

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de Paletizadora Automática Para Lata Oval de 425g con
Producción de 96 Latas por Minuto.”

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Richard Paul Balseca Sellán

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi familia por darme todo su apoyo durante la realización de la carrera y en el proceso de graduación. A los profesores que día a día nos brindan su conocimiento, consejo y experiencia para formar a los futuros profesionales.

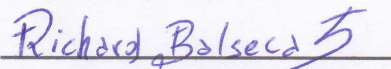
DECLARACIÓN EXPRESA

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

Richard Balseca Sellán

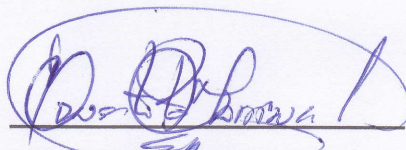
M.Sc. Ernesto Martínez Lozano

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”.



Richard Balseca Sellán

Autor



M.Sc. Ernesto Martínez Lozano

Director

RESUMEN

La industria nacional se caracteriza por el bajo nivel de automatización que tienen los procesos industriales. Observaciones realizadas por el autor en una empresa de manufactura de latas ovales, evidenció que el proceso de paletizado se realiza de forma manual, requiriendo el trabajo de tres operarios. El objetivo de este proyecto es diseñar una paletizadora automática que tan sólo requiera un operador; este equipo está orientado a envases ovales destinados a almacenar sardinas en pasta de tomate.

La metodología consistió en dividir la paletizadora en varios equipos y mecanismos, con el fin de abordar el diseño de cada uno de manera separada. El diseño requirió análisis por fatiga y por cargas estáticas de acuerdo a la magnitud las cargas aplicadas en cada elemento. Para ello se seleccionaron diversos materiales, entre los que se destacan los aceros al carbono ASTM A-36 y AISI-SAE 1018, y el acero inoxidable AISI 430; la principal selección fue del acero para el eje de la elevadora, el cual fue evaluado entre diversos aceros al carbono laminados en caliente y estirados en frío. Finalmente se diseñó el transportador de rodillos con la norma CEMA 404.

Los principales resultados obtenidos fueron mecanismos simples, accionados por cilindros neumáticos o motorreductores. En el proceso se hizo énfasis en los movimientos intermitentes que sufren todos los elementos y en la eficiencia de los motores seleccionados. Además se realizó un análisis de costos con respecto a la importación de un equipo de similares características, logrando demostrar que es rentable fabricar una paletizadora en el país.

Al final de este proyecto se obtiene los mecanismos necesarios para el funcionamiento de una paletizadora de nivel alto, para almacenar envases ovales de 160x108 mm en pallets de 44" x 56". Sin embargo es necesario considerar el diseño del sistema de control para la automatización de este equipo, además de verificar las eficiencias de esta paletizadora.

Palabras clave: Paletizado, envase oval, diseño por fatiga, movimientos intermitentes.

ABSTRACT

The national industry is characterized by the low level of automation that industrial processes have. Observations made by the author in an oval cans manufacturing company showed that the palletizing process is done manually, requiring the work of three operators. The objective of this project is design an automatic palletizer that only requires an operator; this equipment is oriented to oval containers destined to store sardines in tomato paste.

The methodology consisted of dividing the palletizer into several equipment and mechanisms, in order to approach the design of each one separately. The design required fatigue analysis and static load according to the magnitude of the loads applied in each element. For this purpose, a variety of materials were selected, for example the carbon steels ASTM A-36 and AISI-SAE 1018, and stainless steel AISI 430; Among them, the selection of steel for the elevator shaft, which was evaluated between various hot rolled and cold drawn carbon steels. Finally, the roller conveyor was designed with the CEMA 404 standard.

The main results obtained were simple mechanisms, driven by pneumatic cylinders or geared motors. In the process, emphasis was placed on the intermittent movements suffered by all the elements and the efficiency of the selected electric motors. In addition, a cost analysis was carried out with respect to the importation of equipment of similar characteristics, demonstrating that it is profitable to manufacture a palletizer in the country.

At the end of this project we obtained the necessary mechanisms for the operation of a high level palletizer, to store oval containers of 160x108 mm in pallets of 44 "x 56". However, it is necessary to consider the design of the control system for the automation of this equipment, in addition to verifying the efficiencies of this palletizer.

Key words: *Palletizing, oval packaging, fatigue design, intermittent movements.*

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	II
DECLARACIÓN EXPRESA.....	III
RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Objetivos	6
1.2.1 Objetivo general.....	6
1.2.2 Objetivos específicos	6
1.3 Marco teórico.....	6
1.4 Alternativas de solución.....	9
1.4.1 Descripción de alternativas.....	10
1.4.2 Criterios	16
1.4.3 Selección de alternativa.....	17
Capítulo 2	19
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	19
2.1 Bases y consideraciones de diseño	21
2.1.1 Consideraciones	21
2.1.2 Parámetros	22
2.2 Estimación de velocidades y tiempos.....	23

2.3	Mesa de acumulación.....	24
2.4	Diseño de Ascensor de Palets	27
2.4.1	Estructura	28
2.4.2	Elemento de unión	31
2.4.3	Transmisión de cadenas.....	33
2.4.4	Dimensionamiento del contrapeso.....	36
2.4.5	Diseño de Ejes.....	38
2.4.6	Selección de Sistema de transmisión de potencia.....	52
2.4.7	Selección de rodamientos y chumaceras	57
2.5	Diseño de dispensador de pallets.....	60
2.5.1	Diseño de eje del dispensador.....	61
2.5.2	Diseño de brazos del dispensador de pallets	67
2.5.3	Selección de chumaceras para eje del dispensador de pallets	70
2.5.4	Selección de Cilindro neumático.....	71
2.6	Diseño de banda transportadora.	71
2.7	Diseño de barra de empuje y barrera.....	74
2.8	Diseño de colocador de cartones	76
2.8.1	Diseño de tornillo de potencia.....	77
2.9	Diseño de transportador de rodillos.....	80
2.9.1	Selección del sistema de potencia.....	84
2.10	Diseño de Barra de Arrastre.....	85
CAPÍTULO 3.....		87
3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	87
3.1	Estimación de tiempos	87
3.2	Mesa de acumulación.....	88
3.3	Diseño de mesa elevadora.....	89
3.3.1	Diseño de Eje.....	90

3.3.2 Selección de Material para Eje	91
3.4 Dispensador de pallets	94
3.5 Consideraciones sobre la selección de motores	94
3.6 Análisis de costos.....	96
3.6.1 Análisis de costo sobre la importación.....	96
3.6.2 Análisis de Tiempo de Retorno de la Inversión.....	100
CAPÍTULO 4.....	102
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	102
BIBLIOGRAFÍAS	
ANEXOS	
PLANOS ILUSTRATIVOS	

ABREVIATURAS

INEN	Servicio Ecuatoriano De Normalización
NIOSH	Instituto Nacional para la Seguridad y Salud Ocupacional
OMS	Organización Mundial De La Salud
TME	Trastornos Musculoesqueléticos
IESS	Instituto Ecuatoriano De Seguridad Social
OIT	Organización Internacional del Trabajo
LER	Lesión Por Esfuerzos Repetitivos
ASM	Sociedad Americana de Metales
SAE	Asociación Americana de Automovilismo
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
ASTM	Asociación Americana de Ensayos en Materiales
ACA	Asociación Americana de Cadenas
ANSI	Instituto Nacional Estadounidense de Estándares
SITI	Sociedad Italiana de Transmisiones Industriales
SAE	Asociación Americana de Automovilismo
CEMA	Asociación de Fabricantes de Equipos de Bandas Transportadoras
ASA	Serie Americana

SIMBOLOGÍA

mm	milímetro
"	pulgada
g	gramo
kg	kilogramo
m	metro
N	Newton
MPa	Megapascal
N-m	Newton-metro
kN	kiloNewton
s	segundos
RPM	Revoluciones por minuto
kW	Kilowatts
mm/s	milímetro por segundo
rad/s	radianes por segundo
t0	Tiempo de subida de barrera
t0'	Tiempo de bajada de barrera
t1	Tiempo de banda transportadora
t2	Tiempo de empuje de fila con barra
t2'	Tiempo de retroceso de barra
t3	Tiempo de avance de barra
t4	Tiempo muerto entre capas
t5	Tiempo para ubicar cartón
t6	Tiempo para descenso de mesa
t7	Tiempo de descenso final de mesa
t8	Tiempo para transportador de palet
t9	Tiempo de ascenso de mes
t10	Tiempo para ubicar primer cartón
C _{min}	Capacidad mínima de mesa de acumulación
N	Número de palets
C	Número de columnas
F	Número de filas
L	Número de capas

P_P	Producción de paletizadora
P_L	Producción de línea
C_{AC}	Capacidad de mesa de acumulación
t_C	Tiempo de llenado de pulmón a capacidad mínima
t_R	Tiempo máximo de reparación
A_{min}	Área mínima de mesa de acumulación
W_1	Peso de palet lleno
g	Gravedad a nivel del mar
m_c	Masa del cartón separador
m_e	Masa del envase
m_p	Masa del palet
m_{est}	Masa de estructura
σ_{max}	Esfuerzo máximo en la varilla
M_{max}	Momento máximo en la varilla
L_v	Lado de la varilla
n_s	Factor de seguridad estático
$\sigma_{y\ 36}$	Esfuerzo mínimo de fluencia acero ASTM A36
W_2	Carga sobre oreja de izaje
m_p'	Masa del contenido del palet
m_{cw}	Masa del contrapeso
B_c	Ancho de la barra de contrapeso
ρ	Densidad del acero
σ_a	Esfuerzo alternante por flexión
k_f	Factor de concentrador de esfuerzo alternante por flexión
M_a	Momento alternante
c	Radio del eje
I	Momento de inercia para un círculo
σ_m	Esfuerzo medio por flexión
k_{fm}	Factor de concentrador de esfuerzo medio por flexión
M_m	Momento medio
T_a	Esfuerzo alternante por torsión
k_{fs}	Factor de concentrador de esfuerzo alternante por torsión
T_a	Torsión alternante

J	Momento polar de inercia para un circulo
T_m	Esfuerzo medio por torsión
k_{fsm}	Factor de concentrador de esfuerzo medio por torsión
T_m	Torsión media
q	Sensibilidad a la muesca
k_t	Factor de concentración de esfuerzos teórico
σ'_a	Esfuerzo efectivo alternante
σ'_m	Esfuerzo efectivo medio
n_{f1}	Factor de seguridad para eje del elevador
S_{e1}	Límite de resistencia a la fatiga corregido para el eje del elevador
S_{UT}	Resistencia última a la tensión de acero
C_{carga}	Efectos de la carga
$C_{tamaño}$	Efectos del tamaño
C_{sup}	Efectos de la superficie
C_{temp}	Efectos de la temperatura
C_{conf}	Confiableidad
$S_{e'}$	Límite de resistencia a la fatiga
d_i	Diámetro de la sección de eje correspondiente
$S_{f\ real}$	Factor de servicio real
$S_{f\ tabla}$	Factor de servicio en la tabla
$M_{2\ tabla}$	Par máximo en la tabla
$M_{2\ aplicac.}$	Par requerido por la aplicación
P'_{M1}	Potencia mínima requerida con carga constante
n_2	Velocidad de salida del reductor
RD_1	Rendimiento dinámico del reductor
P_{MP1}	Potencia de salida permitida
P_{N1}	Potencial nominal
m_1	Relación entre inercias y número de arranques
m_0	Número máximo de arranques por hora para un motor sin carga
J_m	Inercia del motor
J'_L	Inercia de la carga reflejada en el motor
X	Número de arranques por hora
J_{eje1}	Inercia del eje

L_{eje1}	Longitud del eje
D_{eje1}	Diámetro del eje
J_{masa}	Inercia de la masa en movimiento lineal
m_{susp}	Masa suspendida en movimiento
V_l	Velocidad lineal de la masa suspendida
F_{m1}	Carga promedio
F_{min1}	Carga mínima
F_{max1}	Carga máxima
n	Velocidad angular
P_r	Carga radial dinámica
C_r	Capacidad básica de carga dinámica
L_{10h}	Vida nominal
F_C	Fuerza en el cilindro neumático
F_P	Fuerza perpendicular en el brazo
F_A	Fuerza axial en el brazo
N_{f3}	Factor de seguridad para fatiga en las barras
F_{max2}	Fuerza máxima sobre el rodamiento
R_{XY}	Reacción en el plano XY
R_{XZ}	Reacción en el plano XZ
F_U	Fuerza tangencial máxima
μ_T	Coefficiente de fricción entre banda y placa
m_m	Masa de la mercancía en toda la longitud
m_B	Masa de la banda
μ_R	Coefficiente de fricción entre banda y rodillos
m_R	Masa del tambor libre
μ_{ST}	Coefficiente de fricción por acumulación
P	Potencia mecánica del motor
V	Velocidad lineal de la banda
T_T	Torque requerido por el tornillo de potencia
F_T	Carga sobre el tornillo
d_{PT}	Diámetro de paso del tornillo
μ_R	Coefficiente de fricción en la rosca
L_R	Avance de la cuerda

α	Ángulo incluido de la cuerda
μ_c	Coefficiente de fricción del collarín
d_c	Diámetro medio del collarín
P_T	Potencia requerida por el tornillo
ω_T	Velocidad angular del tornillo
P_N	Tracción en la cadena
F_{RW}	Coefficiente de fricción entre los rodillos y pallets de madera
W_R	Masa del material transportado por cada rodillo
Q	Factor de relación entre número de rodillos y las pérdidas en las cadenas
D_r	Diámetro de los rodillos
D_s	Diámetro primitivo de la catalina
P_{TR}	Potencia requerida por el transportador de rodillos
V_P	Velocidad del pallet
P_i	Potencia a verificar
T_i	Torque a verificar
ω_i	Velocidad angular a verificar

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Envase Oval en Corte Transversal.....	2
Figura 1.2 Representación del Proceso de Paletizado Actual.....	3
Figura 1.3 Patrón Alternado para Arreglo de Envases	7
Figura 1.4 Conjunto Paletizado	9
Figura 1.5 Paletizadora Semiautomática.....	11
Figura 1.6 Paletizadora de Nivel Alto	13
Figura 1.7 Paletizadora a Nivel del Piso.....	15
Figura 2.1 Metodología de Diseño.....	19
Figura 2.2 Pallet de 4 Entradas, Abierto con Base Triple.....	22
Figura 2.3 Ascensor de Palets.....	27
Figura 2.4 Estructura de Ascensor de Palets	28
Figura 2.5 Palet y Ascensor.....	29
Figura 2.6 Gráfico de Carga sobre Varilla	30
Figura 2.7 Diagrama de Momentos Flectores Varilla.....	30
Figura 2.8 Barra de Contrapeso	37
Figura 2.9 Diseño de Forma de Eje para Elevador.....	38
Figura 2.10 Proceso para Diseño de Eje.....	39
Figura 2.11 Cargas Aplicadas sobre el Eje del Elevador.....	42
Figura 2.12 Variación del Momento Flector para Eje del Elevador.....	43
Figura 2.13 Variación del Torque para el Eje del Elevador	43
Figura 2.14 Diagrama de Cuerpo Libre para Eje del Elevador	45
Figura 2.15 Diagrama de Momento Flector y Torque de Eje para Elevador.....	46
Figura 2.16 Diagrama de Fases de Hierro-Carbono.....	49
Figura 2.17 Variación de Microestructura y Propiedades Mecánicas con el Trabajado en Frío	50
Figura 2.18 Resistencia de Aceros al Carbono	51
Figura 2.19 Carga sobre el Rodamiento Fluctuando Linealmente.....	57
Figura 2.20 Chumacera Tipo Puente UC206D1	59
Figura 2.21 Eje del Dispensador	60
Figura 2.22 Mecanismo de Dispensador de Pallets	61
Figura 2.23 Cargas sobre Eje del Dispensador.....	62
Figura 2.24 Diagrama de Carga y Momento Flector en el Plano XY	63

Figura 2.25 Diagrama de Carga y Momento Flector en el Plano XZ	64
Figura 2.26 Torque en el Eje del Dispensador	65
Figura 2.27 Sección de los Brazos	68
Figura 2.28 Simulación Estática de Brazo Largo	68
Figura 2.29 Diseño de Forma de Banda Transportadora	72
Figura 2.30 Banda Transportadora.....	72
Figura 2.31 Barra de Empuje.....	74
Figura 2.32 Barrera	76
Figura 2.33 Colocador de Cartones.....	77
Figura 2.34 Componentes del Tornillo de Potencia.....	78
Figura 2.35 Transportador Rodillo-Rodillo.....	81
Figura 2.36 Diseño de Forma de Transportador de Rodillos	81
Figura 2.37 Sección Transversal de Transportador de Rodillos	82
Figura 2.38 Vista Lateral de Transportador de Rodillos.	84
Figura 3.1 Patrón Alternado para el Arreglo de Envases Ovais	89
Figura 3.2 Efectos del Rolado Sobre el Grano de un Acero	92
Figura 3.3 Estructura Cristalina de Acero Trabajado en Frío.....	93
Figura 3.4 Estructura Cristalina de Acero Laminado en Caliente	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Descripción del problema.....	5
Tabla 1.2 Criterios de selección	17
Tabla 1.3 Matriz de ponderación.....	18
Tabla 1.4 Matriz de decisión.....	18
Tabla 2.1 Estimación de tiempos.....	23
Tabla 2.2 Orejas de izaje, dimensiones y cargas máximas	32
Tabla 2.3 Cadenas con rodillos de precisión simples, pasos cortos (Serie ASA).....	34
Tabla 2.4 Catalina N°25 sencillo, tipo B.....	35
Tabla 2.5 Concentradores de esfuerzos teóricos	42
Tabla 2.6 Propiedades mecánicas de aceros al carbono	51
Tabla 2.7 Diámetros del eje laminado en caliente	52
Tabla 2.8 Diámetros del eje estirado en frío	52
Tabla 2.9 Parámetros para selección del reductor	53
Tabla 2.10 Parámetros del reductor seleccionado	54
Tabla 2.11 Vida requerida de rodamientos según su aplicación	58
Tabla 2.12 Componentes media y alternantes de momento de flexión y torsión.....	66
Tabla 2.13 Esfuerzos y factores de seguridad para brazos.....	70
Tabla 2.14 Motor y reductor de banda transportadora	74
Tabla 2.15 Actuadores neumáticos de doble efecto.....	75
Tabla 2.16 Dimensiones principales de rosca Acme de 1/2" (12.7 mm).....	78
Tabla 2.17 Verificación de reductor para transportador de rodillos	85
Tabla 2.18 Cadena de transportador para barra de arrastre	86
Tabla 2.19 Motor y reductor de barra de arrastre	86
Tabla 3.1 Tiempos estimados para operaciones de la paletizadora.....	88
Tabla 3.2 Parámetros básicos de operación de la mesa de acumulación.....	88
Tabla 3.3 Elementos de la estructura de la mesa elevadora.....	89
Tabla 3.4 Elementos del sistema de transmisión de potencia y elevación	90
Tabla 3.5 Diámetros del eje para elevador de pallets.....	91
Tabla 3.6 Composición de acero AISI-SAE 1018	91
Tabla 3.7 Propiedades mecánicas de acero AISI-SAE 1018.....	92
Tabla 3.8 Motores requeridos.....	96

Tabla 3.9 Costo de materiales.....	97
Tabla 3.10 Costo de mano de obra	98
Tabla 3.11 Costos de importación de equipo similar	99
Tabla 3.12 Costo de importación de equipo igual.....	99
Tabla 3.13 Costo mensual por consumo eléctrico.....	100
Tabla 3.14 Gastos al año de paletizadora	101
Tabla 3.15 Flujo de gastos de paletizadora	101

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Este documento trata sobre el diseño de un equipo, capaz de realizar el proceso de paletizado de latas ovales vacías, para satisfacer la demanda de empresas dedicadas a la fabricación de recipientes metálicos sanitarios.

El primer capítulo inicia con la descripción del problema, mediante observaciones efectuadas por el autor en una fábrica de envases sanitarios, se advierte que el proceso de paletizado carece de la ergonomía necesaria para asegurar la salud de los trabajadores, sus principales causas son la exposición a posturas forzadas y a movimientos repetitivos. Esto incrementa el riesgo de sufrir una enfermedad laboral como los trastornos musculoesqueléticos, además de ser un posible motivo de inasistencia, e inclusive del abandono del puesto de trabajo. Posteriormente el marco teórico describe los procedimientos requeridos para realizar el proceso estudiado, de tal forma que se pueda abordar fácilmente la descripción de tres posibles alternativas, y mediante una matriz de decisiones poder efectuar la selección de la opción más conveniente.

El capítulo dos abarca toda la metodología del diseño, comenzando con un diagrama de flujo que describe el orden en que las actividades se van a desarrollar. Posteriormente se plantean las consideraciones que se deben tener en cuenta para el diseño del equipo, estas son el espacio disponible y la producción requerida para dar holgura a la línea. A partir de la producción requerida y de las operaciones necesarias para realizar el paletizado, se estiman tiempos y velocidades medias, con esto se busca establecer ciertos parámetros para el diseño de los componentes del equipo. La metodología como tal inicia con el dimensionamiento de la mesa de acumulación, para después empezar un diseño desde el interior del equipo hacia el exterior. En este capítulo se destaca el diseño del eje del ascensor de palets, la selección de materiales y de los motores y reductores tomando en cuenta los ciclos de trabajo intermitentes que soportan todos los componentes en este equipo.

El tercer capítulo recopila y analiza los principales resultados obtenidos en el capítulo anterior, para ello se realizan comparaciones con procesos similares de otros equipos en la industria, normas, recomendaciones y catálogos. Al final de él se realiza un análisis del costo de fabricar el equipo en el país, y se lo compara con los gastos que provocaría importar equipos similares, considerando todos los impuestos del caso. Por último, se determina el tiempo en que retorna la inversión debido a la disminución del personal involucrado en el proceso de paletizado.

En el cuarto y último capítulo se describe las conclusiones obtenidas en el proyecto y se agregan recomendaciones que se deben tomar en cuenta antes de considerar la implementación del proyecto. En esta parte se establece el logro de los objetivos, a partir de los resultados obtenidos en los capítulos dos y tres del presente. En las recomendaciones, se menciona la necesidad de realizar el estudio y diseño de los sistemas de control, para realizar la automatización completa del equipo, la eficiencia del equipo y además de otros parámetros y suposiciones que requieren una revisión más detallada.

1.1 Descripción del problema

Los envases sanitarios de tipo oval son manufacturados para la industria conservera, con el propósito de almacenar sardinas en pasta de tomate. Esta lata está formada por dos piezas, la primera pieza está compuesta por el cuerpo y el fondo como lo muestra la figura 1.1, mientras que la segunda es la tapa del envase (CPE INEN 0190).

