Horno tostador de maní</h1>				
		MATERIALES:	TÍTULO:		A3
		AISI 304 AISI A36	ESQUELETO DEL HORNO		2.2 -2.3
		ESPESOR : 3 MM	ESCALA:1:20		

4

3

2

1

F

F

E

E

D

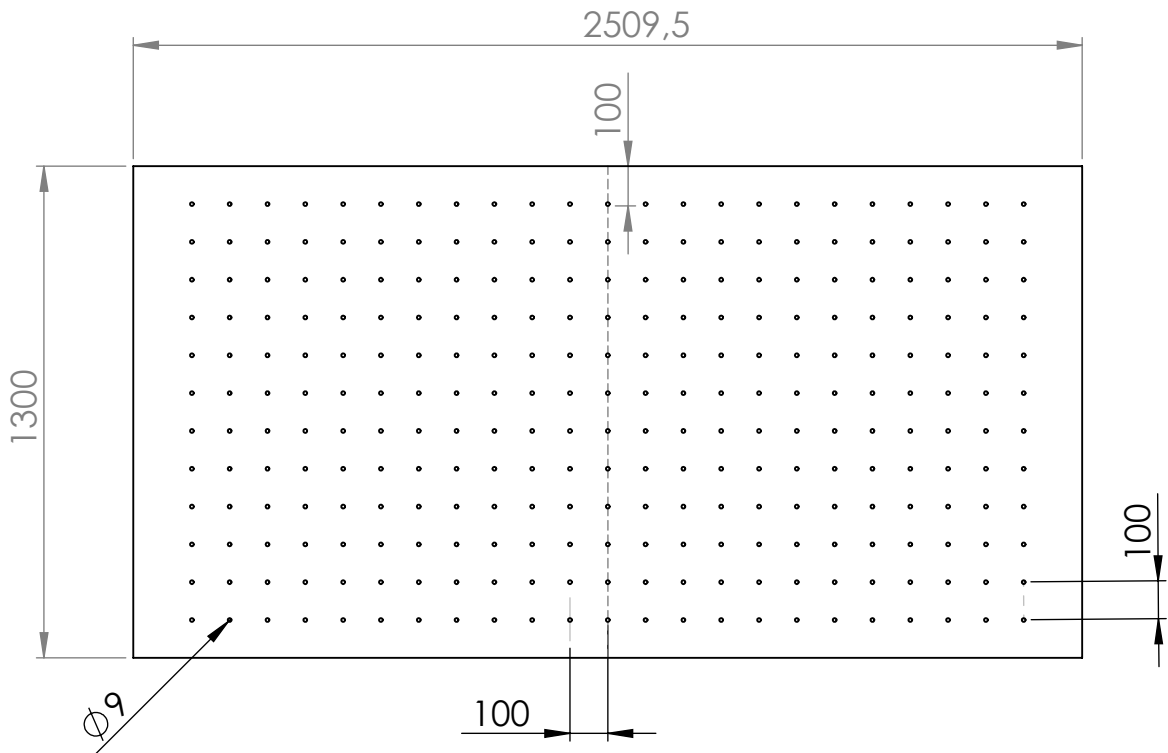
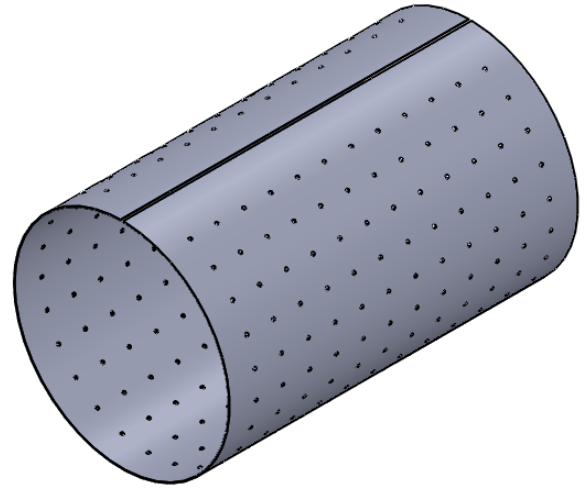
D