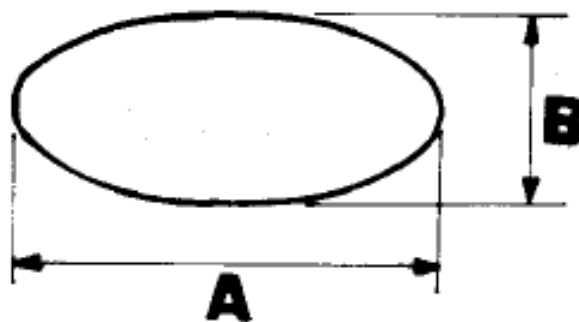


Figura 1.1 Envase Oval en Corte Transversal

Fuente: (CPE INEN 0190)

Con respecto al proceso de paletizado del cuerpo actual, se requiere el trabajo combinado de tres operarios por cada línea de producción; para realizar esta actividad dos obreros trasladan el producto acabado desde una mesa hacia el pallet vacío, mientras que el tercero debe de acomodarlos y posicionar un cartón separador.

Se considera que los tres operarios se ven expuestos a posturas forzadas para desempeñar su trabajo, teniendo en cuenta que los obreros que realizan el traslado del producto deben realizar dos movimientos; inclinarse y efectuar la torsión del tronco, para cubrir las distancias verticales y horizontales que separan el origen y el destino del envase tal como lo muestra la figura 1.2.

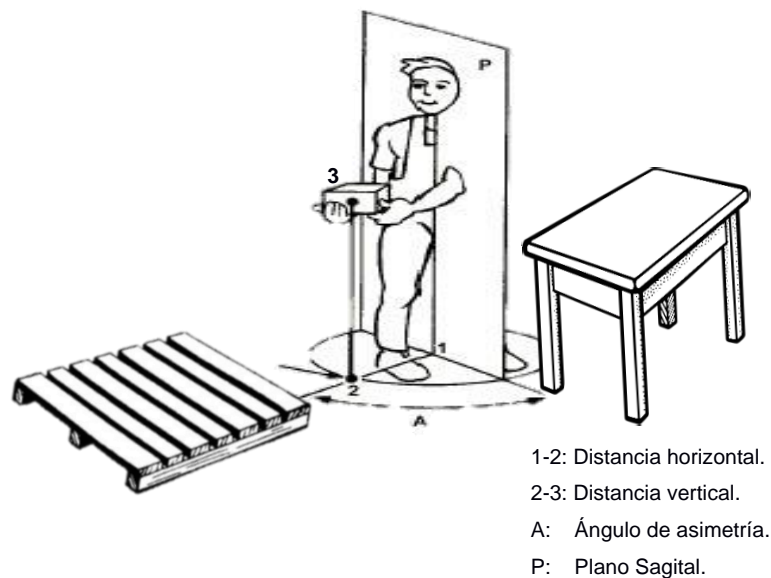


Figura 1.2 Representación del Proceso de Paletizado Actual

Fuente: (SIAFA)

Bajo tales condiciones, el método habitual de verificación es la aplicación de la ecuación para el diseño y evaluación de tareas de levantamiento manual, del Instituto Nacional para la Seguridad y Salud Ocupacional (NIOSH, 1981), la cual estima la carga máxima recomendada (RWL, por sus siglas en inglés) que una persona puede levantar, considerando una constante de carga de 23 Kg (LC, por sus siglas en inglés), la distancia horizontal (HM, por sus siglas en inglés) y vertical (VM, por sus siglas en inglés), el desplazamiento vertical (DM, por sus siglas en inglés), la asimetría (AM, por sus siglas en inglés), la frecuencia (FM, por sus siglas en inglés) y el agarre (CM, por sus siglas en

inglés) (ver ecuación 1.1); sin embargo la distancia horizontal para esta tarea es de 100 cm, muy superior al máximo permitido por la ecuación (63 cm) (ver ecuación 1.2), dando como resultado que la carga debería ser cero. Además el tercer obrero debe permanecer en una postura inclinada y con los brazos extendidos para poder realizar el acomodo de los envases, esta posición esta desaconsejada por la Organización Mundial de la Salud (OMS, 2004), y es atribuida como un factor que influye en el desarrollo de Trastornos Musculoesqueléticos (TME).

$$RWL = LC * HM * HV * VM * DM * AM * FM * CM \quad \text{Ec. 1.1}$$

$$HM = \frac{630 \text{ cm}}{H} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Al mismo tiempo, durante la operación, los trabajadores deben realizar movimientos repetitivos para no detener la producción. La duración de la exposición tiene una frecuencia que varía entre 6 y 8 movimientos por minuto, con un tiempo total de exposición de 8 horas al día (OMS, 2004). Lo habitual es que no puedan tomar un descanso sin contar con un reemplazo, de tal manera que la actividad se debe realizar por cuatro horas consecutivas; desde el inicio de la jornada laboral hasta la hora del almuerzo, y después del almuerzo hasta la salida. A pesar de que hay pocos datos empíricos que demuestren que la fatiga de todo el cuerpo aumenta el riesgo de lesión músculo-esquelética, el comité del NIOSH en 1991 reconoció que las tareas de elevación repetitiva fácilmente podrían exceder las capacidades normales de energía de un trabajador, causando una disminución prematura de la fuerza y aumentando la probabilidad de lesión (Thomas, 1993).

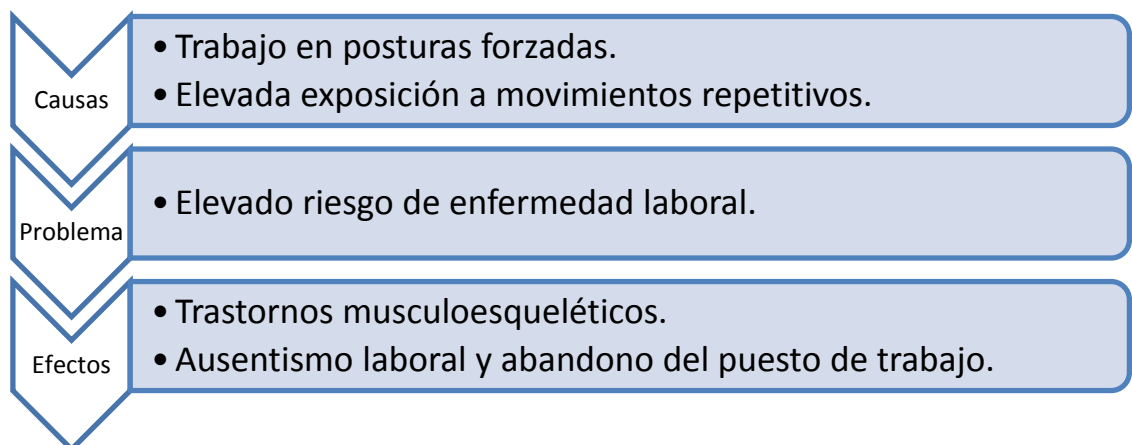
Como resultado de la exposición a posturas forzadas y movimientos repetitivos durante las jornadas habituales, se produce un incremento al riesgo de sufrir enfermedades laborales (OMS, 2004) como se muestra en la tabla 1.1. Según la Dirección de Riesgos del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS), las afecciones profesionales con mayor tasa de incidencia hasta el 2012 fueron las vinculadas con el sistema óseo-muscular. La

Organización Internacional del Trabajo (OIT) recomienda un índice de salud y seguridad ocupacional de 80 sobre 100 puntos, pero de acuerdo al IESS, en el Ecuador el índice es de 20 puntos (El Comercio, 2014).

En consecuencia, la manifestación de trastornos musculoesqueléticos, también conocido como Lesiones por Esfuerzos Repetitivos (LER), debidos a la fatiga muscular local, son frecuentes en las profesiones que requieren el manejo de materiales (Valencia, 1986). Entre los síntomas comunes se encuentran la debilidad, el dolor o sensibilidad de los músculos afectados, calambres, entumecimiento y hormigueo; estas afectaciones no suelen estar aisladas, debido a que el trabajador suele compensar la dificultad para realizar el trabajo esforzando otros músculos y articulaciones (Roel, 1999). Sin embargo el uso de cinturones o fajas, para prevenir o reducir estas lesiones, han demostrado su efectividad en afecciones lumbares (NIOSH, 1995).

Por otro lado, la OMS considera que los TME son la principal causa del absentismo laboral (2004), es decir, el abandono del puesto de trabajo. Además, es necesario mencionar que la inasistencia no planificada del trabajador, denominada ausentismo, se puede deber a factores involuntarios como: una enfermedad o calamidad doméstica; o voluntarios como: poca motivación y/o adaptación en la realización de sus funciones, como resultado del malestar que su trabajo puede generar (Vicente, 2014).

Tabla 1.1 Descripción del problema.



Fuente: Elaboración Propia

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un equipo automático para realizar el paletizado de envases ovales de 425g en un arreglo de 11x8 envases y 28 capas de 44" x 56" (1120mm x 1420mm) con una producción de 96 latas por minuto.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar una banda transportadora de envases.
- Diseñar un acomodador para el arreglo de envases ovales.
- Diseñar una mesa de elevación de pallets.
- Diseñar un riel colocador de cartones.
- Diseñar un transportador de pallets.
- Analizar costos.
- Realizar planos ilustrativos.

1.3 Marco teórico

Esta sección describe el proceso de paletizado requerido para el envase oval, de forma independiente del método usado para lograrlo. El contenido mostrado a continuación forma parte de las observaciones realizadas por el autor, y han sido enumeradas para facilitar su comprensión:

1. Alimentación de envases.

El producto final se encuentra aproximadamente a 400mm sobre el nivel del piso, esta altura es inferior a la requerida para cualquier método de paletizado, la cual se desearía entre 1000mm a 2000mm. Por ello es necesario utilizar un transportador de envases, que comunique el final de línea de producción con la paletizadora.

2. Acumulación.

Toda línea requiere una acumulación de producto entre procesos, con el fin de evitar detener toda la línea en caso de ocurrir una parada de emergencia en un equipo. Es así que se da un tiempo prudencial, para realizar las reparaciones y ajustes necesarios para volver a operar con

normalidad. Una mesa de acumulación es requerida después de realizar la alimentación de envases y antes de proceder al arreglo, para asegurar de cumplir con este principio.

3. Arreglo.

En cada capa los envases requieren ser acomodados para asegurar la estabilidad del pallet, y así, poder garantizar la calidad del producto durante la distribución a los clientes. Existen diversos arreglos posibles, pero se usará el patrón alternado actual, que ha demostrado ser uno de los más simples, en la figura 1.3 se muestra mencionado arreglo.

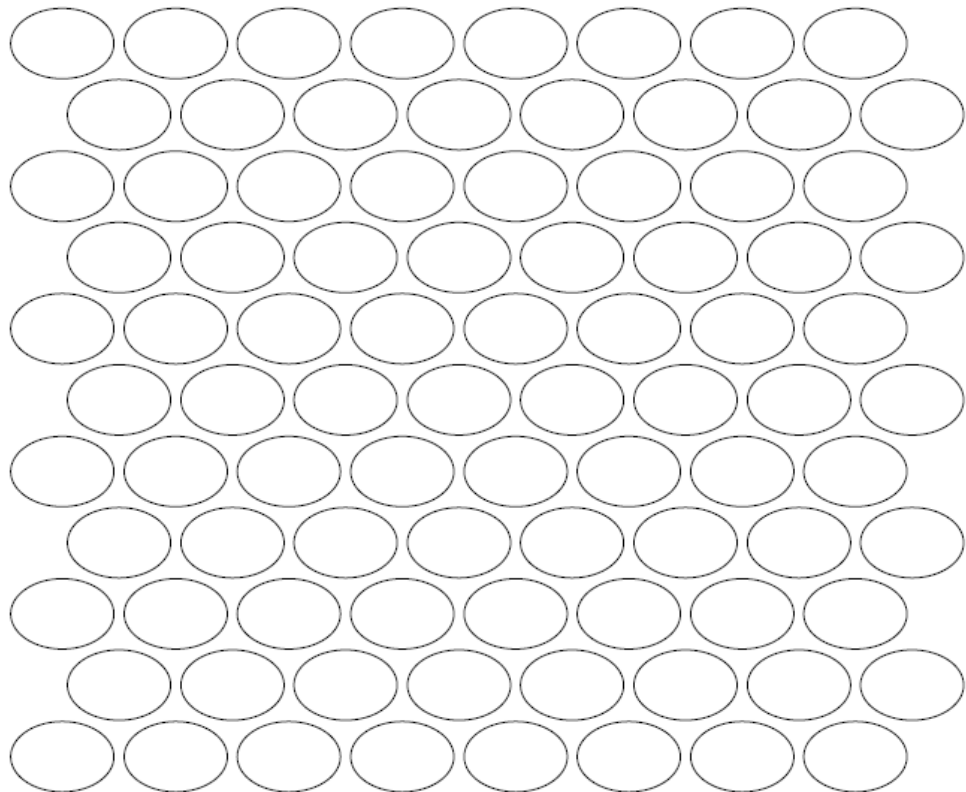


Figura 1.3 Patrón Alternado para Arreglo de Envases

Fuente: Elaboración Propia

4. Descenso y elevación.

Como el pallet está formado por varias capas, se requiere realizar un desplazamiento vertical ya sea del pallet o de la capa que se ha formado.

Este proceso sólo es aplicable a procesos automáticos y semiautomáticos, no así al manual.

5. Cartón separador.

Entre cada capa se ubica un cartón separador, además de uno al inicio y al final del pallet. Mencionado proceso lo puede realizar una persona si la actividad se realiza de forma manual, o lo puede realizar un mecanismo que sujeta el cartón por medio de ventosas, transportándolo desde un bulto hasta el pallet.

6. Descarga.

Cuando el pallet se encuentra completamente formado, se retira con una carretilla hidráulica manual para brindar acceso a un pallet vacío. Parte de este proceso puede automatizarse, transportando el pallet fuera del equipo.

7. Alimentación de pallets.

Cuando un pallet lleno es retirado, uno vacío debe de ocupar su lugar inmediatamente. Los pallets deberían ser almacenados cerca de la paletizadora, para que un operador o el mismo equipo puedan realizar esta actividad.

El proceso debería de concluir con la colocación de una cubierta o un marco de madera sobre el pallet lleno, y con la envoltura del conjunto usando un film plástico como se muestra en la figura 1.4; sin embargo este proceso no ha demostrado generar problemas y puede ser realizado por el operador de la paletizadora o por otro trabajador.

Es así que con estos siete pasos se describe de forma simple todas las actividades que son requeridas para realizar el proceso de paletizado de envases ovales, en el siguiente capítulo se introducirá más información sobre estas operaciones y los equipos que lo realizarán.

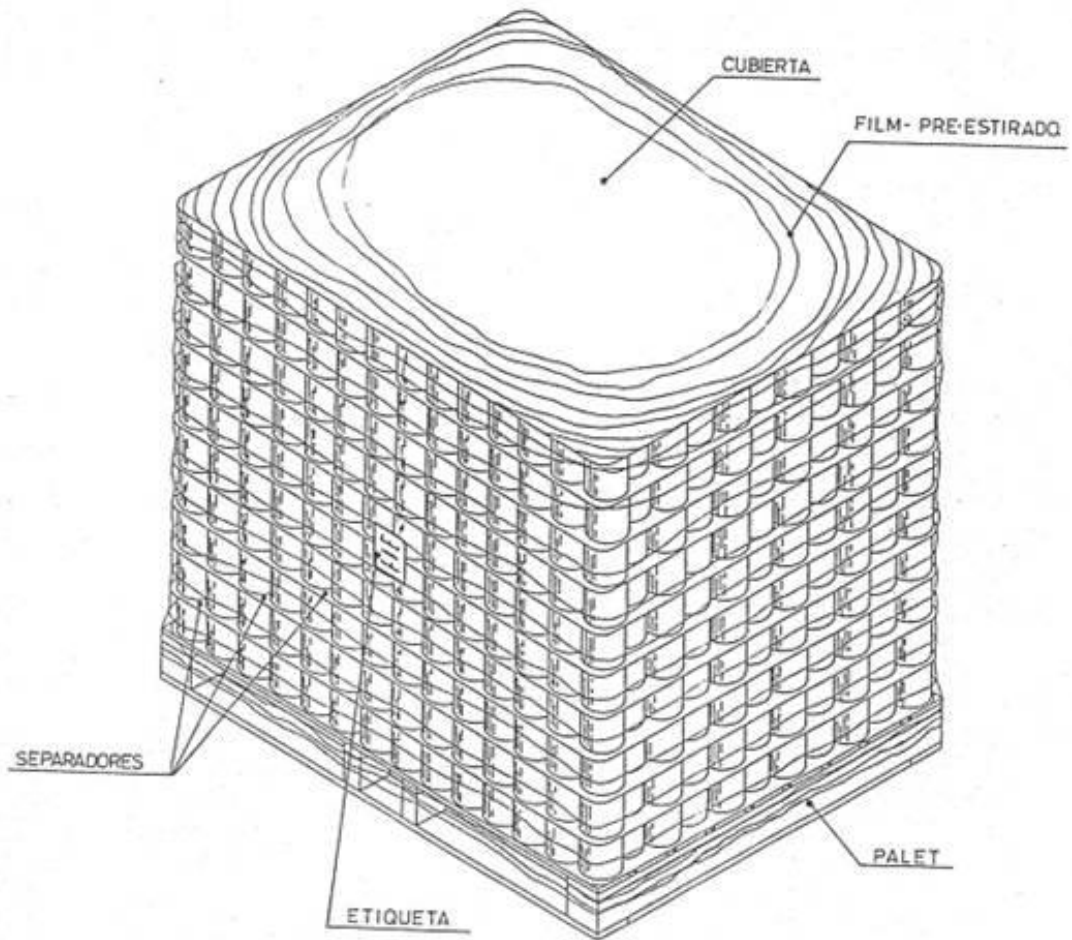


Figura 1.4 Conjunto Paletizado

Fuente: (Mundolatas)

1.4 Alternativas de solución.

En esta sección se plantea 3 posibles alternativas para realizar el proceso de paletizado, ellas eliminan el problema descrito al inicio de este capítulo. En cada opción se describirán las aplicaciones, ventajas y limitaciones de los procesos, con el propósito de realizar una matriz de decisión que permita escoger la alternativa más factible.

La alternativa seleccionada será la que se desarrollará en los siguientes capítulos, describiéndose su funcionamiento, operaciones y las partes que conformarán al equipo y todo el proceso requerido para el diseño de estas. Es necesario recordad que lo expuesto a continuación es más un análisis cualitativo de las posibles opciones a considerar.

1.4.1 Descripción de alternativas.

- Paletizadora semiautomática

Como se muestra en la figura 1.5, la alimentación se realiza por medio de una banda transportadora hasta una mesa de acumulación inclinada, en donde dos operadores deben ordenar los envases de forma manual sobre el pallet. Cuando una capa es finalizada los operadores sitúan encima el cartón separador, entonces se pulsa un botón para descender el pallet un nivel por medio de un mecanismo de tijeras, y así para dar acceso a la formación de la siguiente cama.

Por otro lado, la alimentación de pallets vacíos se realiza de forma manual sobre la mesa elevadora, y la descarga del pallet lleno se efectúa con una carretilla hidráulica manual, por debajo de la mesa que sostiene el bulto de cartones de separación.

Este equipo se caracteriza por ser sencillo, aspecto que se ve reflejado en costos de instalación y mantenimiento bajos. Además, posee menos mecanismos auxiliares, necesitando un espacio reducido en comparación con equipos completamente automatizados; sin embargo como se puede apreciar la mesa de acumulación requiere tener dimensiones grandes para brindar a los operadores tiempo suficiente para sustituir el pallet.

Como se requiere la intervención de dos operadores, el costo operativo puede resultar elevado, debido a que el consumo energético no es significativamente inferior a los equipos automatizados. Además, los trabajadores limitan el incremento en la producción. Sin embargo, un aspecto positivo a considerar, es la facilidad para realizar el control de calidad y la inspección visual del producto.

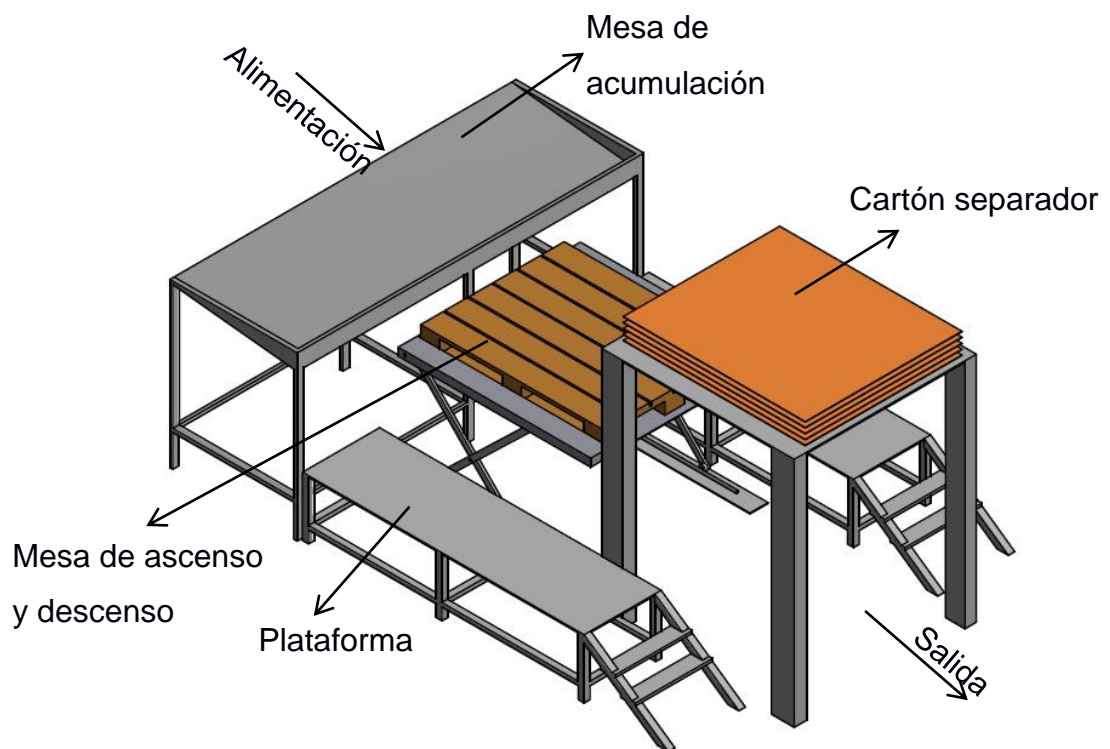
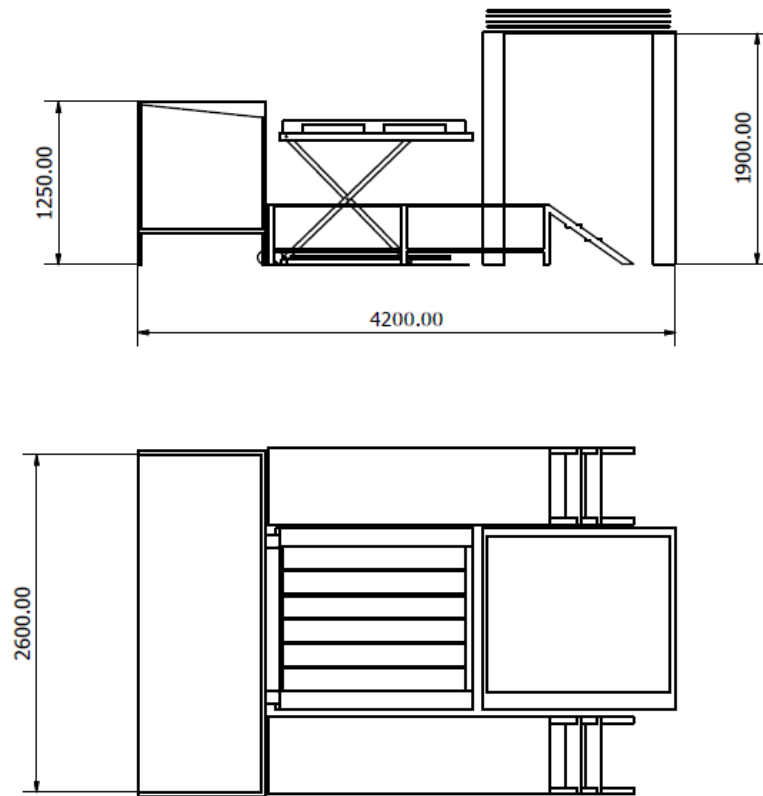


Figura 1.5 Paletizadora Semiautomática

Fuente: Elaboración Propia

- Paletizadora automática de nivel alto

Como se muestra en la figura 1.6, la alimentación se realiza a un nivel alto por medio de una banda transportadora a aproximadamente a 2400 mm, este tipo de banda puede tener una inclinación de hasta 90° debido al uso de imanes. El producto es almacenado en una banda de acumulación, y posteriormente ordenado fila por fila por mecanismos neumáticos hasta formar una capa sobre la mesa de elevación, después esta mesa desplaza lateralmente una plancha por debajo del depósito de cartones, dejando caer los envases sobre el pallet, finalmente se produce el descenso del pallet por medio de cadenas.