C

C

B

B



RADIO DE CURVATURA 400

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES ESTAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

	NOMBRE
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:
HORNO TOSTADOR DE MANÍ

	MATERIAL:
	AISI 304
	ESPESOR : 2 MM

TÍTULO:
Cilindro de tueste

A4
2.4
ESCALA:1:20

4

3

2

1

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

Ø 29

320

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

NOMBRE

DISEÑO

MOREIRA - YENCÓN

REVISADO

Msc . Carola Sánchez

APROBADO

Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

A

A

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Eje de acople

A4

2.5

ESCALA: 1:20

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

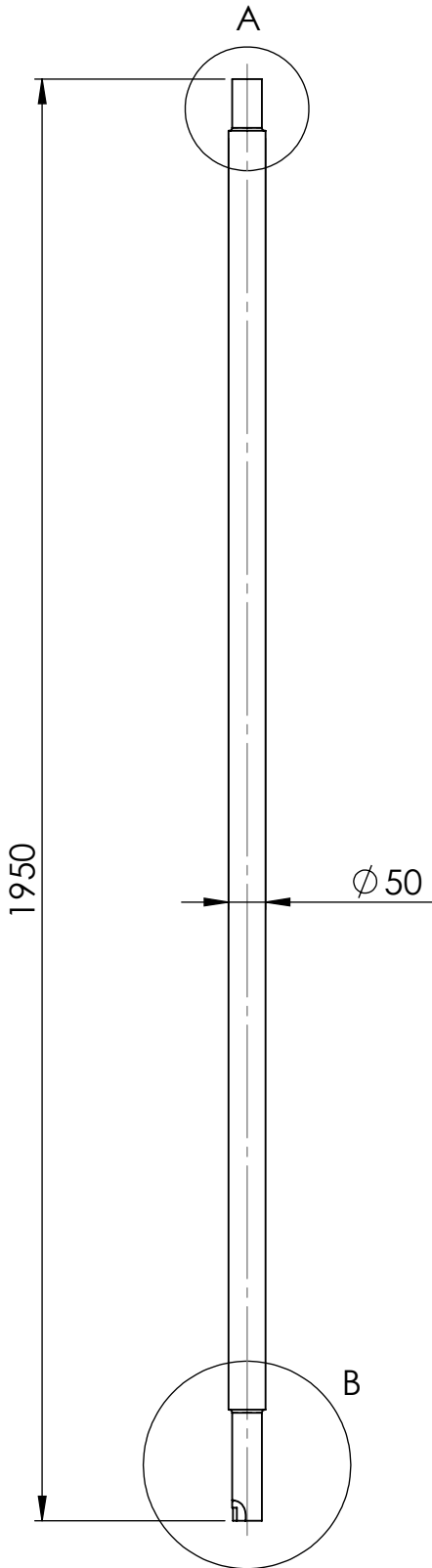