Mientras tanto, el cartón separador está almacenado en la parte superior del equipo, y es ubicado sobre cada capa por medio de ventosas que se desplazan sobre un riel. Además, la alimentación de pallets vacíos y la descarga es completamente automática, brindando el acceso a carretillas manuales.

El equipo consta de muchos mecanismos auxiliares, y su precio puede ser elevado, tanto en la fabricación como en el mantenimiento; sin embargo, no ocupa tanto espacio, porque no requiere de una mesa de acumulación de grandes dimensiones; sin embargo sería necesario agregarle una escalera y una plataforma de servicio, por lo que las cotas mostradas pueden incrementarse al menos en 600 mm en cualquier lado.

Para su operación sólo requiere un trabajador que supervise el funcionamiento, y que realice la inspección visual para el control de calidad. Debido a esto su costo operativo es inferior.

Otra ventaja es que puede diseñarse para una producción superior a la actual hasta 200 productos por minuto, debido al poco tiempo que consume cada movimiento. (Columbia, 2009).

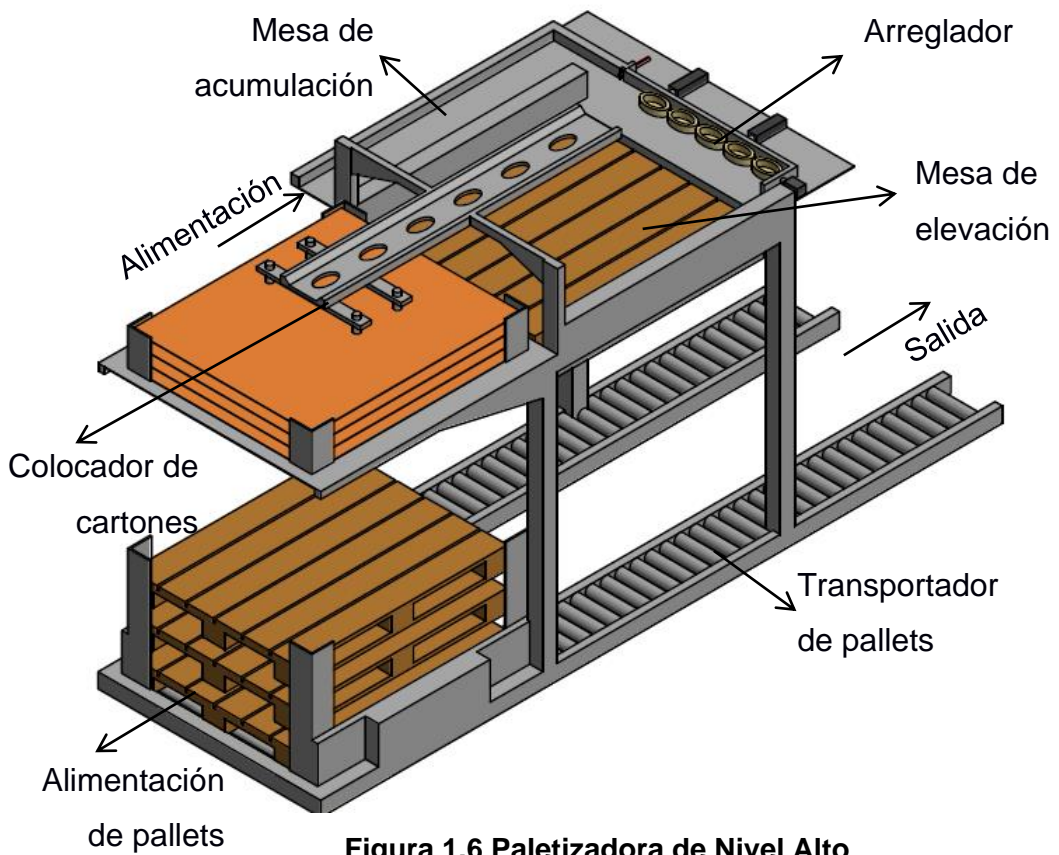
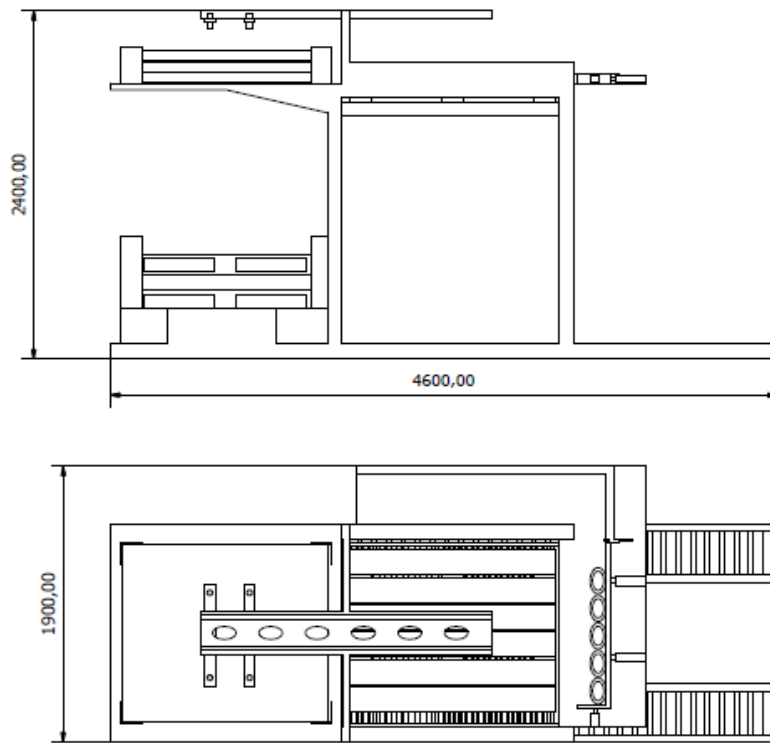


Figura 1.6 Paletizadora de Nivel Alto

Fuente: Elaboración Propia

- Paletizadora automática a nivel del piso.

Cumple con todas las características de la paletizadora de nivel alto, pero con una importante excepción: El producto es alimentado a una altura inferior (800 mm), por ello la mesa de acumulación debe de realizar el desplazamiento vertical y horizontal, y no el pallet como se visualiza en la figura 1.7 (Columbia, 2009).

Es decir, cuando una capa se ha formado sobre la mesa de elevación, esta mesa debe descender o ascender, dependiendo de la posición que dicha capa ocupa en el pallet, es así que para la primera capa, la mesa requiere bajar hasta el pallet vacío, y de forma análoga, para la última capa requiere subir. Esto se traduce en que los desplazamientos verticales no son iguales para cada capa, incrementándose entre más alejada esté dicha capa de la posición de reposo de la mesa elevadora.

Esta característica incrementa el espacio necesario para instalar el equipo; y también limita la producción hasta valores inferiores a la de alto nivel, consecuencia de los movimientos verticales de ida y retorno que realiza la mesa.

Sin embargo, tiene dos ventajas: permitir realizar la inspección visual en la mesa de acumulación, debido a que el pallet se encuentra en una jaula durante todo el proceso hasta su descarga; y no requiere de una escalera de servicio para realizar reparaciones y ajustes.

Este tipo de equipos es muy común verlos en diferentes industrias, paletizando cajas, sacos y otros objetos voluminosos, en donde su baja velocidad de producción no suele ser un problema. Sin embargo, se lo tomará en cuenta por que la producción de 96 latas por minuto se considera un valor reducido en comparación con las velocidades que logran otras líneas de producción.

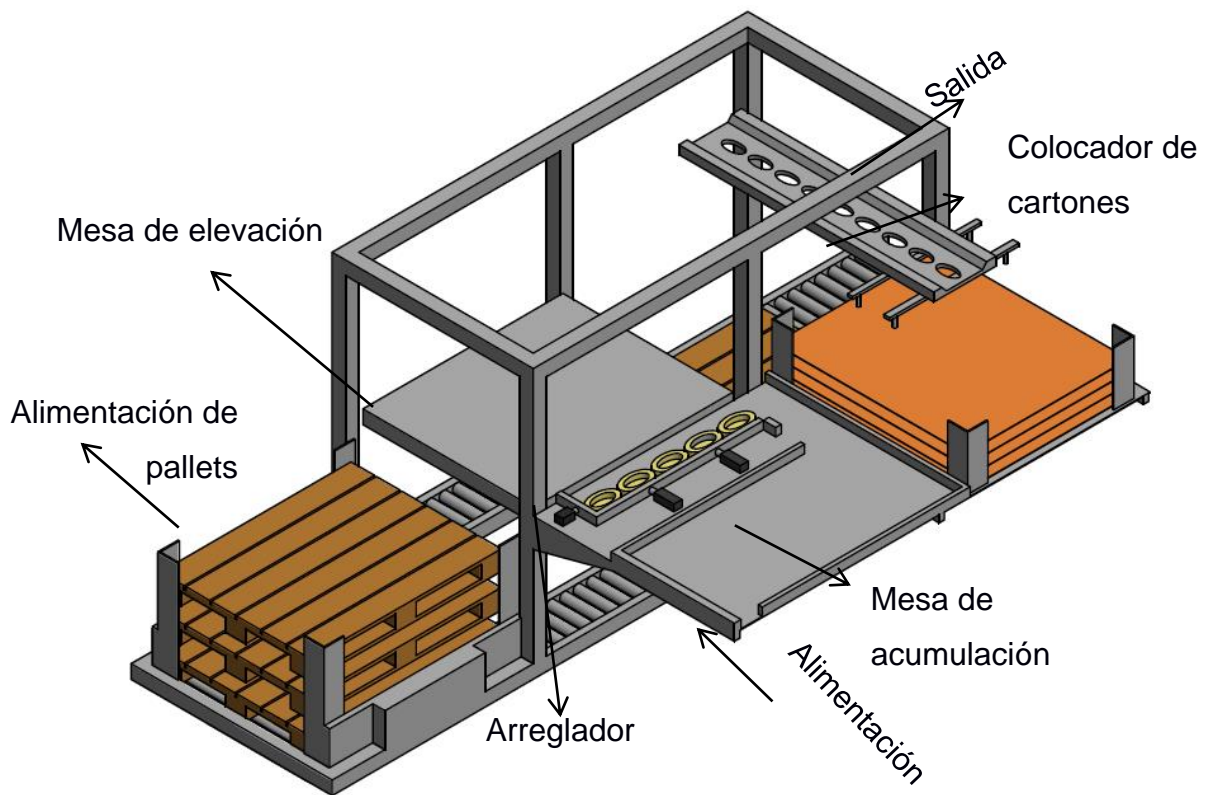
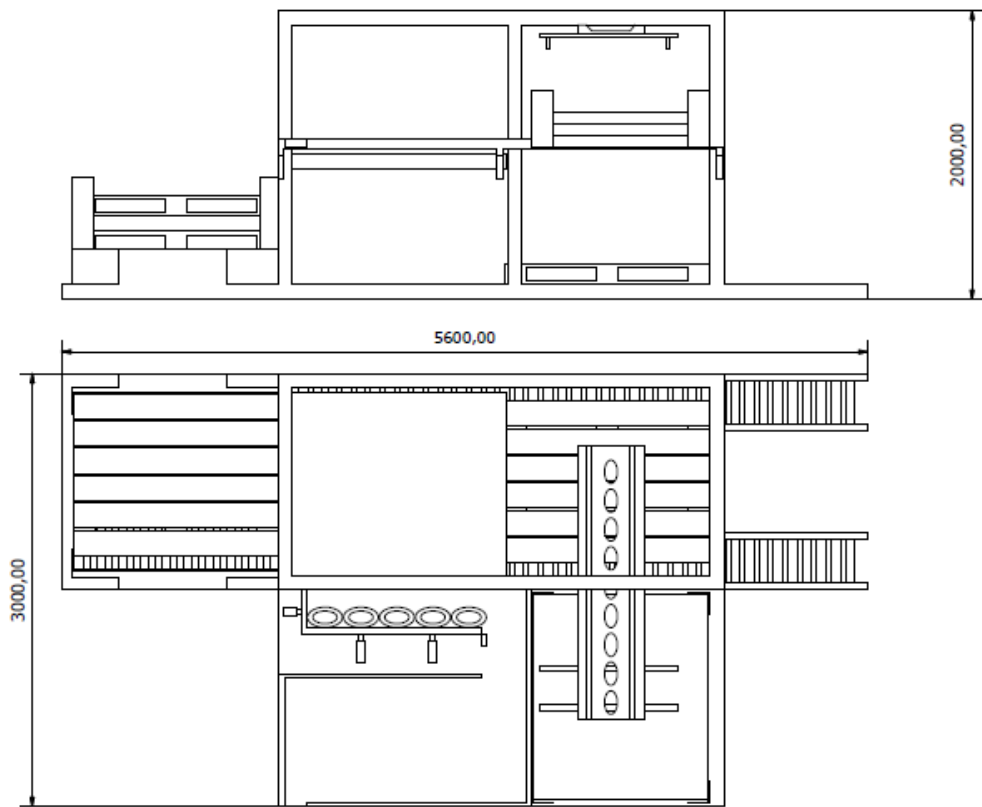


Figura 1.7 Paletizadora a Nivel del Piso

Fuente: Elaboración Propia

1.4.2 Criterios

Para analizar las alternativas se tendrá en cuenta 6 criterios: Costo de instalación, Mantenimiento, Espacio, Costo de operación, Flexibilidad y Control de calidad. La tabla 1.2 resume los criterios asignándole un valor porcentual a cada uno, la valoración está basada en su importancia de acuerdo a términos económicos.

Costo de instalación.- Este valor abarca el costo de fabricación del equipo, transporte e instalación. Teniendo en cuenta que este criterio corresponde a la inversión inicial asume un valor elevado, siendo el tercero en relevancia.

Mantenimiento.- Estima el costo de mantener el equipo operativo. Considerando que la empresa tiene equipos similares, entonces se puede asumir que cuenta con proveedores de repuestos y mano de obra calificada para realizar dichas actividades. Por consiguiente el valor de este criterio es muy inferior.

Espacio.- Indica el área que ocupa el equipo, no así la altura, la cual se considera de escasa importancia. Teniendo en cuenta que este proceso ya tiene designado un espacio físico, y que en caso de excederlo sería necesario modificar la distribución de las máquinas, entonces se considera que a este criterio como el segundo en importancia.

Costo de operación. - Es la suma de los costos operativos sin considerar el mantenimiento. Incluye la mano de obra y el consumo energético por año de operación. Como es de esperar, este criterio es el más significativo, dado que involucra la eficiencia de la línea, y determina una parte del costo final del producto.

Flexibilidad.- Es la capacidad de aumentar la producción de la línea en el futuro, pero, sin producir incrementos significativos en el costo de operación. En vista de que el diseño se realizará para la producción

actual, y teniendo en cuenta la dificultad para incrementar la producción de la línea, entonces la flexibilidad es de poca relevancia.

Control de calidad.- El producto final requiere muestreo para realizar el control de calidad, además, es preferible que al menos una persona pueda realizar inspección visual de todos los envases producidos. Sin embargo, esta actividad se puede trasladar a la banda transportadora o se puede realizar durante el acomodo de los envases, por consiguiente tiene la menor influencia de los criterios, similar al mantenimiento.

Tabla 1.2 Criterios de selección

Criterio	Valor
1. Costo de instalación.	20 %
2. Mantenimiento.	5%
3. Espacio.	25%
4. Costo de operación.	35%
5. Flexibilidad.	10%
6. Control de calidad.	5%
Total	100%

Fuente: Elaboración Propia

1.4.3 Selección de alternativa

Para realizar la matriz se debe declarar la ponderación de cada criterio, asignándole prioridades. La tabla 1.3 establece 4 posibles situaciones en las que se puede encontrar cada criterio, agrupados de forma cuantitativa en valores desde el cero hasta el diez.

Un valor entre cero y dos significa que la alternativa no cumple con el criterio evaluado, mientras que nueve y diez representa la completa satisfacción del criterio. Cabe recalcar que existe un matiz entre ambos extremos para clasificar el cumplimiento.

Tabla 1.3 Matriz de ponderación.

Ponderación	Valor
No cumple	0-2
Cumple ligeramente	3-5
Casi cumple	6-8
Cumple totalmente	9-10

Fuente: Elaboración Propia

A continuación la tabla 1.4 expone la matriz de decisión para el diseño de la paletizadora, en ella las alternativas se encuentran en la primera columna, mientras que los criterios están enumerados del 1 al 6 en la primera fila. En cada alternativa la ponderación obtenida es multiplicada por el valor del criterio y dividida para diez, de tal forma que al sumar estos seis resultados se obtiene el porcentaje que satisface la opción sobre un total del 100%.

Tabla 1.4 Matriz de decisión.

Alternativa	Criterio						Total
	1	2	3	4	5	6	
Semiautomática	10	9	8	5	3	10	70.0%
Automática de alto nivel	6	5	7	8	10	6	73.0%
Automática a nivel del piso	5	6	6	8	6	1	62.5%

Fuente: Elaboración Propia

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

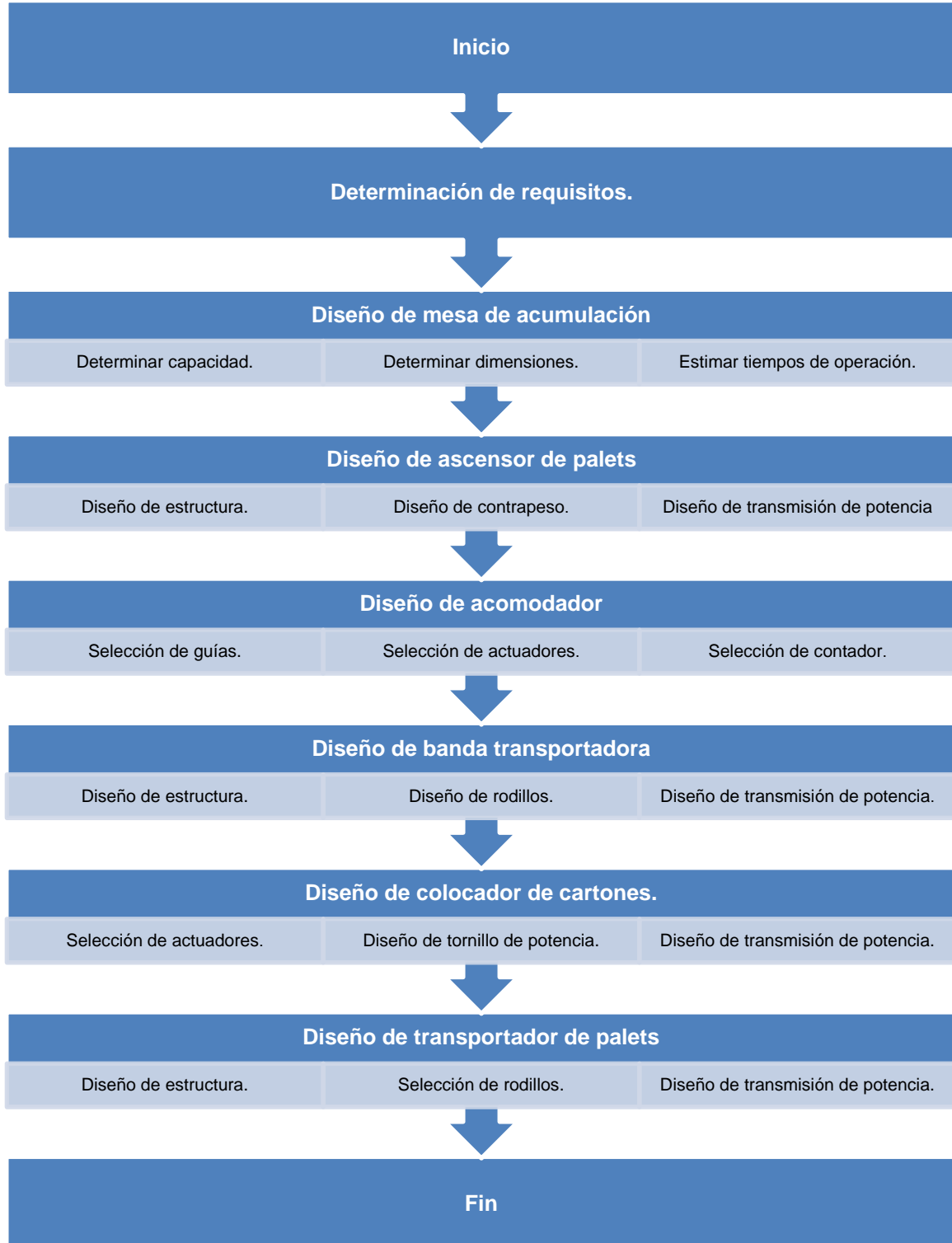


Figura 2.1 Metodología de Diseño
Fuente: Elaboración Propia

El proceso de diseño empieza con la determinación de los requisitos que el equipo debe cumplir (como se muestra en la figura 2.1), específicamente estos son: Capacidad de producción, dimensiones y seguridad. El orden del diseño es de adentro hacia afuera, de tal forma que primero se debe de diseñar la mesa elevadora y al final el transportador de pallets, sin tomar en consideración los equipos de automatización, esto se debe a que las dimensiones del pallet, los envases y el arreglo no son una variable. Siguiendo este método se evita realizar iteraciones por problemas dimensionales.

Como ya se ha mencionado, el equipo debe tener una sobreproducción, para asegurarla se estima el tiempo que tiene cada etapa del proceso para completarse, de esta forma se calcula una velocidad de operación de los componentes móviles, y en caso de ser necesario se tomará en cuenta la cinética en los mismos. Considerando lo anterior, se selecciona un mecanismo y se procede a realizar el diseño de forma de las piezas que lo conforman. Posteriormente este diseño debe considerar los tipos de cargas a las que el componente se ve sometido, puesto que cada elemento estandarizado está concebido para soportar diferentes tipos de carga o una combinación de ellas (Norton, 2011).

Concluidas las actividades previas, se calcula el valor de las cargas y se aplican sobre los elementos para determinar el máximo esfuerzo y su ubicación, a esta etapa de la denomina determinar el punto crítico. Luego se selecciona un material existente en el mercado nacional y se realiza la verificación del factor de seguridad, en caso de no ser un valor satisfactorio se debe de escoger un material con mayor resistencia, o incluso modificar el diseño de forma, con el fin de distribuir mejor las cargas aplicadas y disminuir los esfuerzos (Shigley, 2008). Sin embargo, tratándose de un producto liviano, como lo es un envase vacío, es muy probable que los factores de seguridad sean valores elevados y por ello no sea necesario realizar el proceso iterativo en la mayoría de los componentes.

Con respecto a la restricción espacial, se verifica que las dimensiones del equipo estén dentro de las cotas máximas. Se debe señalar que el diseño de forma

debería restringir estos valores, pero esa etapa no determina las dimensiones finales de cada pieza, por consiguiente, es posible que se produzcan pequeños incrementos del tamaño en cada uno de los elementos teniendo como resultado el aumento de las dimensiones.

Finalmente, como el equipo no va a soportar grandes cargas se determina la forma del bastidor, se verifican las dimensiones finales y se realizan los planos ilustrativos; a esta etapa se le denomina diseño final del equipo.

2.1 Bases y consideraciones de diseño

Esta sección reúne las suposiciones necesarias para el dimensionamiento del equipo en términos de producción, y los parámetros de los materiales a manejar.

2.1.1 Consideraciones

Dimensiones

El área que el equipo puede usar de 4.5 m x 2.5 m, la altura máxima es de 6 metros y no debería ser una restricción. Si el diseño es mayor al área actual sería necesario reubicar los equipos que se encuentran cerca, actividad poco deseable pero factible.

Producción

La producción actual en una línea es de 96 envases por minuto en una línea de producción, la planta de referencia cuenta con dos líneas; sin embargo, el producto final tiene diferentes tolerancias dimensionales, por ello no es posible realizar la mezcla de la producción durante el paletizado.

Se tiene que considerar que ningún equipo puede generar un cuello de botella en la producción, en caso de ocurrir una detención este equipo se sobredimensionará con una capacidad 5% superior a la línea, de esta forma será capaz de retomar la producción si se llegase a presentar una

falla en él. Considerando esto también es necesario dimensionar la mesa de acumulación, para que pueda almacenar el producto mientras se realizan actividades de reparación; de esta manera se debería de asegurar que el equipo pueda estar detenido por lo menos 2 minutos, antes de obligar a toda la línea a detenerse.

2.1.2 Parámetros

Masa del envase

La masa varía poco entre envases de una línea, a partir de los registros realizados por un departamento de control de calidad se seleccionará la máxima masa para tener un valor conservador, el cual es de 40.0 ± 0.1 [g].

Masa del cartón

El cartón separador es un cartón gris con doble forro de papel Kraft, sus dimensiones deben ser al menos 2mm mayores al pallet usado. La masa estimada de este producto es de 400 gramos.

Tipo y dimensiones del pallet

Existen diversos tipos de pallet en el mercado, cada uno puede adquirir diferentes dimensiones de acuerdo al material almacenado. No se realizarán cambios en pallet usado actualmente, el cual es de 4 entradas, abierto de base triple, con dimensiones de 44" x 56" x 4,5" (1120mm x 1420mm x 115mm) como se muestra en la figura 2.2.



Figura 2.2 Pallet de 4 Entradas, Abierto con Base Triple

Fuente: (Rotom)

2.2 Estimación de velocidades y tiempos.

En la tabla 2.1 se exponen los movimientos que realiza el equipo durante la operación; cada movimiento tiene asignada una variable, se encuentran en orden de ejecución y divididos en dos grupos. El primer grupo, denominado tiempo por capa, es el conjunto de desplazamientos requeridos para formar una capa completa; mientras que el segundo grupo, es el tiempo necesario para realizar la descarga de un pallet lleno y alimentar uno vacío, para formar la primera capa de este último. Considerando la producción establecida de 102 LPM (latas por minuto) es necesario dividir el tiempo disponible en todas las actividades requeridas para realizar el proceso de paletizado, este es el objetivo de la siguiente tabla.

Tabla 2.1 Estimación de tiempos

Grupo	Descripción	Variable	Tiempo (s)	Velocidad media (mm/s)	Objeto
Tiempo por capa	Subida de barrera	t ₀	0,40	100,00	Barrera
	Bajada de barrera	t _{0'}	0,20	200,00	
	Banda transportadora	t ₁	2,00	560,00	Banda
	Empuje de fila con barra	t ₂	1,10	100,00	Barra
	Retroceso de barra	t _{2'}	0,55	200,00	
	Avance de barra de arrastre	t ₃	20,00	75,00	Empujador
	Tiempo muerto entre capas	t ₄	5,05	--	--
	Ubicar cartón	t ₅	15,00	100,00	Mesa
	Descenso de mesa	t ₆	2,00	19,00	Placa
Tiempo de alimentación	Descenso final de mesa	t ₇	2,00	19,00	Mesa
	Transportador de pallet	t ₈	16,00	100,00	Transportador
	Ascenso de mesa	t ₉	33,00	38,00	Mesa
	Ubicar primer cartón	t ₁₀	0,80	--	Cartón
Tiempo por capa			51,8		
Tiempo de alimentación			51,8		

Fuente: Elaboración Propia

Profundizando más en el proceso de formación de una capa, una barrera sube y permanece arriba mientras la banda transportadora genera una fila, cuando

8 envases son contados la banda transportadora se detiene y la barrera desciende, entonces una barra puede empujar esta fila sobre la placa y retornar, este proceso se repite 11 veces hasta formar una capa. Cuando una capa es completada, la barra de arrastre empuja los envases desde la placa hasta el pallet, mientras se está formando la siguiente capa. Con la primera capa sobre el pallet, el colocador de cartones ubica un cartón separador encima de la primera capa y el pallet puede descender un nivel en espera de la siguiente capa.

Considerando una capacidad de producción de 102 envases por minutos en la paletizadora, el tiempo disponible para formar una capa de 88 envases es de 51.8 segundos, entonces el primer grupo debe sumar este valor para cumplir con los requisitos.

De manera similar, cuando el pallet ha completado 28 capas, el pallet desciende hasta el transportador, el cual lo descarga de la paletizadora y posiciona un pallet vacío sobre la mesa de elevación, entonces se realiza su ascenso hasta ubicarse debajo de la placa, todo esto mientras se forma la primera capa. Para este proceso, el tiempo disponible es igual al tiempo de formación de una capa, es decir 51.8 segundos.

2.3 Mesa de acumulación

Una mesa de acumulación es un dispositivo que almacena la materia prima que requiere un determinado proceso, en este caso la paletizadora tiene que asegurar una mínima cantidad de envases para evitar interrupciones en la línea. Para su dimensionamiento, se espera que la mesa de acumulación al 90% de su capacidad pueda abastecer a la paletizadora por más de 2.5 minutos cuando la línea de producción presente un inconveniente, y por ello sea necesario realizar ajustes o reparaciones menores en las máquinas y equipos previos al paletizado.

Para determinar la capacidad mínima, se asume que la mesa de acumulación deberá almacenar envases para llenar dos pallets, mientras la producción de

la línea se mantiene constante en 96 LPM y de la paletizadora en 102 LPM. La ecuación 2.1 determina el número mínimo de latas que debe almacenar la mesa de acumulación para cumplir con el enunciado anterior; esta toma en cuenta que la paletizadora consume 102 latas cada minuto, mientras a la mesa se le suministra 96 envases por minuto.

$$C_{\text{mín}} = \frac{N(C * F * L)}{P_p} * (P_p - P_l) \quad (\text{Ec. 2.1})$$

En donde:

$C_{\text{mín}}$: Capacidad mínima. [Número de latas]

N: Número de pallets. [2 pallets]

C: Número de columnas. [11 columnas]

F: Número de filas. [8 filas]

L: Número de capas. [28 capas]

P_p : Producción de paletizadora. [102 LPM]

P_l : Producción de línea. [96 LPM]

Aplicando la ecuación 2.1 y con los valores antes mencionados se obtiene una capacidad mínima de acumulación de 290 latas. Sin embargo, es deseable que la mesa pueda almacenar más que la cantidad mínima de envases, debido a que también puede fallar la paletizadora y no la línea de producción, para ello se asume un tiempo de reparación de 1.5 minutos, antes de que sea necesario detener toda la línea, y se calcula la capacidad real de la mesa de acumulación.

$$C_{\text{Ac}} = C_{\text{mín}} + (1.5 * P_l) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

En donde:

C_{Ac} : Capacidad de mesa de acumulación. [Número de latas]

Así se determina que la mesa de acumulación requiere de una capacidad de 434 latas para no generar un cuello de botella en la línea de producción. De esta manera el proceso de paletizado inicia cuando la mesa acumuladora ha alcanzado su capacidad mínima, y continua de forma ininterrumpida hasta paletizar dos pallets, entonces se apaga debido a que la mesa no tiene envases suficientes para satisfacer su producción. Este proceso se repite si la

producción se mantiene, caso contrario el tiempo que permanece encendida disminuye. Para determinar el tiempo necesario para lograr la capacidad mínima se utiliza la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{C_{\min}}{P_l} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

En donde:

t_c : tiempo de llenado a capacidad mínima. [Minutos]

Con la aplicación de la ecuación 2.3 se estima un tiempo de llenado de 3 minutos para la mesa de acumulación hasta lograr su capacidad mínima, cuando esto ocurre el equipo diseñado puede iniciar su operación. La verificación del tiempo de reparación de la línea de producción, cuando esta se detiene, se realiza usando la ecuación a 2.4 a continuación:

$$t_R = \frac{C_{\min}}{P_p} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

En donde:

t_R : tiempo máximo de reparación. [Minutos]

Bajo el supuesto de que la mesa de acumulación está a su capacidad mínima, el tiempo máximo para realizar reparaciones es de 2.84 minutos. En general, el tiempo que el equipo va a continuar operativo cuando la producción de la línea se detiene, es definido como la relación entre los envases disponibles en la mesa de acumulación y la producción de la paletizadora.

Como no se desea que la paletizadora trabaje en vacío, es necesario que el equipo conozca cuantos envases están disponibles en la mesa de acumulación; para ello se requieren dos sensores magnéticos, uno en la entrada de la mesa de acumulación y otro en la entrada de la banda transportadora. Del catálogo de AECO, una empresa que diseña y fabrica sensores industriales con presencia en Ecuador, se selecciona el modelo SMC-08 NO (AECO, 2016).

Además, si se asume que en la mesa de acumulación los envases se organizarán en un patrón similar al formado en una capa, como se muestra en la figura 1.3, se obtendrá el área mínima requerida para esta parte del equipo.

$$A_{\text{mín}} = \frac{C_{\text{Ac}} * 1.12 \text{ m} * 1.42 \text{ m}}{C * F} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

En donde:

$A_{\text{mín}}$: Área mínima de la mesa de acumulación. [m^2]

De esta manera se obtiene un área de la mesa de 7,80 m^2 .

2.4 Diseño de Ascensor de Palets

La función del ascensor de palets es descender el palet nivel a nivel mientras se forma cada capa, bajar el pallet lleno al transportador de rodillos, y ascender el pallet vacío en el inicio del proceso. Como lo muestra la figura 2.3 el conjunto está formado por una estructura rectangular que tiene cuatro orejas de izaje, dos de cada lado; cada oreja conecta una cadena que pasa con catalina, y en el otro extremo de la cadena se encuentra un contrapeso. El movimiento vertical se logra rotando las cuatro catalinas al mismo tiempo, para ello cada par de catalinas se conectan a un eje de transmisión que obtiene la potencia de un motorreductor.

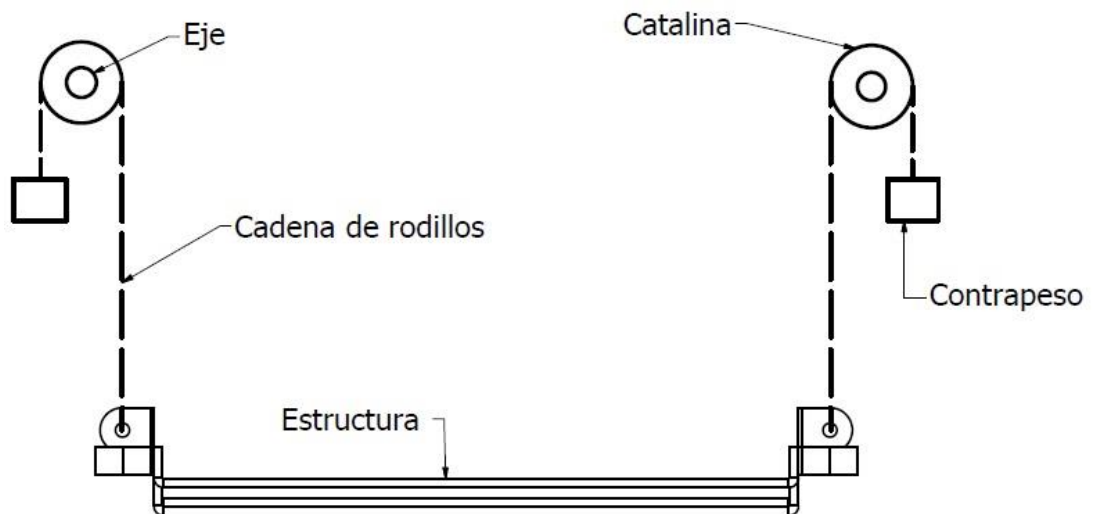


Figura 2.3 Ascensor de Palets

Fuente: Elaboración Propia

2.4.1 Estructura

La estructura es una rejilla rectangular cuya función es sujetar el pallet durante su movimiento vertical y transmitir esa carga a las catalinas. Como lo muestra la figura 2.4 está formado por seis varillas cuadradas de acero estructural, de tal manera que el pallet descansa sobre cuatro varillas, mientras que las otras dos tienen la función de evitar el desplazamiento lateral del pallet.

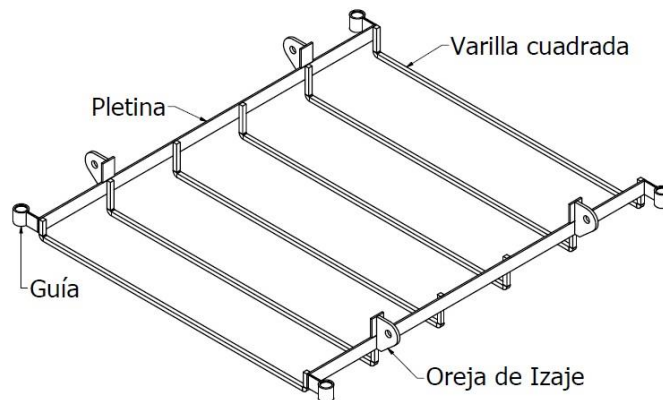


Figura 2.4 Estructura de Ascensor de Palets

Fuente: Elaboración Propia

El método de diseño consiste en determinar si cada varilla de 15 mm de lado es capaz de soportar el esfuerzo estático aplicado. Entonces la carga producida por el peso varía desde cero hasta la suma de las cargas, que incluye el peso del pallet, el contenido del pallet y el peso de la estructura. Para determinar la carga de máxima se suma el peso de todos los componentes con la siguiente ecuación:

$$W_1 = g * [(l+1) * m_c + (c * f * l) * m_e + m_p + m_{est}] \quad (\text{Ec. 2.6})$$

En donde:

W_1 : Peso de pallet lleno. [N]

g : gravedad a nivel del mar. [9.8 m/s²]

m_c : masa del cartón separador. [0.40 kg]

m_e : masa del envase. [0.04 kg]

m_p : masa del pallet. [25.00 kg]

m_{est} : masa de la estructura. [18.75 kg]

Mediante la aplicación de la ecuación 2.6 se estima una carga total de 1508.32 Newton. Sin embargo, al tratarse de envases vacíos, la carga máxima es pequeña y es probable que un análisis por fatiga no sea requerido, por ello el diseño será estático.

Como lo muestra la figura 2.2 el pallet tiene tres travesaños de madera sobre los que se apoya, la carga es aplicada por estos tres travesaños sobre las cuatro varillas centrales que conforman la estructura. Entonces la carga está aplicada sobre tres puntos en cada varilla, esto se visualiza mejor en la figura 2.5. Además se considera que las orejas de izaje son los apoyos y se encuentran soldadas sobre una pletina de 40mm x 6mm, y que además están ubicadas en la misma posición que dos de las cuatro varillas que soportan la carga.

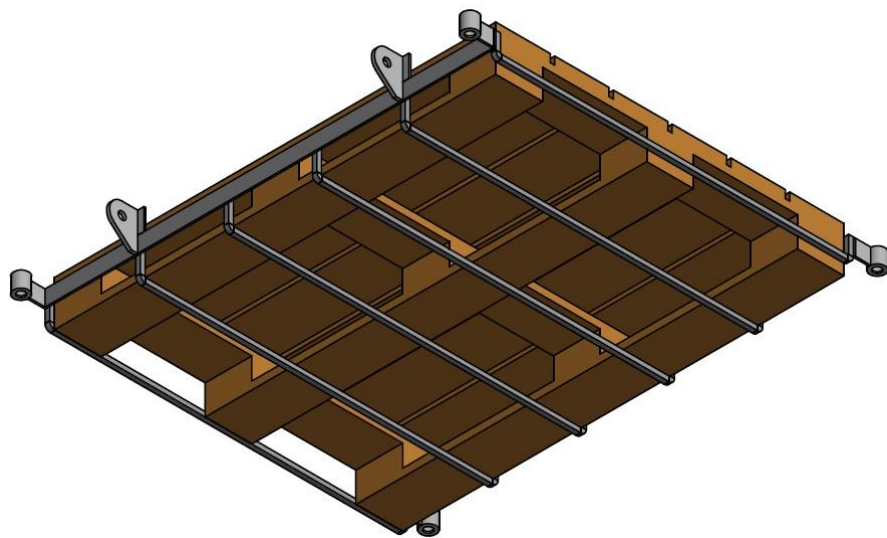


Figura 2.5 Palet y Ascensor

Fuente: Elaboración Propia

De esta manera el modelo a usar es una viga simplemente apoyada en sus extremos y sujeta a flexión pura, con tres cargas puntuales, cada una igual a un doceavo del peso máximo a soportar. El diagrama de carga, y el de momentos flectores se muestran en las figuras 2.6 y 2.7 respectivamente.

El gráfico 2.6 muestra una viga simplemente apoyada de 1.12 metros de longitud con tres cargas puntuales equidistante de 125.70. Los apoyos se encuentran a 75 mm de los extremos, que al tratarse de una viga simplemente apoyada genera dos reacciones idénticas e iguales a 188.55 Newton.

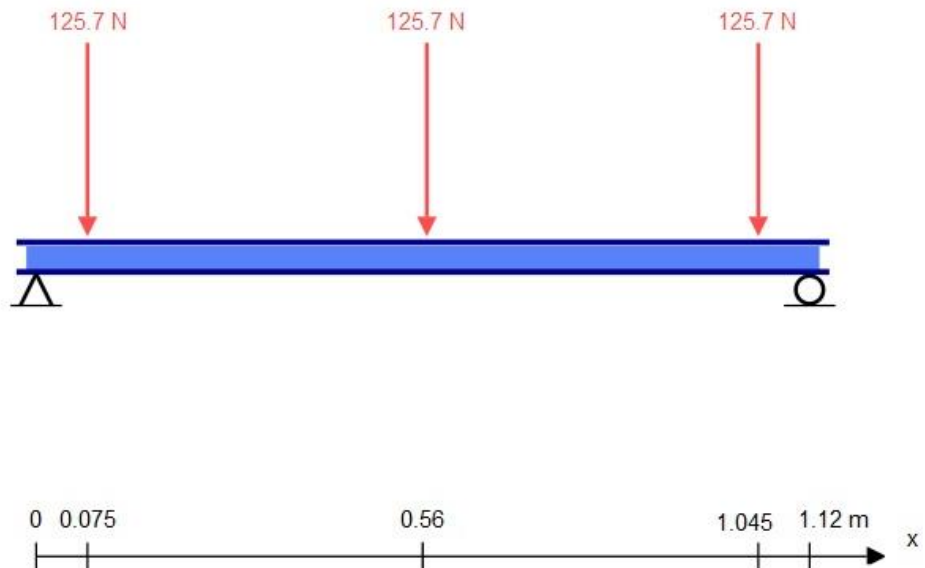


Figura 2.6 Gráfico de Carga sobre Varilla

Fuente: Software SkyCiv

Finalmente la figura 2.7 es el diagrama de momentos flectores, el máximo valor obtenido es de 44.62 Nm exactamente en la mitad de la viga; mientras que los valores mínimos son 0 Nm, ubicados en los apoyos.