D

C

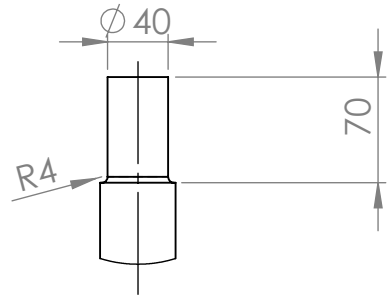
C

B

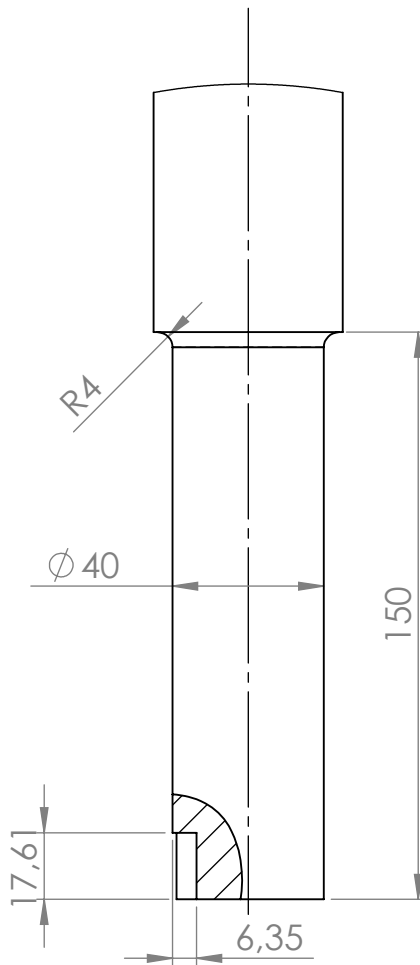
B



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL: N8

ACABADO:

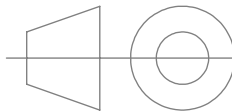
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

	NOMBRE
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

A

A

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Eje motriz

A4

2.6

ESCALA: 1:10

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

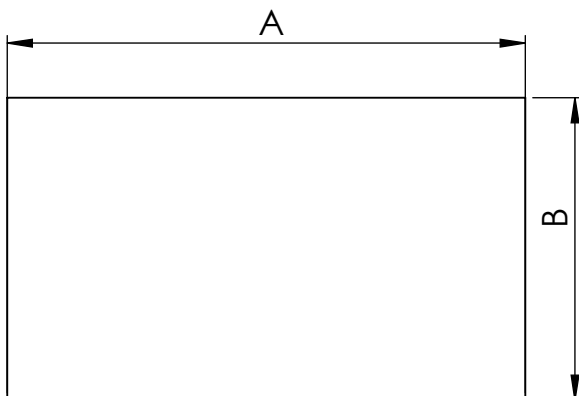
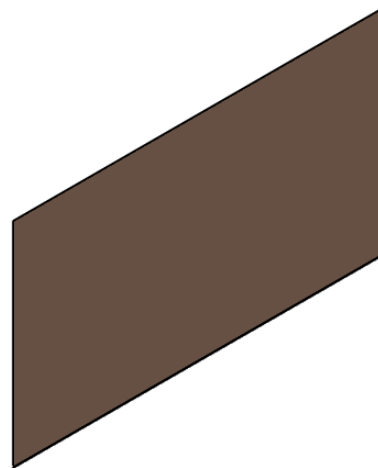
D

C

C

B

B



Elemento	A	B
PARED FRONTAL EXTERIOR	1370	800
PARED FRONTAL INTERIOR	1200	720
PARED POSTERIOR EXTERNA	1360	400
PARED POSTERIOR INTERNA	1230	350
PARED INFERIOR INTERNA	2140	1200
PARED INFERIOR EXTERNA	2300	1400