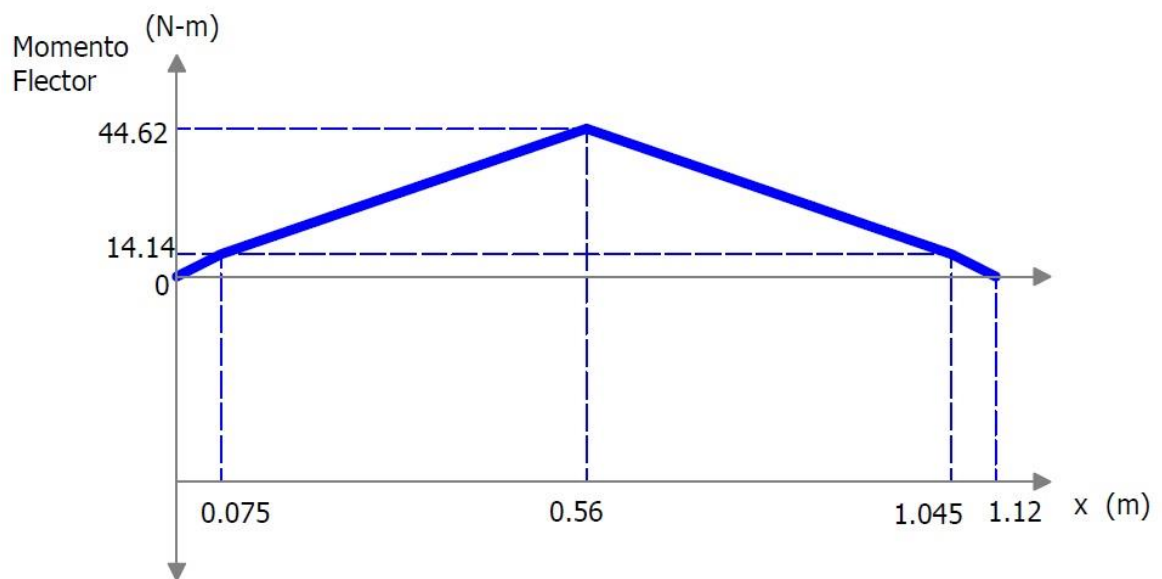


Figura 2.7 Diagrama de Momentos Flectores Varilla

Fuente: Software SkyCiv

El máximo esfuerzo en la viga se encuentra en el centro de la misma, y es debido al momento máximo producido por la carga distribuida, de esta forma el esfuerzo para carga estática está determinado por la ecuación 2.7.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \frac{L_v}{2}}{\frac{L_v^4}{12}} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

En donde:

σ_{\max} : Esfuerzo máximo en la varilla. [MPa]

M_{\max} : Momento máximo. [44620 N mm]

L_v : Lado de la varilla. [15 mm]

Resolviendo en la ecuación 2.7 con estos valores obtenemos un esfuerzo máximo de 79.32 MPa. El factor de seguridad estático se determina con la relación entre la resistencia mínima a la fluencia y el esfuerzo máximo determinado anteriormente, que al tratarse de un perfil laminado estructural es un acero A-36 según la Sociedad Americana de Ensayos de Materiales (ASTM, por sus siglas en inglés) (DIPAC, 2016).

$$n_s = \frac{\sigma_{y A36}}{\sigma_{\max}} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

En donde:

n_s : Factor de seguridad estático.

$\sigma_{y 36}$: Esfuerzo mínimo de fluencia. [250 MPa]

A partir del resultado de la ecuación 2.7, y utilizando la ecuación 2.8 se determina que el factor de seguridad estático es de 3.15; Otros perfiles de menores dimensiones podrían lograr un factor de seguridad menor, sin embargo, debido a su reducida área no asegurarían un apoyo satisfactorio del pallet sobre la varilla.

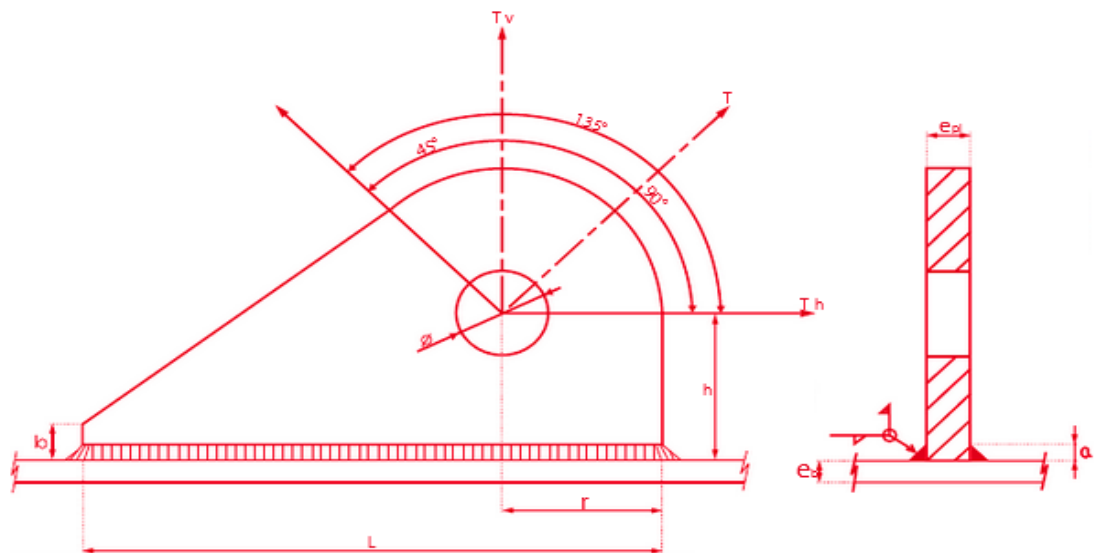
2.4.2 Elemento de unión

Para unir la estructura de la mesa a las cadenas se requiere la selección de orejas de izaje que soporten cargas paralelas al metal base de

sujeción; sus dimensiones, la carga máxima de trabajo y la unión permanente requerida se muestra en la tabla 2.2. En donde la dirección de la carga requerida está representada por la variable T_h , y el orificio por la letra ϕ .

Tabla 2.2 Orejas de izaje, dimensiones y cargas máximas

Carga Ton. Métricas	L mm	E_{pl} mm	h mm	r mm	Φ mm	Φ Grillete mm	a mm	b mm	E_b mm	Peso ka	Grillete
3	120	10	50	40	25	19,1	6	20	5	0,55	5/8"
6	180	14	60	60	30	25,4	7	20	7	1,60	7/8"
8	200	16	70	60	32	28,7	9	20	8	2,10	1"
11	240	18	70	70	40	35,1	10	20	10	3,00	1 1/4"
15	290	22	80	80	46	41,4	12	20	12	5,00	1 1/2"
23	350	28	90	90	56	50,8	14	20	14	8,50	1 3/4"
32	400	30	110	120	62	57,2	16	30	16	12,90	2"
50	530	32	140	150	75	69,9	20	30	18	24,70	2 1/2"



Fuente: SalfIndustrial

Considerando que cada oreja debe soportar el 25% de la suma entre la masa del pallet y la masa de la estructura como lo refleja la ecuación 2.9, el elemento seleccionado de la tabla 2-2 es el primero, debido a que es capaz de soportar hasta 3 toneladas métricas de carga con un cordón de soldadura de 6 mm de pie.

$$W_2 = \frac{0.25 (W_1)}{g} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

En donde:

W_2 : Carga sobre oreja de izaje. [kg]

Reemplazando los valores en la ecuación 2.9 la carga aplicada sobre cada oreja es de 38.48 kg, lo que equivale a 0.0385 Ton. En comparación con los valores presentados en la tabla 2.2 se obtiene un factor de seguridad mayor a 77.

Las dimensiones de esta oreja presentan ciertas complicaciones en su instalación, primero su longitud es de 120 mm, valor superior a los 50 mm que tienen las pletinas que la van a soportar, debido a esto es necesario soldar una pieza de metal para completar esta longitud. Además su cordón de soldadura se reducirá hasta una garganta de 4 mm, debido que no se requiere soportar la carga máxima de tres toneladas.

2.4.3 Transmisión de cadenas

Para elevar la mesa se requiere 4 cadenas con sus respectivas catalinas, dos catalinas concéntricas estarán acopladas a un eje de transmisión que recibirá la potencia de un conjunto motorreductor, es decir, se requieren dos ejes y dos motorreductores para producir el movimiento. Cada cadena sujetará una oreja en la mesa en uno de sus extremos, mientras que el otro tendrá un contrapeso que disminuirá la inercia requerida para iniciar el movimiento.

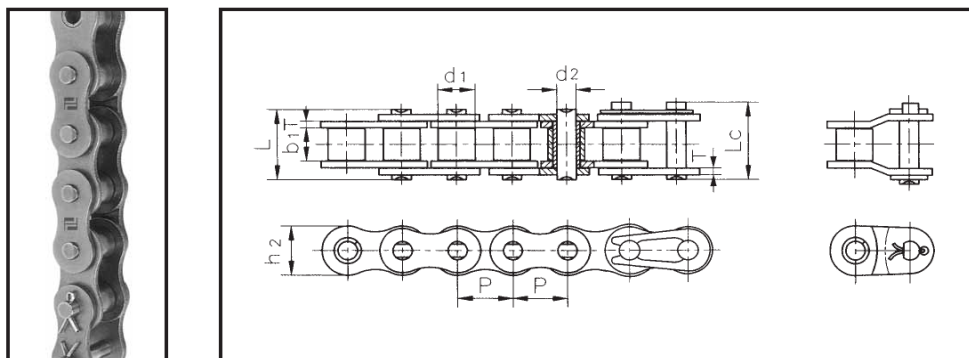
El diseño de cadenas se encuentra normado por la Asociación Americana de Cadenas (ACA, por sus siglas en inglés) en ella se distingue diversos tipos de cadenas con sus respectivas aplicaciones, pero se pueden agrupar en tres: Cadenas para transmitir potencia, para manejo de materiales, y cadenas de carga. Debido a su aplicación una cadena para producir elevación entraría en la categoría de cadena de carga, sin embargo están diseñadas para usar poleas y soportar grandes esfuerzos, de acuerdo al ACA su resistencia está dada por el fabricante y se suele medir en toneladas, entonces tratándose de cargas muy por debajo de estos valores se utilizará cadenas para transmisión de potencia, muy

comunes en el mercado nacional, las cuales tienen resistencias a la tensión más acordes a la aplicación de este proyecto (ACA, 2006).

Selección de cadena de rodillos

La cadena de rodillos es un elemento sujeto a tensión, y cada fabricante detalla la resistencia máxima a la tracción que pueden sufrir, este valor será el referencial para su selección. En términos generales una cadena de rodillos estándar puede cumplir con dos normas la ISO y la ASA, existiendo poca diferencia entre ambas y considerando que la norma ASA es la más aplicada en la industria nacional se la utilizará como referencia. La carga que transmite la cadena es la misma que soporta una oreja de izaje, y por ello se utilizará la ecuación 2.9 para proceder a la selección de acuerdo a la tabla 2-3.

Tabla 2.3 Cadenas con rodillos de precisión simples, pasos cortos (Serie ASA)



DIN ISO N° Cadena	ANSI N° Cadena	Paso	Diámetro del rodillo	Longitud entre las placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador		Profundidad de la placa interior	Resistencia max. a la tracción	Resistencia media a la tracción	Peso por metro
DIN ISO Chain No.	ANSI Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length		Inner plate depth	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter
N° de chaîne DIN ISO	N° de chaîne ANSI	Pas	Diamètre du rouleau	Largeur entre les plaques intérieures	Diamètre de la goupille	Longueur de la goupille		Profondeur de la plaque intérieure	Résistance maximum à la traction	Résistance moyenne à la traction	Poids par mètre
		P mm	d1 max mm	b1 min mm	d2 max mm	L max mm	Lc max mm	h2 max mm	Q min kN	Qo kN	q kg/m
*04C-1	*25	6,35	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	6,00	3,50	4,40	0,15
*06C-1	*35	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	9,00	7,90	9,80	0,33
85-1	41	12,70	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	9,91	6,67	11,80	0,41
08A-1	40	12,70	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	12,00	14,10	17,00	0,62
10A-1	50	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	15,09	22,20	26,40	1,02
12A-1	60	19,05	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	18,00	31,80	38,80	1,50
16A-1	80	25,40	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	24,00	56,70	64,90	2,60
20A-1	100	31,75	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	30,00	88,50	101,80	3,91
24A-1	120	38,10	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	35,70	127,00	147,00	5,62
28A-1	140	44,45	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	41,00	172,40	197,70	7,50
32A-1	160	50,80	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	47,80	226,80	260,20	10,10
36A-1	180	57,15	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	53,60	280,20	327,80	13,45
40A-1	200	63,50	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	60,00	353,80	405,00	16,15
48A-1	240	76,20	47,63	47,35	23,81	95,50	103,00	72,39	510,30	585,40	23,20

Fuente: TransLink

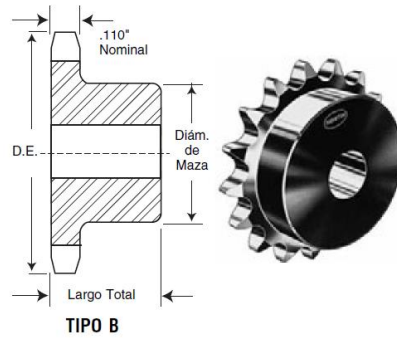
La cadena N° 25 del Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI, por sus siglas en inglés) ubicada en la primera fila de la anterior tabla soporta 3.50 kN a la tracción, lo que equivale a 357 kg aproximadamente, con ella se satisface los requerimientos en términos de carga máxima, sin embargo sus dimensiones son pequeñas en comparación con el espesor de las orejas de izaje, y un elemento adaptador de vuelve necesario.

Selección de catalina

A partir de la cadena de rodillos se selecciona una catalina que cumpla con la misma norma, debido a ello se tiene constancia de que soportará la carga aplicada en la cadena tratada en el literal anterior. El único criterio de diseño a definir es el número de dientes, lo que se traduce a un diámetro exterior de la catalina; conociendo que un contrapeso será instalado en el otro extremo de la cadena se desecharía un diámetro mayor a 100 mm, para evitar el contacto entre este y la mesa elevadora sin la necesidad de una guía.

Tabla 2.4 Catalina N°25 sencillo, tipo B.

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Máx.	Diámetro	Largo Total	
9	25B9	.837	B	¼	¼	⅞	½	.03
10	25B10	.919	B	¼	¼	¾	½	.03
11	25B11	1.002	B	¼	⅝	⅞	½	.04
12	25B12	1.083	B	¼	¾	¾	½	.06
13	25B13	1.167	B	¼	⅞	⅞	½	.07
14	25B14	1.246	B	¼	¾	⅞	½	.08
15	25B15	1.326	B	¼	¾	⅞	½	.10
16	25B16	1.407	B	¼	¾	⅞	½	.12
17	25B17	1.487	B	¼	¾	1½	½	.14
18	25B18	1.568	B	¼	¾	1½	½	.16
19	25B19	1.648	B	¼	⅞	1½	½	.19
20	25B20	1.729	B	¼	¾	1½	¾	.25
21	25B21	1.809	B	¼	¾	1¾	¾	.28
22	25B22	1.889	B	¼	⅞	1¾	¾	.31
23	25B23	1.969	B	¼	1	1½	¾	.32
24	25B24	2.049	B	¾	1	1½	¾	.33
25	25B25	2.129	B	¾	1	1½	¾	.34
26	25B26	2.209	B	¾	1	1½	¾	.35
28	25B28	2.369	B	¾	1	1½	¾	.36
30	25B30	2.529	B	¾	1	1½	¾	.38
32	25B32	2.688	B	¾	1	1½	¾	.40
35	25B35	2.928	B	¾	1	1½	¾	.50
36	25B36	3.008	B	¾	1	1½	¾	.50
40	25B40	3.327	B	¾	1¾	2	¾	.53
42	25B42	3.486	B	¾	1¾	2	¾	.56
45	25B45	3.725	B	¾	1¾	2	¾	.56
48	25B48	3.964	B	¾	1¾	2	¾	.56
54	25B54	4.442	B	¾	1¾	2	¾	1.00
60	25B60	4.920	B	¾	1¾	2	¾	1.10
70	25B70	5.717	R	¾	1¾	2	¾	1.25



Fuente: Martin

A partir de un catálogo se selecciona una catalina con diámetro externo mayor a 100 mm, y además tipo B (con maza) para mecanizar un chavetero y fijarla al eje, de acuerdo a la tabla 2-4. La catalina de 48 dientes con diámetro exterior de 3.964" (100.68 mm) cumple con los requisitos mencionados, y es seleccionada como el elemento transmisor de potencia.

2.4.4 Dimensionamiento del contrapeso

La función del contrapeso es tensar la cadena y disminuir el torque necesario para realizar el movimiento de ascenso y descenso de la mesa, de tal forma que si las masas en ambos extremos fuesen iguales el torque se igualaría sumando cero y por lo tanto la potencia requerida sería menor. Sin embargo, no es posible que el contrapeso tenga la misma masa que el pallet, porque este último se está llenando y vaciando constantemente, es por ello que el contrapeso debe llegar a un compromiso y adquirir un valor intermedio entre la estructura con el pallet vacío y un toda la carga de acuerdo a la ecuación 2.12.

$$m_{est}=2*m_l*(1.12+1.42) \quad (Ec. 2.10)$$

$$m_p'=(l+1)*m_c+(c*f*l)*m_e \quad (Ec. 2.11)$$

$$m_{cw}=0.25*[(m_{est}+m_p)+0.5*m_p'] \quad (Ec. 2.12)$$

Dónde:

m_p' : Masa del contenido del pallet. [kg], (110.16 kg)

m_{cw} : Masa del contrapeso. [kg]

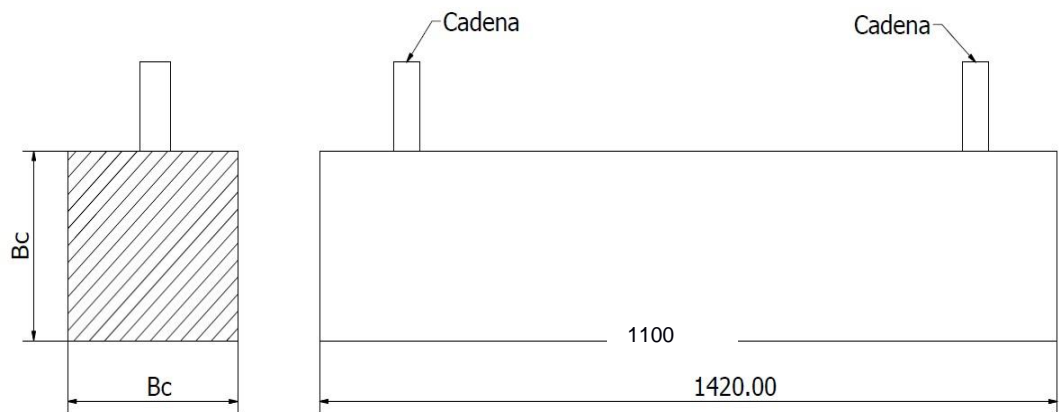


Figura 2.8 Barra de Contrapeso

Fuente: Elaboración Propia

Como lo muestra la figura 2.8 la geometría más sencilla es una barra de sección cuadrada que una los extremos de dos cadenas, por lo tanto la masa que se requiere para un contrapeso es el doble del calculado con la ecuación 2.12, la cual es de 24.70 Kg. El material a usar por su elevada densidad y bajo costo es el acero A36, y suponiendo que la máxima longitud admisible para la barra no debe exceder 1.10 m, entonces con la ecuación 2.13 se obtiene el ancho B_c de la barra.

$$B_c = \sqrt{\frac{2 * m_{cw}}{1.10 * \rho}} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Dónde:

B_c : Ancho de la barra. [m]

ρ : Densidad del acero. [kg/m^3], (7850 kg/m^3)

Cuando se reemplazan los datos en la ecuación 2.13 se obtiene un resultado de 75.60 mm, este ancho está dentro de los parámetros admisibles, tomando en cuenta que el contrapeso no debe de exceder el doble del diámetro de la catalina, el cual es de 100.68 mm, para evitar el rozamiento entre ambos.

2.4.5 Diseño de Ejes

Para el descenso de la mesa con envases se transformará el movimiento rotacional del eje y la catalina (ver Tabla 2.4) a uno lineal a través de las cadenas (ver Tabla 2.3) y el contrapeso. El descenso de un nivel de la mesa elevadora durante el paletizado requiere de una rotación de 45° de cada eje, es decir que para paletizar 28 capas el eje dará 3.5 vueltas, antes de que el palet sea descargado sobre el transportador de rodillos. El tiempo disponible para realizar este movimiento es de 4 segundos (Ver Tabla 2.1), mientras que el periodo de reposo es de 47.8 segundos, como resultado la rotación del eje es intermitente, es por esto que se vuelve necesario realizar un diseño por fatiga.

El ascensor de palets requiere de dos ejes idénticos actuando en sincronía, cada eje está apoyado sobre dos chumaceras con cojinetes de contacto rodante en su interior. En el extremo izquierdo del eje, está acoplado un motorreductor que le brinda la potencia durante el descenso y elevación del pallet, este movimiento es transmitido por medio de dos catalinas y sus correspondientes cadenas como lo muestra la figura 2.9.

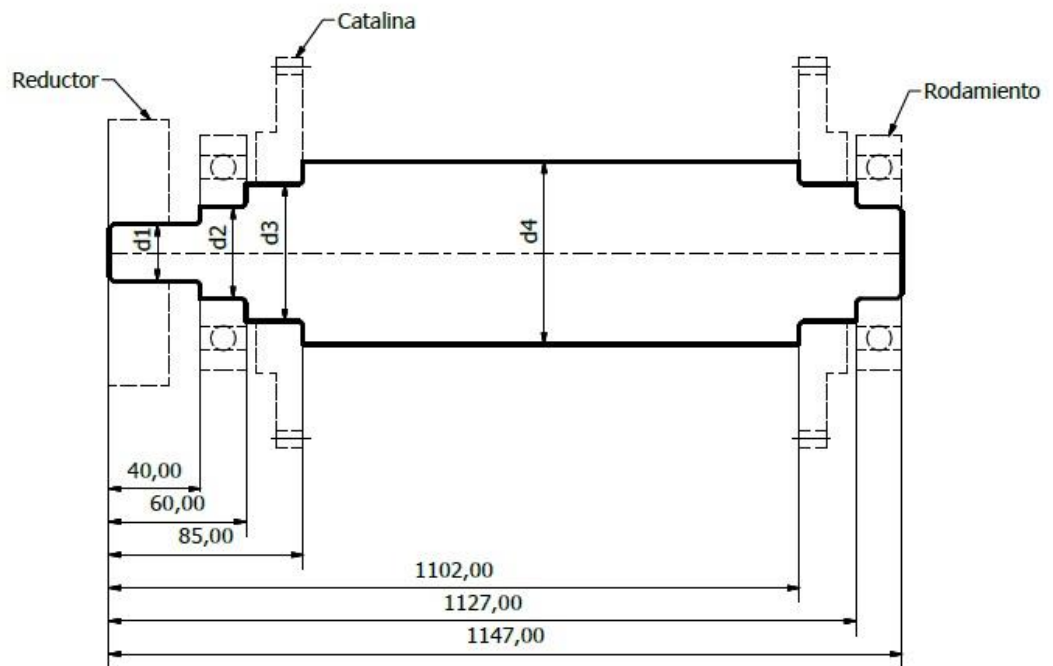


Figura 2.9 Diseño de Forma de Eje para Elevador

Fuente: Elaboración Propia

Para el diseño del eje se tomó en consideración los pasos establecidos por Robert L. Norton en su libro: Diseño de Máquinas un enfoque integrado 4ta edición, un gráfico de proceso se presenta a continuación en la figura 2.10.

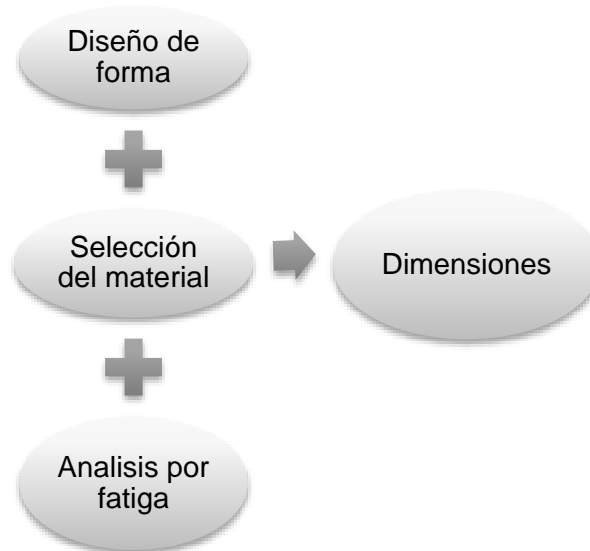


Figura 2.10 Proceso para Diseño de Eje

Fuente: Elaboración Propia

Las consideraciones de diseño estimadas son:

- Forma: Se considera un eje sólido debido a disponibilidad y menor costo.
- Apoyos: La posición de los rodamientos se consideraron como apoyos simples, donde el izquierdo es fijo y el derecho móvil.
- Factor de seguridad: Se considera un valor de 3.0.
- Tiempo de servicio: Se espera lograr una vida infinita.
- En el reductor (d_1) y en las catalinas (d_3) se utilizarán cuñeros para transmitir el torque.

Los mayores esfuerzos sobre un eje se localizan en su superficie exterior, estos son producidos por momentos de flexión, torques y cargas axiales. Los momentos de flexión son el resultado de cargas radiales aplicadas sobre el eje mientras que el torque se debe a un par externo aplicado para producir la rotación.

En el caso de un eje sometido a esfuerzos de fatiga es necesario considerar los factores de concentración de esfuerzos para las componentes media y alternante, estos son un factor multiplicativo asignados sobre los esfuerzos. La ecuación 2.14 y 2.15 muestran los esfuerzos de fatiga por flexión con sus dos componentes.

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

En donde:

σ_a : Esfuerzo alternante por flexión. [MPa]

k_f : Factor de concentrador de esfuerzo alternante por flexión.

M_a : Momento alternante. [N-mm]

c : Radio del eje. [mm]

I : Momento de inercia para un circulo. [mm⁴]

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

En donde:

σ_m : Esfuerzo medio por flexión. [MPa]

k_{fm} : Factor de concentrador de esfuerzo medio por flexión.

M_m : Momento medio. [N-mm]

De manera análoga la ecuación 2.16 y 2.17 muestran los esfuerzos de fatiga por torsión para las componentes alternativa y media:

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

En donde:

τ_a : Esfuerzo alternante por torsión. [MPa]

k_{fs} : Factor de concentrador de esfuerzo alternante por torsión.

T_a : Torsión alternante. [N-mm]

J : Momento polar de inercia para un circulo. [mm⁴]

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m c}{J} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

En donde:

τ_m : Esfuerzo medio por torsión. [MPa]

k_{fsm} : Factor de concentrador de esfuerzo medio por torsión.

T_m : Torsión media. [N-mm]

En cuanto a los concentradores de esfuerzos en fatiga se pueden distinguir cuatro valores diferentes, uno para cada componente de los esfuerzos producidos por la flexión y la torsión sobre el eje. Un concentrador de esfuerzos se genera cuando existen cambios en la sección transversal, a estos cambios se los denomina muescas; en este caso en específico las muescas se deben a los diferentes diámetros que adquiere el eje y a los cuñeros, estos son necesarios para instalar las catalinas, los rodamientos y para acoplar el eje al reductor.

La sensibilidad a la muesca en fatiga depende de la resistencia última a la tensión del material, en el caso de aceros al carbono con resistencia a la tensión entre 410 y 450 MPa este valor puede variar entre 0 y 0.8 en flexión y de 0 a 0.84 en torsión, dependiendo del radio de la muesca (Ver Anexo A). Entonces se escogerá el valor más alto para cada carga, el cual incrementará el esfuerzo por fatiga de acuerdo a la ecuación 2.18.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (\text{Ec. 2.18})$$

En donde:

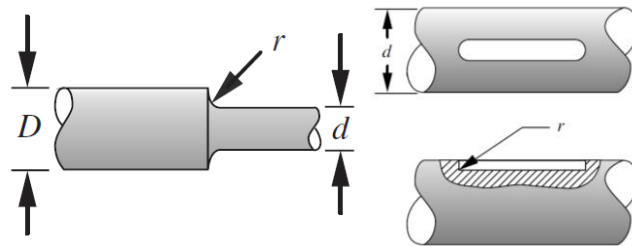
k_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

q : Sensibilidad a la muesca. (0.8)

k_t : Factor de concentración de esfuerzos teórico.

Tabla 2.5 Concentradores de esfuerzos teóricos

Caso	Carga	r/d (min)	D/d (máx.)	k_t
Filete de hombro	Flexión	0.02	6.0	3.0
Filete de hombro	Torsión	0.01	2.0	3.0
Cuñero	Flexión/Torsión	0.01	No aplica	4.0



Filete de hombro

Cuñero

Fuente: Diseño de máquinas. L. Norton

Con respecto a los concentradores de esfuerzos teóricos, dependen del diámetro mayor (D), diámetro menor (d) y del radio de la muesca (r); sin embargo es necesario asignarles un valor sin conocer aún las dimensiones del eje, debido a esto se seleccionarán los valores más altos posibles para cada caso de acuerdo al libro "Stress-Concentration Factors" (Peterson, 1974), los valores resultantes se enlistan en la tabla 2.5.

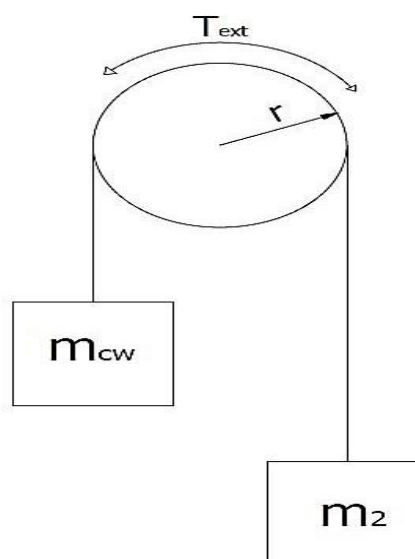


Figura 2.11 Cargas Aplicadas sobre el Eje del Elevador

Fuente: Elaboración Propia

Las cargas aplicadas sobre el eje se encuentran en un plano, tal como se muestra en la figura 2.11 estas se deben a la masa del contrapeso (m_{cw}) y a la del pallet con la estructura (m_2), además del torque externo introducido para producir la rotación. Como el lector se habrá percatado, la masa del contrapeso es constante, pero la masa del pallet con la estructura varía dependiendo de cuantas capas o niveles se hayan formado.

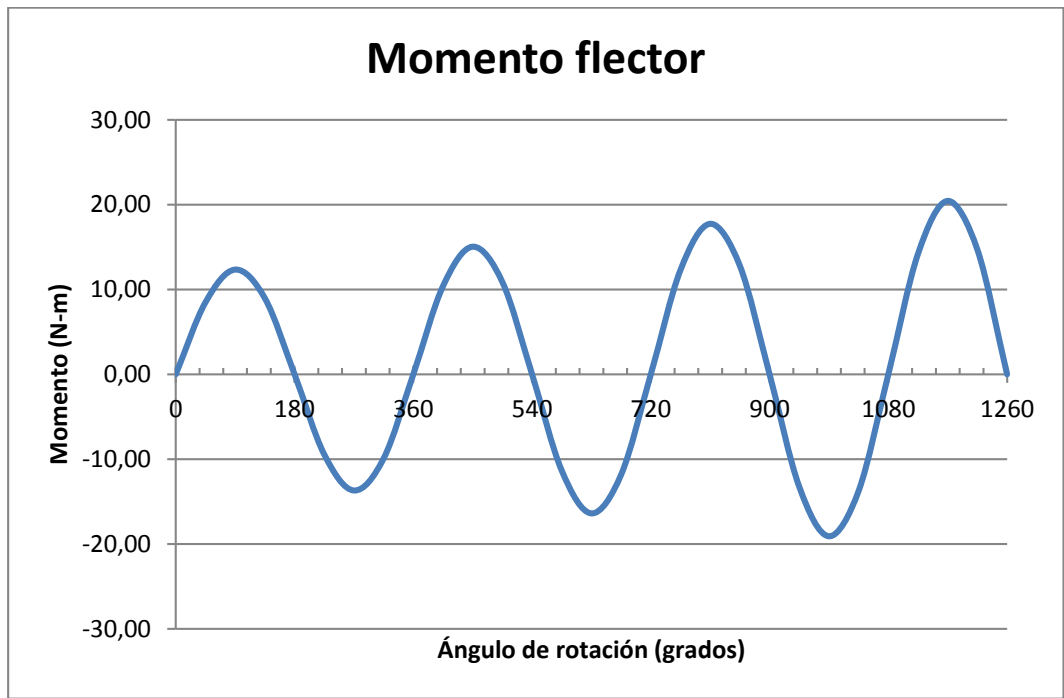


Figura 2.12 Variación del Momento Flector para Eje del Elevador
Fuente: Elaboración Propia

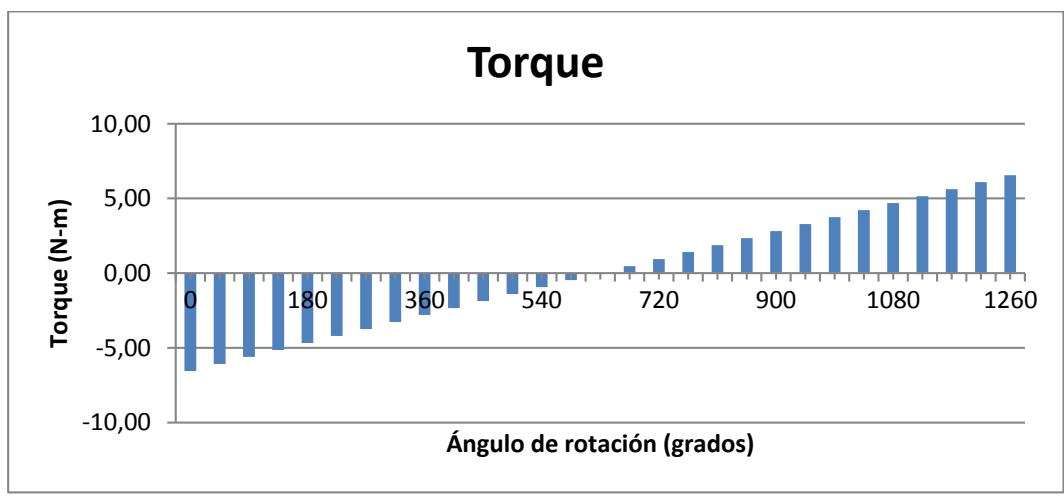


Figura 2.13 Variación del Torque para el Eje del Elevador
Fuente: Elaboración Propia

En consecuencia la carga producida por la suma de ambas masas es variable y aumenta con cada nivel (Ver figura 2.12), así mismo el torque suministrado también es variable, pero debido a que el contrapeso es la mitad de la carga máxima sobre la mesa elevadora, el torque varía entre un valor máximo y un mínimo como se aprecia en la figura 2.13.

Un eje que se encuentra rotando con cargas de flexión y torsión combinadas está sujeto a un estado de esfuerzos biaxiales, por consiguiente se recomienda aplicar el método de Von Misses para determinar el esfuerzo efectivo para las componentes media y alternante; esto está representado en la ecuaciones 2.19 y 2.20.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \tau_a^2} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

En donde:

σ'_a : Esfuerzo efectivo alternante. [MPa]

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \tau_m^2} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

En donde:

σ'_m : Esfuerzo efectivo medio. [MPa]

Observando la figura 2.12 se puede apreciar que la carga se comporta como un ciclo de flexión invertida, entonces el esfuerzo medio por flexión es cero durante el movimiento de descenso, convirtiendo al esfuerzo efectivo medio de la ecuación 2.15 a cero.

De manera análoga la figura 2.13 muestra la intermitencia con que es aplicado el torque, en ella se distingue que el valor absoluto del torque es repetitivo y con magnitud variable; sin embargo tomando en cuenta el cambio de signo, se asume que tiene un comportamiento similar al de un ciclo invertido con un patrón de dientes de sierra durante el periodo mostrado, es así que se el esfuerzo medio por torsión también es cero.

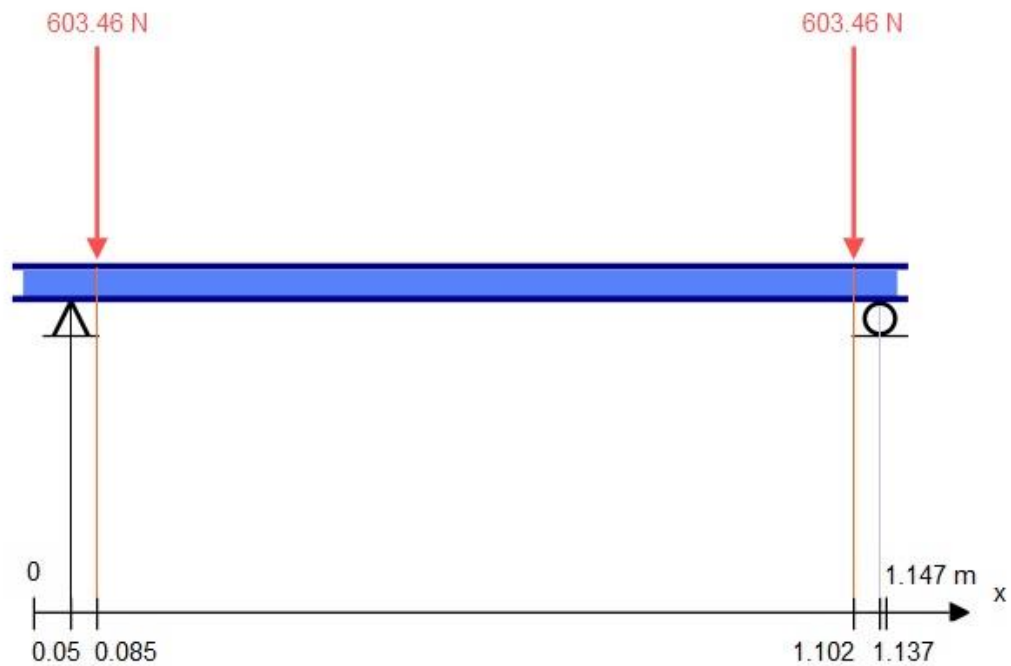


Figura 2.14 Diagrama de Cuerpo Libre para Eje del Elevador

Fuente: Software SkyCiv

Los valores de los esfuerzos máximos de flexión y torsión se tomarán como las componentes alternativas de ambos esfuerzos, la figura 2.14 es el diagrama de cuerpo libre del eje bajo las cargas mencionadas. Como sólo se requieren los diagramas de momento flector y de torque, se limitará a presentar ambos diagramas en la figura 2.15; el valor máximo del momento flector se encuentra entre las catalinas y es de 21.12 N-m, mientras que el torque varía de 13.1 N-m en el reductor hasta 6.55 N-m en la primera catalina, convirtiéndose en cero al suministrar este torque en la segunda catalina.

Debido a las catalinas se encuentran prácticamente en los extremos de eje el momento flector máximo es constante y se encuentra en casi toda la longitud del eje. De igual forma en la figura 2.15 se observa un torque constante en determinadas secciones del eje, esto se debe a que la gráfica solo muestra el valor máximo que adquiere en un instante de tiempo, si se graficase el torque en diferente ángulos de rotación del eje, se observaría un comportamiento similar, pero con menores valores en el eje vertical.

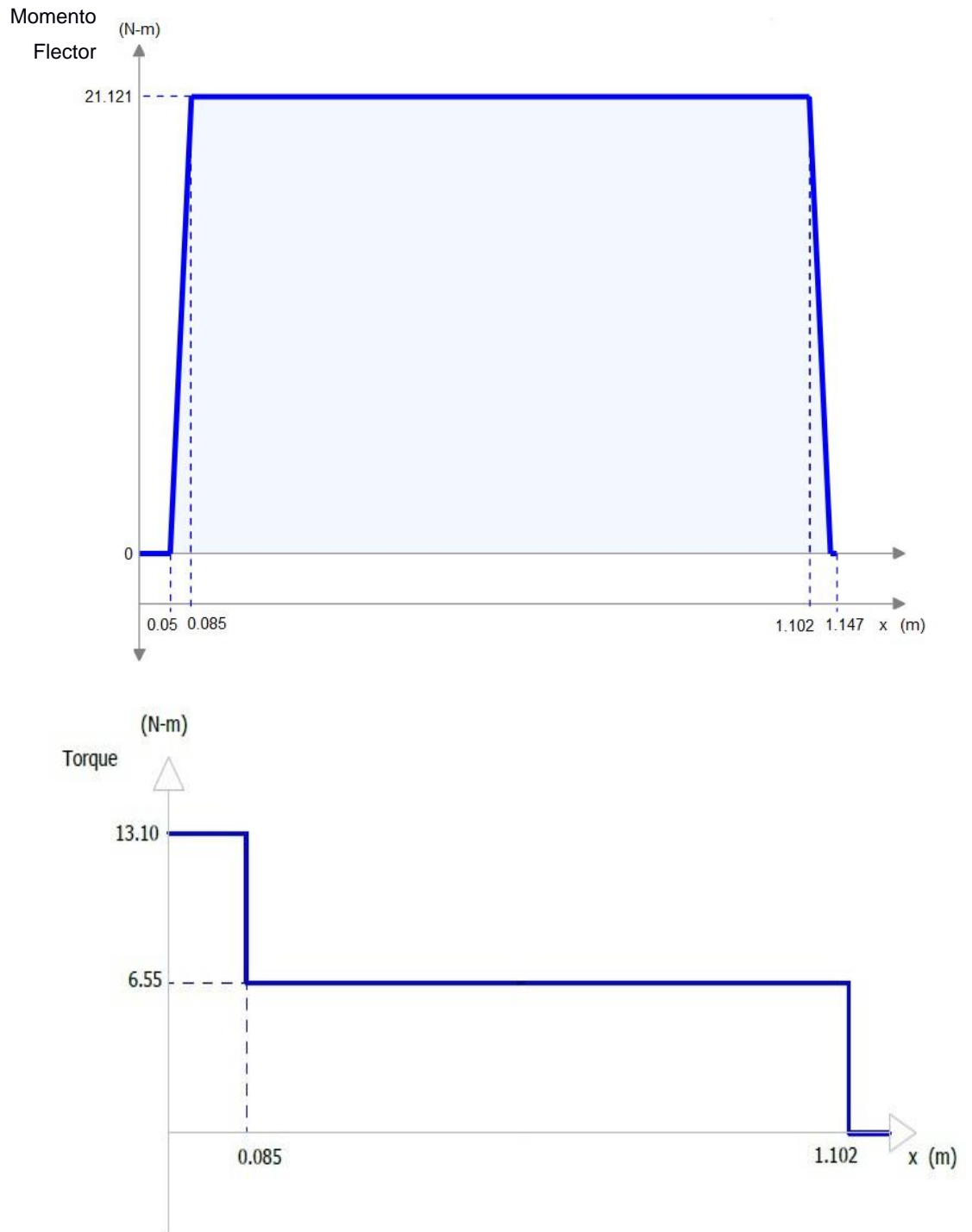


Figura 2.15 Diagrama de Momento Flector y Torque de Eje para Elevador
Fuente: Software SkyCiv

Llegados a este punto solo falta introducir una expresión que considere un factor de seguridad, para ello es necesario determinar cómo varían los esfuerzos medio y alternativo durante la vida del eje. Anteriormente se expresó que las componentes medias de los esfuerzos de flexión y torsión es cero, entonces este valor permanece constante e igual a cero;

mientras tanto la componente alternativa de ambos esfuerzos es variable. En conclusión se establece que el caso correspondiente tiene un factor de seguridad que se expresa con la ecuación 2.21.

$$n_{f1} = \frac{S_{e1}}{\sigma'_a} \left(1 - \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \right) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Dónde:

n_{f1} : Factor de seguridad para eje del elevador. (3)

S_{e1} : Límite de resistencia a la fatiga corregido para el eje del elevador. [MPa]

S_{UT} : Resistencia última a la tensión de acero. [MPa]

En la ecuación 2.21 aparece un término nuevo que es necesario definir para realizar el proceso iterativo y así determinar los diámetros, este es el límite de resistencia a la fatiga corregida, el cual es igual a la siguiente expresión (Ecuación 2.22):

$$S_{e1} = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad (\text{Ec. 2.22})$$

En donde:

C_{carga} : Efectos de la carga. [1]

$C_{tamaño}$: Efectos del tamaño.