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

	NOMBRE
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

A

A

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Paredes del horno

A4

ESPESOR : 1.6 MM

ESCALA:1:20

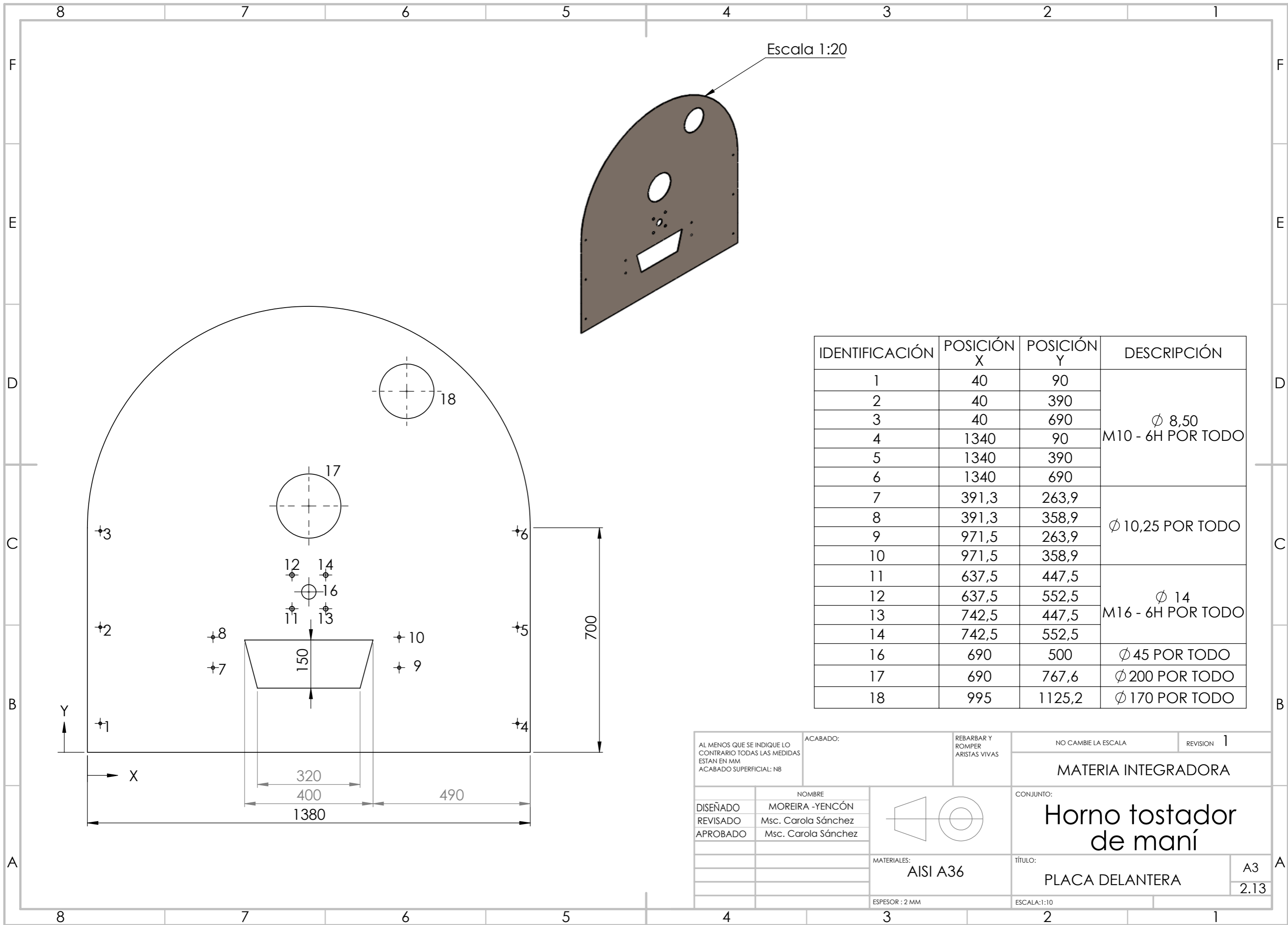
2.7-2.8-2.14-2.15-2.16-2.17-2.19-2.20

4

3

2

1



IDENTIFICACIÓN	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	DESCRIPCIÓN
1	40	90	ϕ 8,50 M10 - 6H POR TODO
2	40	390	
3	40	690	
4	1340	90	
5	1340	390	ϕ 10,25 POR TODO
6	1340	690	
7	391,3	263,9	
8	391,3	358,9	ϕ 14 M16 - 6H POR TODO
9	971,5	263,9	
10	971,5	358,9	ϕ 45 POR TODO
11	637,5	447,5	
12	637,5	552,5	
13	742,5	447,5	
14	742,5	552,5	ϕ 200 POR TODO
16	690	500	
17	690	767,6	ϕ 170 POR TODO
18	995	1125,2	

AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO TODAS LAS MEDIDAS ESTAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: N8		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION 1								
<table border="1"> <tr> <th colspan="2">NOMBRE</th> </tr> <tr> <td>DISEÑADO</td> <td>MOREIRA -YENCÓN</td> </tr> <tr> <td>REVISADO</td> <td>Msc. Carola Sánchez</td> </tr> <tr> <td>APROBADO</td> <td>Msc. Carola Sánchez</td> </tr> </table>			NOMBRE		DISEÑADO	MOREIRA -YENCÓN	REVISADO	Msc. Carola Sánchez	APROBADO	Msc. Carola Sánchez		MATERIA INTEGRADORA	
NOMBRE													
DISEÑADO	MOREIRA -YENCÓN												
REVISADO	Msc. Carola Sánchez												
APROBADO	Msc. Carola Sánchez												
<table border="1"> <tr> <th colspan="2">MATERIALES:</th> </tr> <tr> <td colspan="2">AISI A36</td> </tr> <tr> <td colspan="2">ESPESOR : 2 MM</td> </tr> </table>			MATERIALES:		AISI A36		ESPESOR : 2 MM		Horno tostador de maní PLACA DELANTERA				
MATERIALES:													
AISI A36													
ESPESOR : 2 MM													
			ESCALA: 1:10	A3	2.13								

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

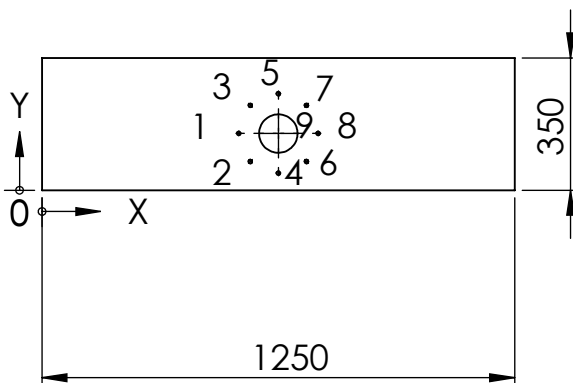
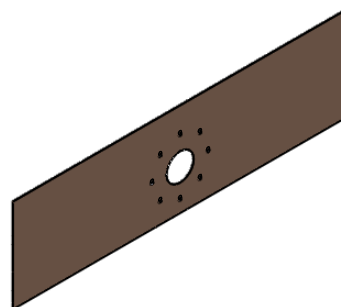
C

B

B

A

A



IDENTIFICACIÓN	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	DESCRIPCIÓN
1	520	150,23	ϕ 9,35 7/16-14 UNC POR TODO
2	550,75	75,98	
3	550,75	224,47	
4	625	45,23	
5	625	255,23	
6	699,25	75,98	
7	699,25	224,47	
8	730	150,23	
9	625	150	ϕ 101,60 POR TODO

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

DISEÑO
REVISADO
APROBADO

NOMBRE

MOREIRA - YENCÓN

Msc . Carola Sánchez

Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Pared de acople con quemador