C_{sup} : Efectos de la superficie. [0.8]

C_{temp} : Efectos de la temperatura. [1]

C_{conf} : Confiabilidad. [0.702]

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga. [MPa]

La sección 4.2 del libro de Diseño de Máquinas de Norton en su cuarta edición establece los valores asignados en la ecuación 2.22. El límite de resistencia a la fatiga es la mitad de la resistencia a la tensión; mientras que los efectos de la superficie para aceros maquinados con una resistencia a la tensión entre 410 y 550 MPa tienen un valor máximo de 0.8, mientras que con 99.99% de confiabilidad el factor es 0.702. En

cuanto a los efectos del tamaño para piezas cilíndricas se establecerá la ecuación 2.23, válida para diámetros entre 0.3 y 10 in (7.62 y 254 mm).

$$C_{\text{tamaño}} = 0.869 \left(\frac{d_i}{25.4} \right)^{-0.097} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

En donde:

d_i : Diámetro de la sección de eje correspondiente. [mm]

Para poder resolver la ecuación 2.23 se requiere seleccionar un material para el eje, y así realizar un proceso iterativo hasta obtener los valores de los cuatro diámetros diferentes. Este proceso se detalla a continuación.

Selección de Acero para eje

Comercialmente existen diversos aceros al carbono y aleados para la fabricación de ejes, además de varios tratamientos térmicos para cambiar sus propiedades. Debido a la pequeña magnitud de las cargas que el eje va a soportar, tan solo se analizarán aceros al carbono laminados en caliente y estirados en frío.

Los aceros al carbono se caracterizan por no poseer elementos aleantes. Se clasifican de acuerdo al contenido de carbono en aceros de bajo carbono, dulce, medio y alto carbono. Los aceros de bajo carbono tienen un contenido máximo de 0.15% de Carbono (C), los dulces entre 0.15% y 0.30% de C. y los de medio carbono entre 0.30% y 0.60% según la el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI, por sus siglas en inglés).

De acuerdo Asociación Americana de Automovilismo (SAE, por sus siglas en inglés), se designa a estos aceros al carbono con cuatro dígitos (10XX), donde los dos últimos dígitos representan el porcentaje medio de carbono en centésimas. Es así que estos aceros se encuentran desde la designación SAE-1005, hasta la SAE-1095 (ASM, 2005).

Según el diagrama de equilibrio de Hierro-Carbono mostrado en la figura 2.16, la microestructura de estos aceros pueden ser Ferrita + Perlita,

Perlita y Perlita + Cementita, de acuerdo al contenido de carbono. Caracterizándose que a menor contenido de carbono el acero es más blando y dúctil, que con altos contenidos de carbono, donde el acero aumenta su dureza y fragilidad.

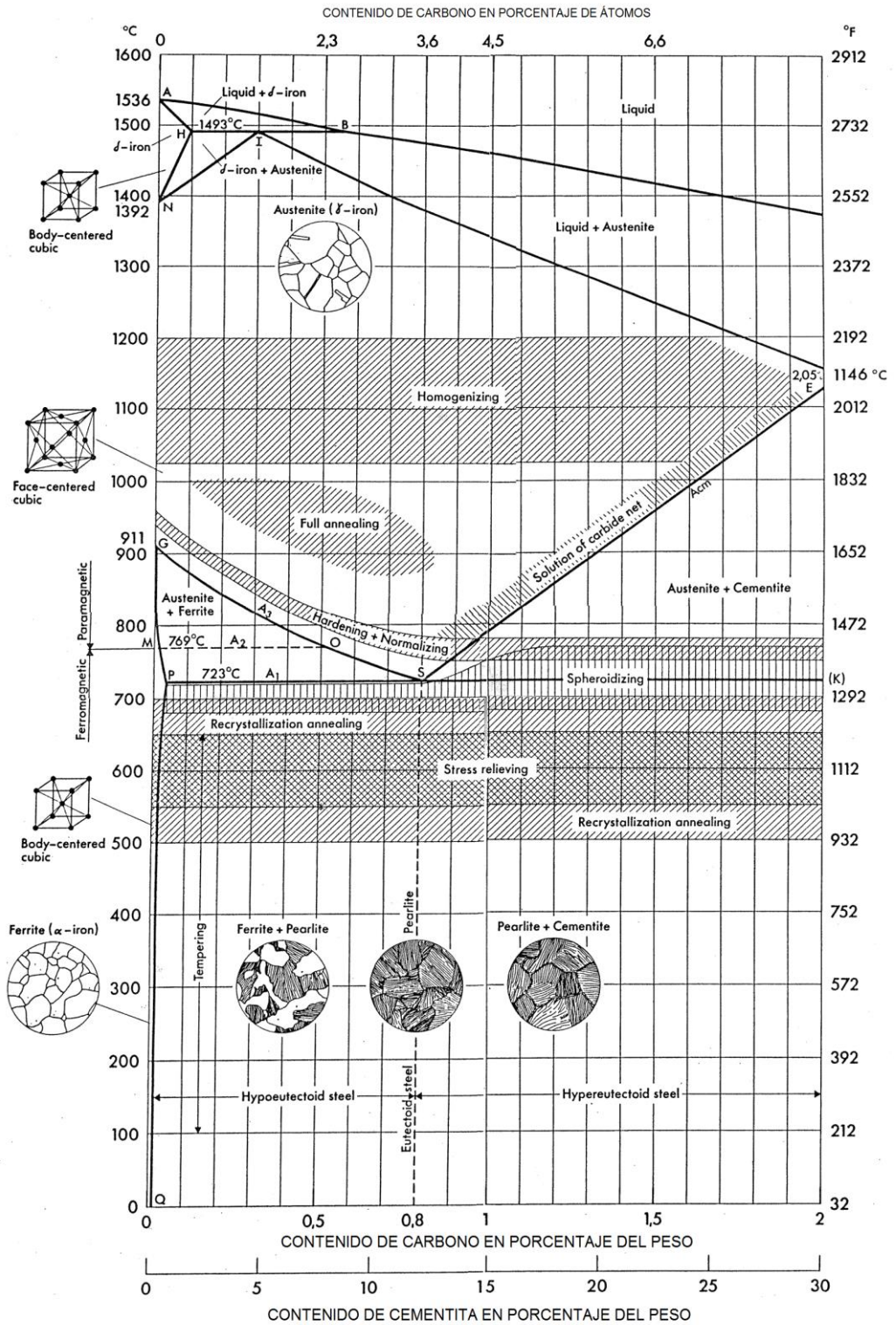


Figura 2.16 Diagrama de Fases de Hierro-Carbono

Fuente: ASM Volumen 1

Además de aumentar el contenido de carbono para aumentar la dureza del acero, también se puede realizar la deformación plástica del material con un procedimiento de trabajado mecánico en frío, produciéndose una distorsión en su estructura, lo que se refleja en el alargamiento de los granos en la dirección de la laminación como lo muestra la figura 2.17.

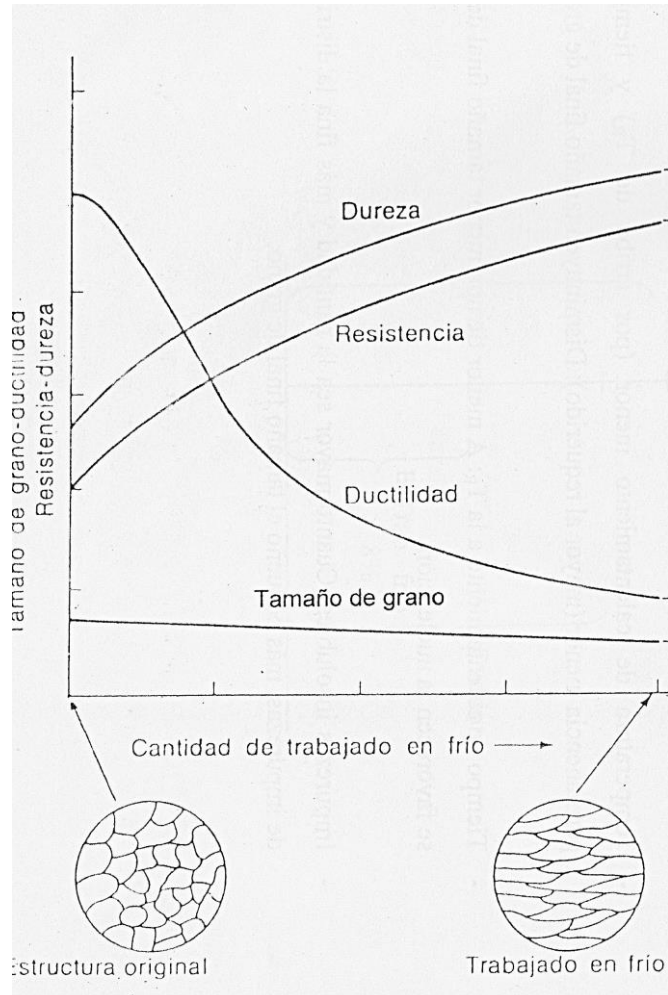


Figura 2.17 Variación de Microestructura y Propiedades Mecánicas con el Trabajo en Frío

Fuente: ASM

La tabla 2.6 agrupa las principales propiedades mecánicas de los aceros al carbono AISI-SAE, laminados en caliente y estirados en frío. En ella se observa que al aumentar el contenido de carbono la resistencia a la fluencia y a la tensión se incrementan gradualmente, para ambos procesos de manufactura.

Tabla 2.6 Propiedades mecánicas de aceros al carbono

AISI SAE	Laminado en caliente (HR)				Estirado en frío (CD)			
	Sy		Sut		Sy		Sut	
	[Mpa]	(kpsi)	[Mpa]	(kpsi)	[Mpa]	(kpsi)	[Mpa]	(kpsi)
1010	180	26	320	47	300	44	370	53
1018	220	32	400	58	370	54	440	64
1020	210	30	380	55	390	57	470	68
1030	260	37,5	470	68	440	64	520	76
1035	270	39,5	500	72	460	67	550	80

Fuente: SAE

Para observar mejor la variación de las propiedades mecánicas de los aceros al carbono se muestra la figura 2.19, en ella se observa que el incremento de la resistencia debido al estirado en frío. Sin embargo, en el trabajado mecánico en frío el límite de la fluencia es más afectado que la resistencia a la tensión.

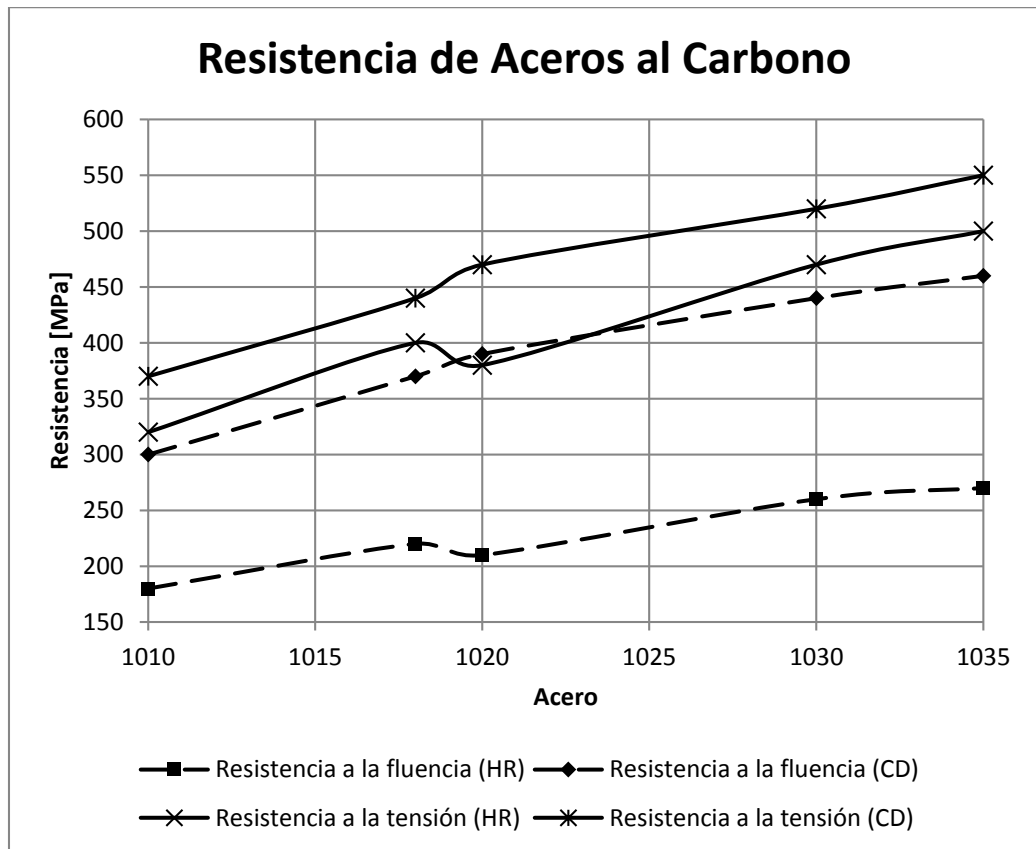


Figura 2.18 Resistencia de Aceros al Carbono

Fuente: Elaboración Propia

Aplicando un proceso iterativo con las ecuaciones 2.14 hasta la 2.23, y utilizando las resistencias a la tensión para los aceros comparados, se obtienen los diámetros mínimos teóricos, cuyos resultados se muestran en la tabla 2.7 y 2.8.

A partir de estos resultados se selecciona el acero AISI-SAE 1018 laminado en caliente, por ser un acero común en el mercado nacional y por no producir un eje demasiado esbelto. Sin embargo los diámetros serán incrementados para poder realizar el acoplamiento del motorreductor, rodamientos y catalinas con el eje.

Tabla 2.7 Diámetros del eje laminado en caliente

AISI SAE	Laminado en caliente			
	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)
1010	16,36	22,58	25,03	22,21
1018	15,16	20,91	23,18	20,56
1020	15,42	21,28	23,59	20,93
1030	14,34	19,78	21,93	19,45
1035	14,04	19,36	21,47	19,04

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 2.8 Diámetros del eje estirado en frío

AISI SAE	Estirado en frío			
	d1 (mm)	d2 (mm)	d3 (mm)	d4 (mm)
1010	15,57	21,48	23,81	21,12
1018	14,67	20,23	22,43	19,90
1020	14,34	19,78	21,93	19,45
1030	13,85	19,10	21,18	18,79
1035	13,59	18,74	20,77	18,43

Fuente: Elaboración Propia

2.4.6 Selección de Sistema de transmisión de potencia

Para la selección del sistema de transmisión de potencia se iniciará estableciendo el valor de la potencia del reductor (P_{R1}). Posteriormente se seleccionará la potencia del motor (P_{M1}) con respecto a las características

del conjunto sistema-reductor. Para verificar el correcto desempeño de los equipos se deberá cumplir que $P_{R1} < P_{M1}$.

Los componentes del sistema seleccionados para esta aplicación son los siguientes:

- Motor trifásico, debido su precio y disponibilidad.
- Reductor tipo tornillo sin fin y corona, este tipo de reductor brinda grandes relaciones de reducción entre una y dos etapas, adicionalmente puede poseer características de irreversibilidad en el eje lento.

Potencia del reductor

La selección del reductor se determinará a partir del torque requerido por el sistema, la eficiencia mecánica y de otros parámetros establecidos en el catálogo de la Sociedad Italiana de Transmisiones Industriales (SITI, por sus siglas en italiano) para reductores de tornillo-corona, como se muestra en la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Parámetros para selección del reductor

Parámetro	Valor
Número de arranques por hora (X)	69,5
Horas de trabajo diaria (h)	24
Velocidad de salida (RPM)	7,5
Diámetro de eje mínimo (mm)	15,16
Torque requerido por el sistema (N-m)	13,1

Fuente: Elaboración Propia

Con el número de arranques por hora y las horas de trabajo por día se obtiene un valor de 2,2 para el factor de servicio del reductor (Ver Anexo B); de forma análoga con el diámetro del eje lento se pre-selecciona un reductor del modelo P63 – MI40 (SITI, 2016) con diámetro de 19 mm. Con estos datos y asumiendo un motor de 4 polos y 1800 RPM, se busca un reductor con una relación cercana a 240, de acuerdo a lo requerido en la

tabla 2.9. Finalmente se selecciona el modelo de reductor “P63 – MI40 240 63B14 19 A B3”, el cual tiene las características indicadas en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Parámetros del reductor seleccionado

Parámetro	Valor
Relación total de reducción	242,6
Relación del pre-reductor	3,032
Relación del reductor de tornillo-corona	80
Torque de salida máximo (N-m)	41,53
Potencia de entrada admisible (kW)	0,077
Rendimiento dinámico	0,461

Fuente: SITI

Con el reductor seleccionado se requiere comprobar el factor de servicio real, para este propósito SITI propone la ecuación 2.21, la cual compara el par máximo del reductor con respecto al par requerido en la aplicación.

$$S_{f \text{ real}} = \frac{S_{f \text{ tabla}} M_{2 \text{ tabla}}}{M_{2 \text{ aplicación}}} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

En donde:

$S_{f \text{ real}}$: Factor de servicio real.

$S_{f \text{ tabla}}$: Factor de servicio en la tabla. [1]

$M_{2 \text{ tabla}}$: Par máximo en la tabla. [41,53 N-m]

$M_{2 \text{ aplicación}}$: Par requerido por la aplicación. [13,1 N-m]

El factor de servicio real para el reductor obtenido con la ecuación 2.21 es de 3,17, resultado superior al 2,2 requerido. El siguiente paso a realizar es usar la ecuación 2.22 para hallar la potencia requerida por el sistema considerando la eficiencia mecánica del reductor, denominada por SITI como rendimiento dinámico (RD_1).

$$P'_{M1} = \frac{M_{2 \text{ aplicación}} n_2}{9550 RD_1} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Dónde:

P'_{M1} : Potencia mínima requerida con carga constante. [kW]

n_2 : Velocidad de salida del reductor. [7,42 RPM]

RD_1 : Rendimiento dinámico del reductor. [0,49]

La potencia mínima requerida por el motor, como si este estuviese operando de forma continua es de 0,022 kW según la ecuación 2.22. Al considerar el factor de servicio de 2,2 la potencia que debe soportar el reductor en la entrada es de 0,048 kW, o lo que se traduce en 28.48 N-m en la salida. El motor opera al 68% de la carga, y con una eficiencia aproximada de 55%.

Selección de motor

Para determinar la potencia del motor de inducción se tomará en cuenta el número de arranques por hora (69,5 arranques/hora). Debido a que los motores eléctricos están diseñados para operar de forma constante, la ecuación 2.23 considera este efecto, permitiendo determinar una potencia de salida permitida para un motor como si este estuviese en servicio continuo; es decir, cuánta potencia puedo utilizar de un motor pre-seleccionado a partir de su potencia nominal (ABB, 2014).

$$P_{MP1} = P_{N1} \sqrt{1 - \frac{m_1}{m_0}} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

En donde:

P_{MP1} : Potencia de salida permitida. [kW]

P_{N1} : Potencial nominal. [0,07 kW]

m_1 : Relación entre inercias y número de arranques. [Arranques/h]

m_0 : Número máximo de arranques por hora para un motor sin carga. [9000 Arranques/h]

Para determinar el parámetro m con la ecuación 2.24 se deben determinar las inercias del eje y de las masas en movimiento con las ecuaciones 2.26 y 2.27 respectivamente y referirlas al eje del motor (Ec.

2.25). La inercia del motor requiere su pre-selección, considerando un motor de con 4 polos (1800 RPM) se escoge el motor de menor potencia disponible en el mercado nacional, el cual tiene una potencia nominal de 0,07 kW y una carcasa NEMA 56 de acuerdo al catálogo de motores trifásicos de baja tensión de Siemens (Siemens, 2009).

$$m = \frac{J_m + J'_L}{J_m} X \quad (\text{Ec. 2.24})$$

$$J'_L = (J_{eje1} + J_{masa}) \frac{n_2^2}{n_1^2} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Dónde:

J_m : Inercia del motor. [3.4E-4 Kg m²]

J'_L : Inercia de la carga reflejada en el motor. [5.21E-06 Kg m²]

X: Número de arranques por hora. [69,5 arranques/h]

$$J_{eje1} = 98 \rho L_{eje1} D_{eje}^4 \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Dónde:

J_{eje1} : Inercia del eje. [Kg m²]

L_{eje1} : Longitud del eje. [1,15 m]

D_{eje1} : Diámetro del eje. [0,035 m]

$$J_{masa} = 91,2 m_{susp} \frac{V_l^2}{n_2^2} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Dónde:

J_{masa} : Inercia de la masa en movimiento lineal. [Kg m²]

m_{susp} : Masa suspendida en movimiento. [123,16 Kg]

V_l : Velocidad lineal de la masa suspendida. [0,038 m/s]

Introduciendo las Ecuaciones 2.24 hasta la 2.27 en la ecuación 2.23 se determina que la potencia de salida permita para el motor seleccionado es de 0,0697 kW, lo que corresponde al 99,60% de la potencia nominal del motor. Tomando en cuenta que, el dato de placa de potencia nominal

es mecánica y no eléctrica (Nema 01, 2010), no se requiere considerarla en el diseño mecánico pero si para determinar el consumo eléctrico del motor.

2.4.7 Selección de rodamientos y chumaceras

Un rodamiento es un elemento mecánico cuya función es reducir la fricción entre eje y bastidor, como se ha mencionado con anterioridad los rodamientos constituyen los apoyos del eje, es por ello que uno tiene que ser fijo y el otro libre en la dirección del eje, de esta forma se evitará la introducción de cargas axiales sobre el eje y los rodamientos.

Las cargas que soportan los rodamientos son las reacciones obtenidas de la figura 2.15 sumadas al peso del eje; debido a que estas cargas son únicamente radiales y relativamente bajas se seleccionarán rodamientos rígidos de bolas montados en chumaceras para facilitar su instalación sobre una superficie horizontal. (NTN, 2004).

El lector recordará que la carga es variable, mientras se está cargando la carga sobre el eje y sus apoyos aumenta gradualmente hasta un máximo, en el momento de la descarga este valor disminuye instantáneamente; entonces se puede afirmar que la carga fluctúa linealmente como lo muestra la figura 2.19.