A4

2.21

ESPESOR : 2 MM

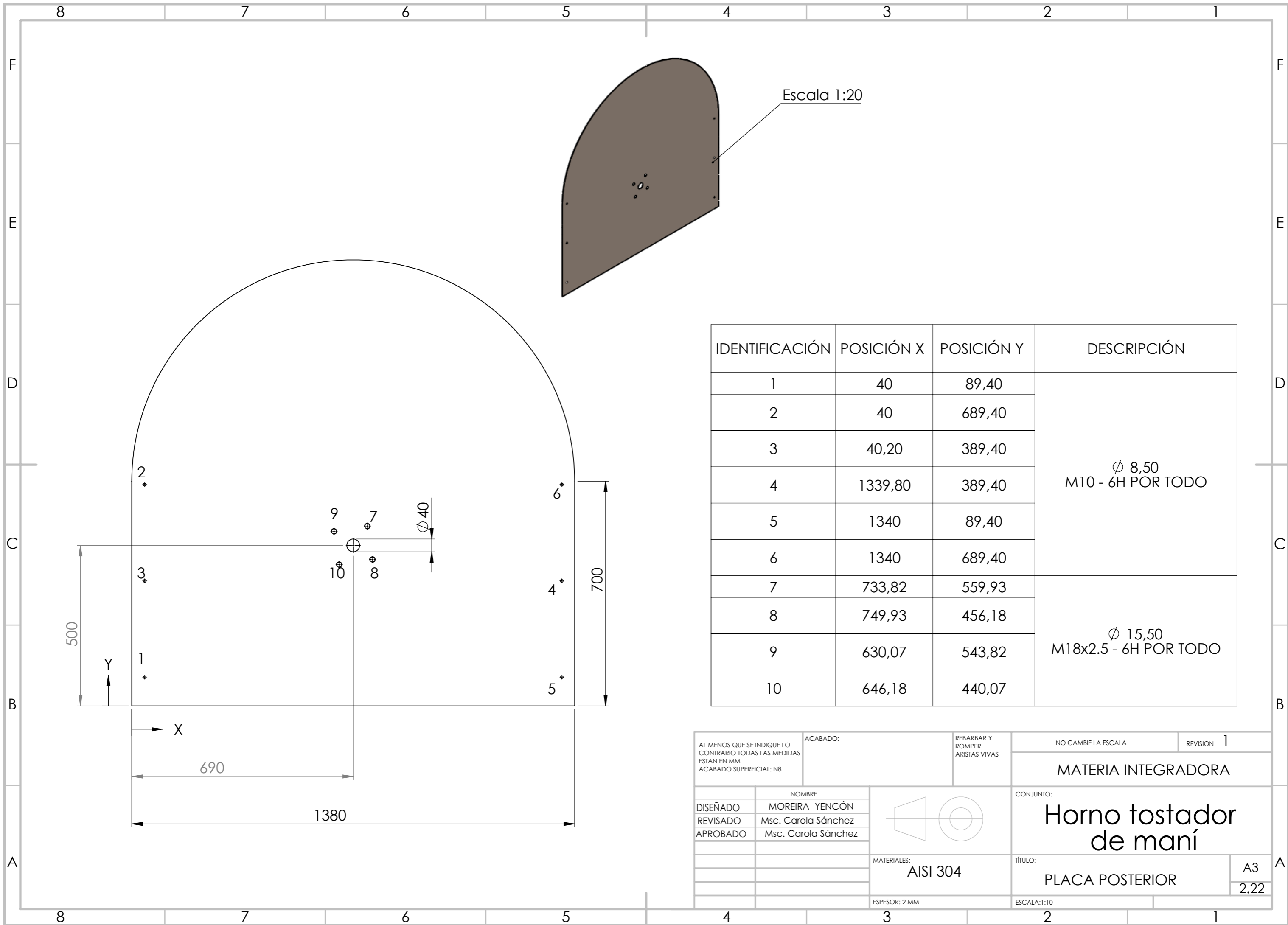
ESCALA:1:10

4

3

2

1



Escala 1:20

IDENTIFICACIÓN	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	DESCRIPCIÓN
1	40	89,40	ϕ 8,50 M10 - 6H POR TODO
2	40	689,40	
3	40,20	389,40	
4	1339,80	389,40	
5	1340	89,40	ϕ 15,50 M18x2.5 - 6H POR TODO
6	1340	689,40	
7	733,82	559,93	
8	749,93	456,18	
9	630,07	543,82	
10	646,18	440,07	

AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO TODAS LAS MEDIDAS ESTAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: N8		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION 1
DISEÑADO MOREIRA -YENCÓN					
REVISADO Msc. Carola Sánchez					
APROBADO Msc. Carola Sánchez					
MATERIALES: AISI 304			CONJUNTO: Horno tostador de maní		
ESPESOR: 2 MM			TÍTULO: PLACA POSTERIOR		
			ESCALA: 1:10		
			A3		
			2.22		

4

3

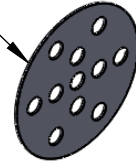
2

1

F

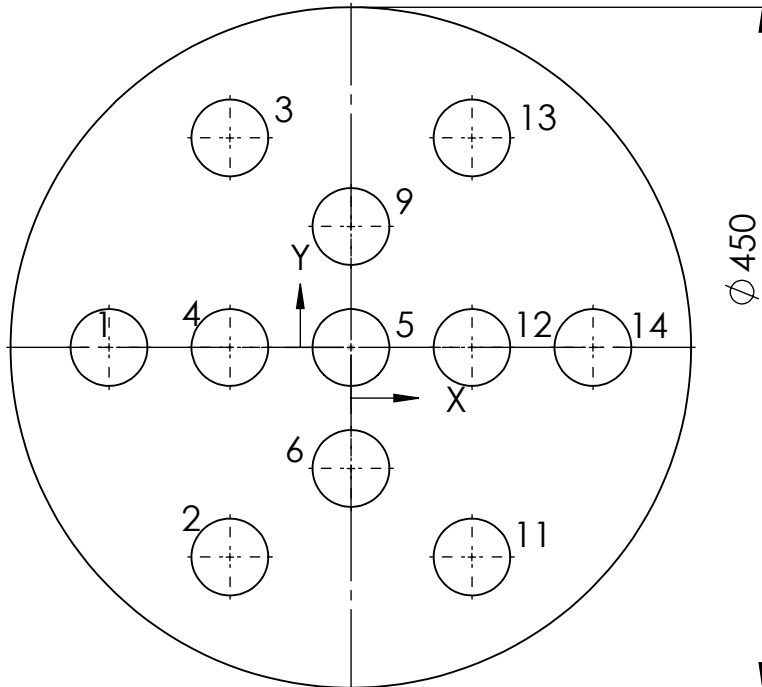
F

ESCALA 1:20



E

E



D

D

C

C

IDENTIFICACIÓN	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	DESCRIPCIÓN
1	-160	0	Ø 50,80 PASANTE
2	-80	-138,56	
3	-80	138,57	
4	-80	0	
5	0	0	
6	0	-80	
9	0	80	
11	80	-138,56	
12	80	0	
13	80	138,57	
14	160	0	

B

B

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

A

A

NOMBRE	
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Tapa del cilindro

A4

2.23

ESPESOR : 6 MM

ESCALA:1:5

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

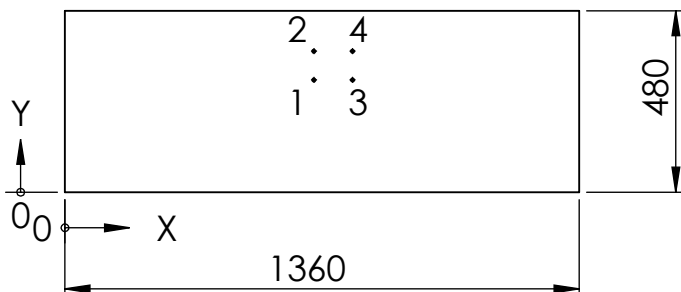
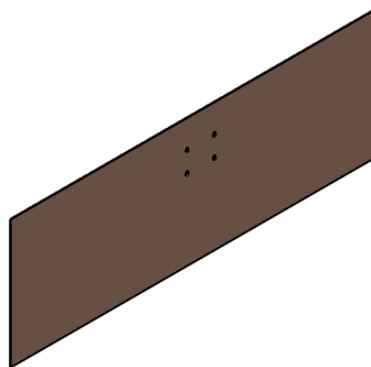
C

B

B

A

A



IDENTIFICACIÓN	POSICIÓN X	POSICIÓN Y	DESCRIPCIÓN
1	658,27	296,91	ϕ 8,50 ∇ 30 M10 - 6H ∇ 20
2	658,27	372,91	ϕ 8,50 ∇ 30 M10 - 6H ∇ 20
3	760,27	296,91	ϕ 8,50 ∇ 30 M10 - 6H ∇ 20
4	760,27	372,91	ϕ 8,50 ∇ 30 M10 - 6H ∇ 20

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

	NOMBRE
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez



CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

MATERIAL:

AISI 304

TÍTULO:

Base del motor

A4

2.24

ESPESOR : 2 MM

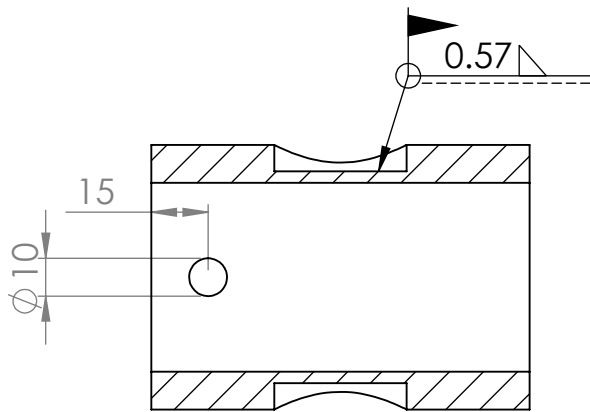
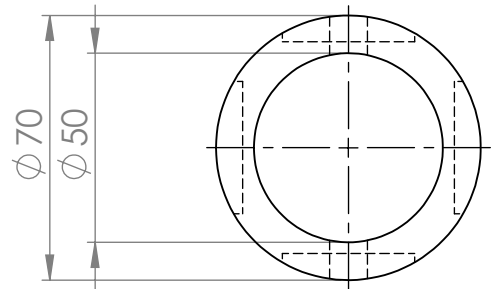
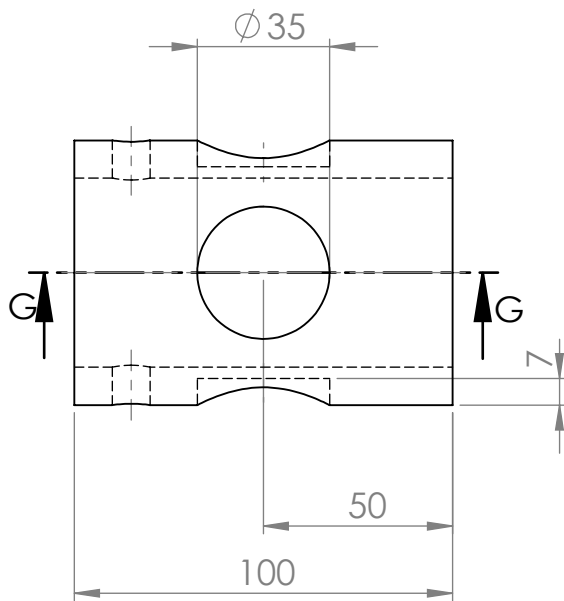
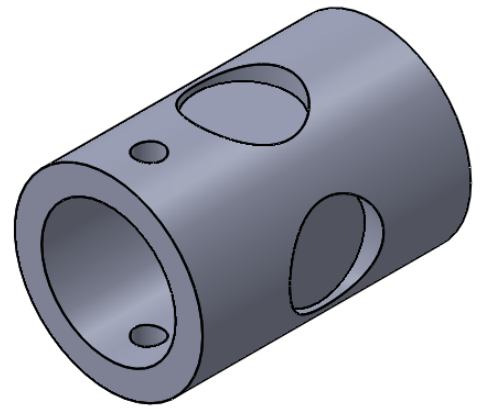
ESCALA:1:20

4

3

2

1



SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 2

AL MENOS QUE SE ESPECIFIQUE
LO CONTRARIO LAS DIMENSIONES
ESTAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:N8

ACABADO:

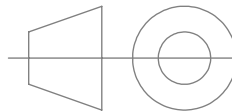
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISION

MATERIA INTEGRADORA

NOMBRE	
DISEÑO	MOREIRA - YENCÓN
REVISADO	Msc . Carola Sánchez
APROBADO	Msc . Carola Sánchez
MFG	
Q.A	



MATERIAL:

CONJUNTO:

HORNO TOSTADOR
DE MANÍ

TÍTULO:

BOCÍN DEL EJE MOTRIZ

A4
2.25

ESCALA:1:2