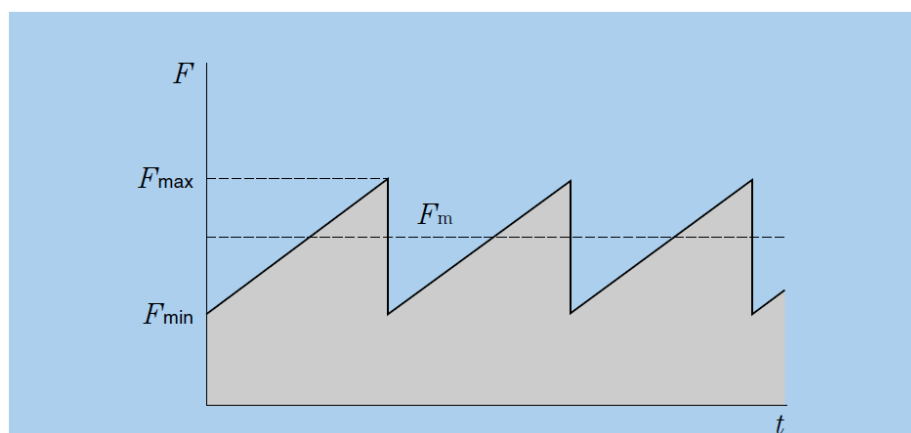


Figura 2.19 Carga sobre el Rodamiento Fluctuando Linealmente

Fuente: Catálogo NTN

En este caso es necesario establecer una carga promedio, con la que se asume que el rodamiento está trabajando en operación constante, y así no se ve afectada su vida útil. Esta carga se obtiene a partir de la ecuación 2.21.

$$F_{m1} = \frac{F_{min1} + 2F_{max1}}{3} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Dónde:

F_{m1} : Carga promedio. [N]

F_{min1} : Carga mínima. [120 N]

F_{max1} : Carga máxima. [625 N]

Resolviendo la ecuación 2.21 se obtiene una carga promedio de 456.67 N sobre cada rodamiento, con este valor se hallarán la carga radial dinámica equivalente y la carga radial estática equivalente, las cuales están conformadas por dos componentes, una radial y otra axial, sin embargo la carga axial en este caso es cero, por lo que ambas cargas adquieren el valor de la carga promedio.

Tabla 2.11 Vida requerida de rodamientos según su aplicación

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) $L_{10h} \times 10^3 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por períodos 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 períodos 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 construcción • Elevadores • Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> • Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por períodos 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: Catálogo NTN

La elección del tamaño de rodamiento seguirá los pasos establecidos por el catalogo NTN para rodamientos de bolas, En donde se seleccionará el

tiempo de vida nominal básica en horas de la tabla 2.9, considerando que la maquina como un elevador con servicio intermitente e importancia media (8000h).

Posteriormente para la selección del rodamiento rígido de bolas se debe establecer la capacidad básica de carga dinámica a partir de la ecuación 2.22, la cual considera una velocidad de operación constante, la carga dinámica aplicada y la vida nominal.

$$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = L_{10h} \quad (\text{Ec.2.22})$$

Dónde:

n: Velocidad angular [1.875 RPM]

P_r : Carga radial dinámica. [0.457 kN]

C_r : Capacidad básica de carga dinámica. [kN]

L_{10h} : Vida nominal. [h]

El valor obtenido de capacidad básica es de 0.441 kN, valor con el cual se procede a buscar un rodamiento rígido de bolas con mayor capacidad básica de carga dinámica, que tenga un diámetro de eje mayor a 27.54 mm, y que su factor de seguridad sea mayor a 5. Entonces el rodamiento que cumple con estos parámetros tiene el código para chumacera UCP206D1 como lo muestra la figura 2.19, con un diámetro de eje de 30 mm.



Figura 2.20 Chumacera Tipo Puente UC206D1

Fuente: Catálogo NTN

2.5 Diseño de dispensador de pallets.

Para la alimentación de pallets es necesario tenerlos apilados uno encima de otro. Un dispensador de pallets se encarga de separar un pallet de esta pila para alimentar el equipo, con la ayuda de un transportador de rodillos.

Considerando que 5 pallets se encuentran apilados sobre el transportador de rodillos, y, que se requiere de uno para alimentar la paletizadora. Entonces el dispensador debe de elevar 4 pallets para que el transportador de rodillos pueda desplazar el único pallet que se encuentra encima de él.

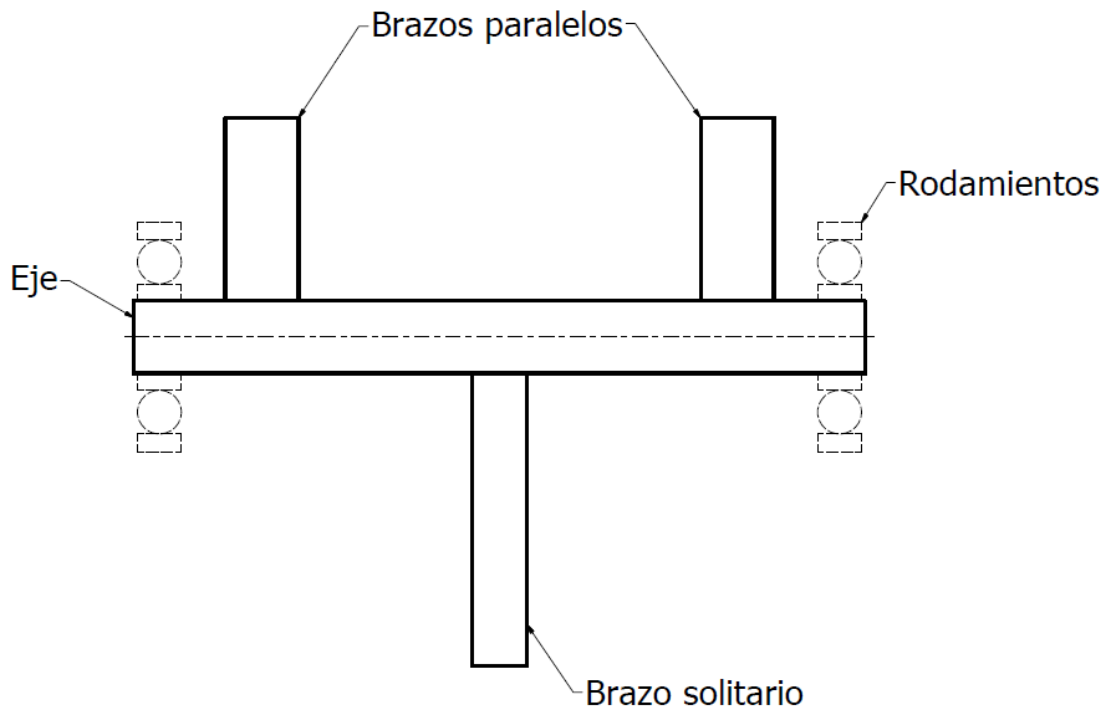


Figura 2.21 Eje del Dispensador

Fuente: Elaboración Propia

El mecanismo del dispensador consiste en un eje pivote con tres brazos: Dos paralelos de un lado del eje, y un brazo del otro, como lo muestra la figura 2.21. Un cilindro neumático está conectado con el brazo que se encuentra solitario, encargándose de transmitirle un par al eje cuando el actuador se extiende; esto provoca el movimiento de los brazos paralelos, los cuales se introducen en el segundo pallet, elevando la pila (Ver Figura 2.22). El dispensador tiene un mecanismo de cada lado del pallet.

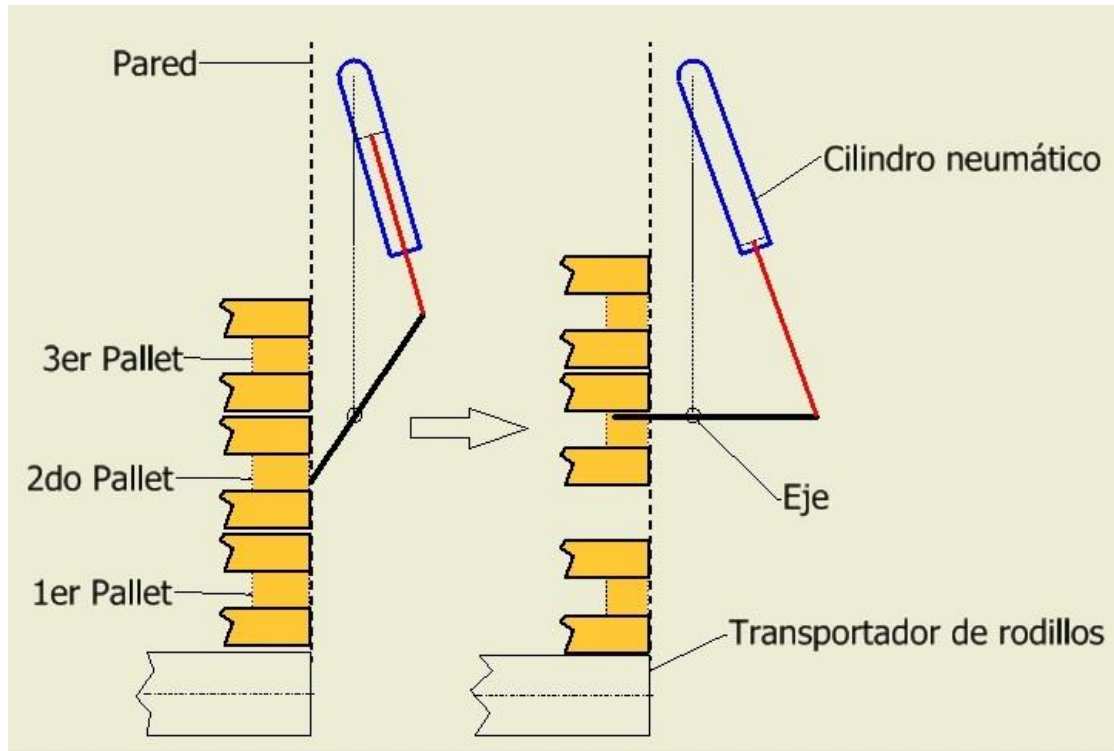


Figura 2.22 Mecanismo de Dispensador de Pallets

Fuente: Elaboración Propia

2.5.1 Diseño de eje del dispensador

El eje del dispensador es un cilindro recto, sin ningún cambio de sección, con diámetro d_5 . Las cargas que soporta se deben al par necesario para elevar 4 pallets de 25 Kg cada uno, lo que se traduce en una fuerza de 245.25 Newton (F_P) sobre cada uno de los tres brazos cuando se encuentran en posición horizontal como lo muestra la figura 2.22.

La fuerza axial (F_A) y la fuerza perpendicular (F_P) son las componentes de la fuerza ejercida por el cilindro neumático (F_C) para equilibrar el par, por geometría se obtiene la fuerza en el actuador con la ecuación 2.23. Además ambas fuerzas actúan sobre el eje en diferentes planos por lo que se requiere dos diagramas de momento para determinar los esfuerzos producidos sobre él. En estos diagramas el par provocado por cada fuerza F_P se transforma en una carga y un par aplicados sobre el eje como se muestra en la figura 2.22 y 2.23 respectivamente.

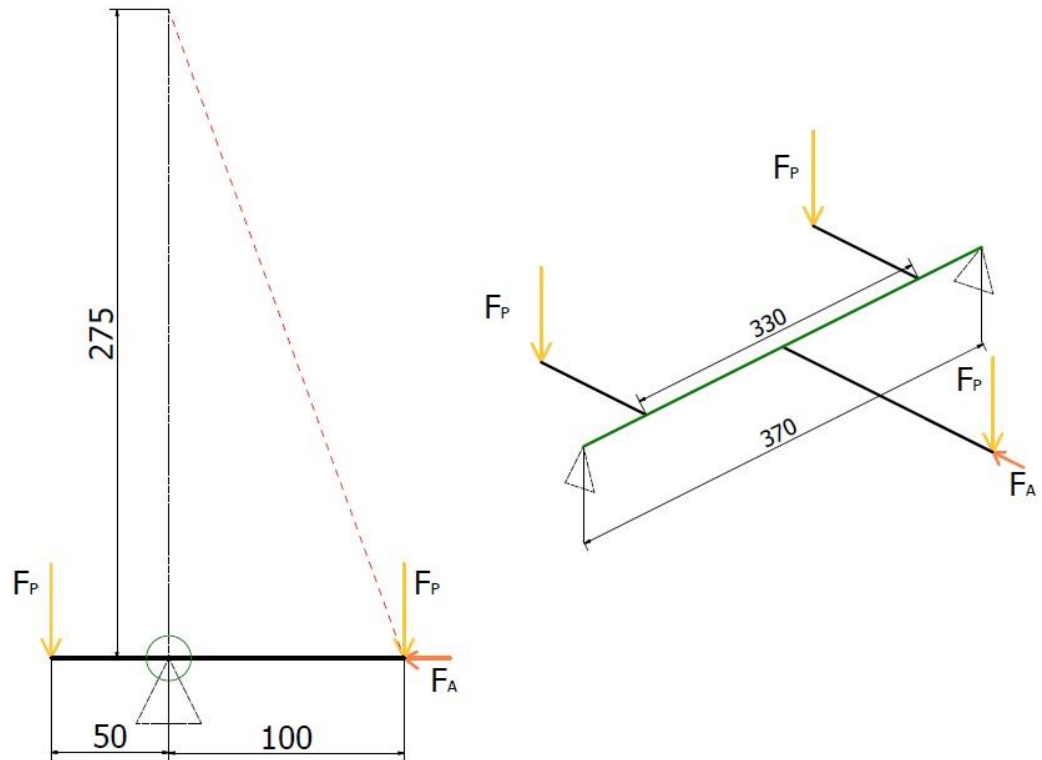


Figura 2.23 Cargas sobre Eje del Dispensador

Fuente: Elaboración Propia

$$F_C = \sqrt{F_P^2 + F_A^2} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Dónde:

F_C : Fuerza en el cilindro neumático. [N]

F_P : Fuerza perpendicular en el brazo. [245.25 N]

F_A : Fuerza axial en el brazo. [89.27 N]

Para evitar un punto muerto, el actuador y los brazos no pueden llegar a ser colineales, es por ello que el ángulo formado entre los brazos y la horizontal (Θ) varía entre 0° y 75° . Con la ecuación 2.23 se obtiene que la fuerza en el actuador tiene un máximo de 261 Newton cuando Θ es cero grados, y un mínimo de cero Newton cuando Θ es 75 grados, debido a que la carga sobre los brazos paralelos no existe cuando estos no se encuentran elevando la pila de pallets. Es así que el eje se encuentra sometido a un ciclo de fatiga por esfuerzos repetidos.

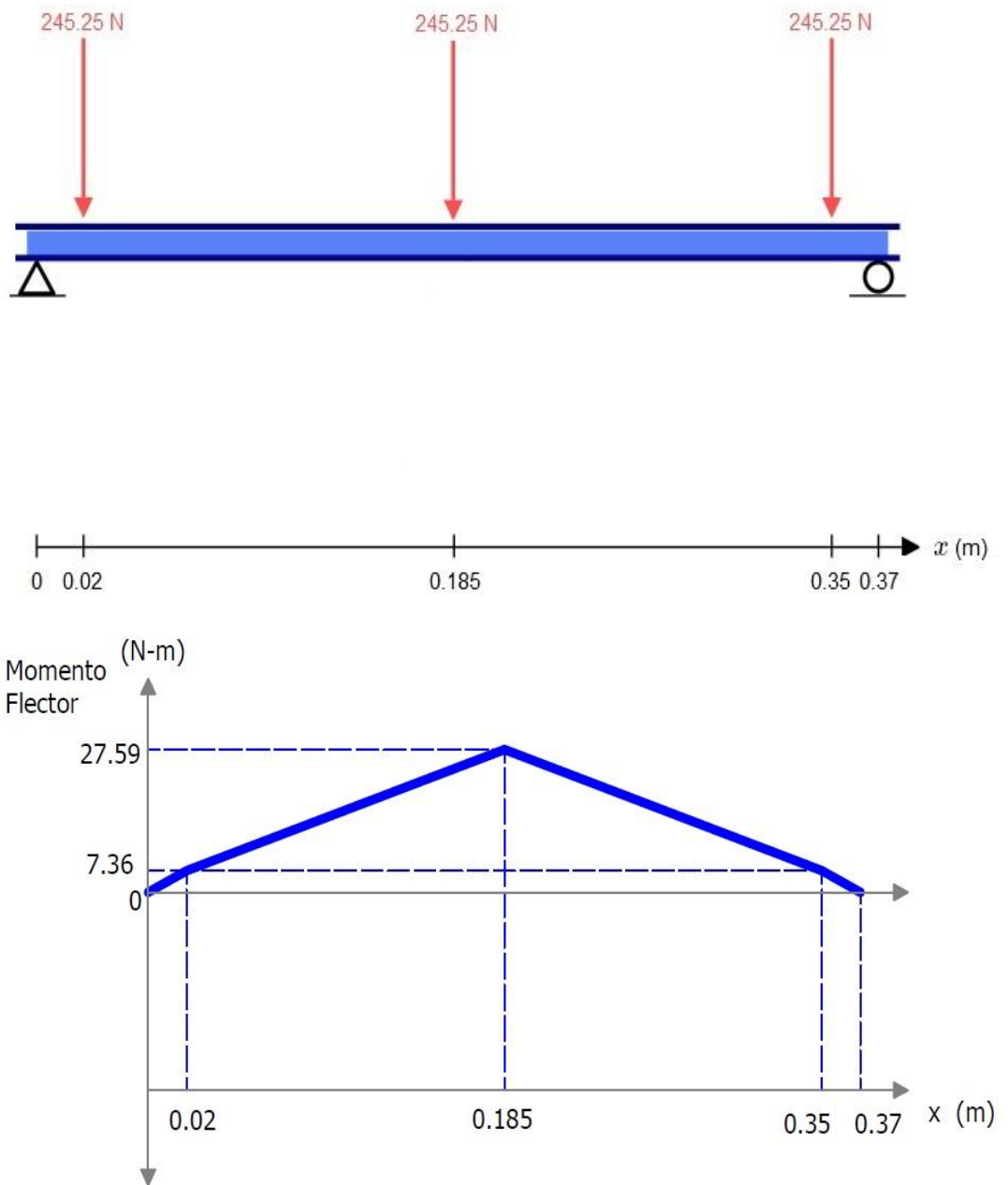


Figura 2.24 Diagrama de Carga y Momento Flector en el Plano XY
 Fuente: Software SkyCiv

La figura 2.24 muestra las cargas aplicadas sobre el eje en el plano XY que son producidas por la fuerza perpendicular F_P , en donde los apoyos constituyen dos chumaceras tipo puente ubicadas en la pared del dispensador. Las reacciones en estos apoyos son de 367.88 Newton en la dirección Y; mientras que el momento flector máximo es 27.59 N-m y encuentra en el centro del eje, en donde el brazo solitario se une al eje.

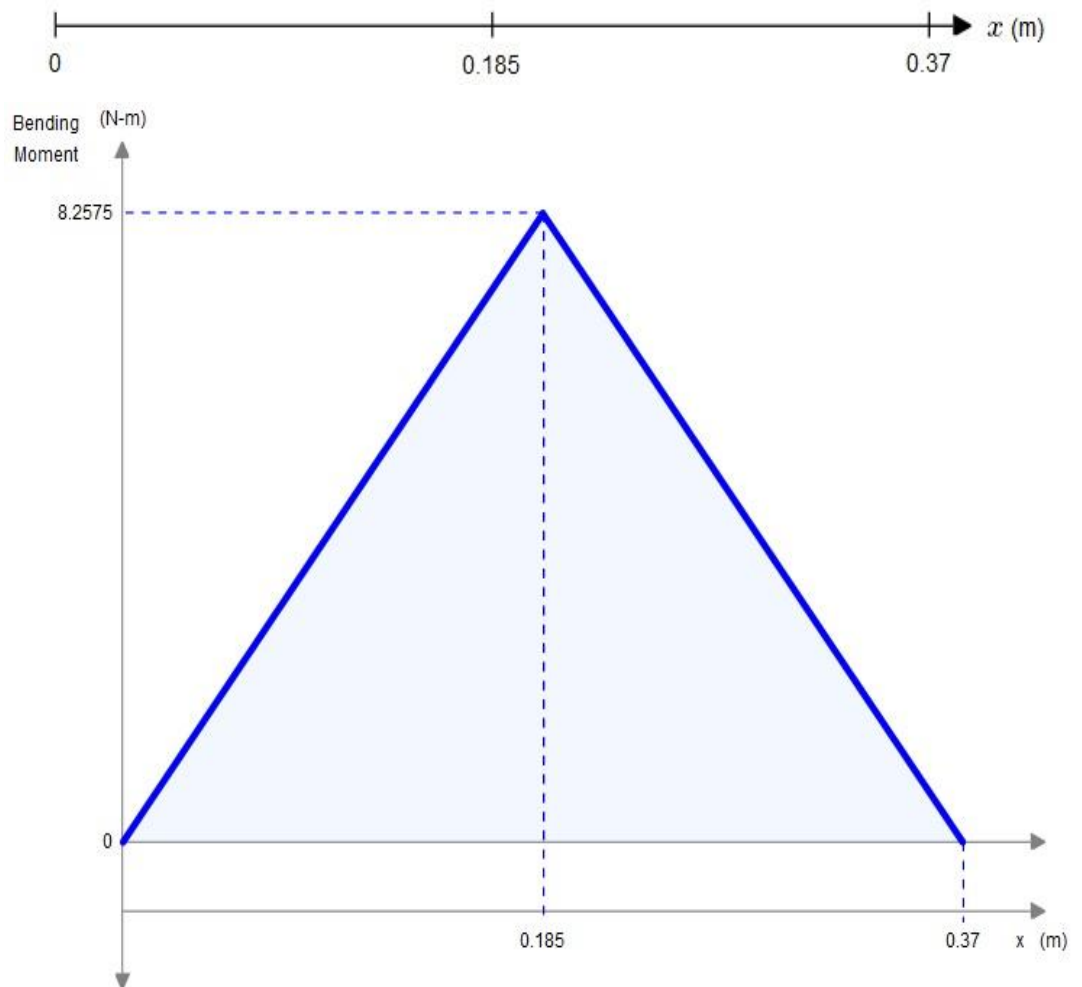
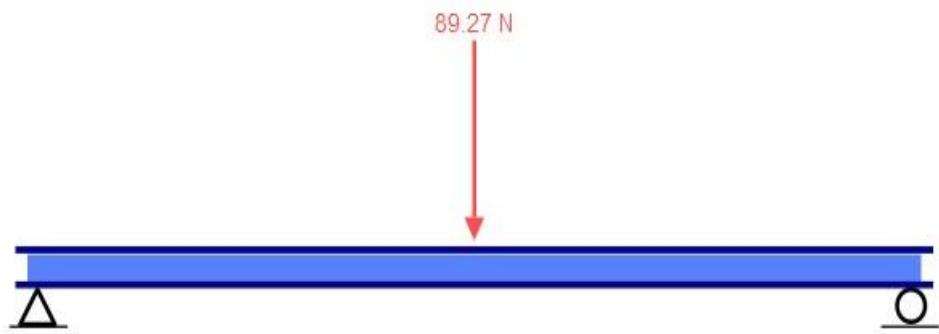


Figura 2.25 Diagrama de Carga y Momento Flector en el Plano XZ
 Fuente: Software SkyCiv

La figura 2.25 muestra la carga aplicada sobre el eje en el plano XZ que es producida por la fuerza axial F_A . La reacción en los apoyos es de 44.64

Newton en la dirección Z; mientras que el momento flector máximo es 27.59 N-m en el centro del eje.

Además el eje también se encuentra sometido a un torque suministrado por el actuador neumático, que es equilibrado por el peso de los pallets levantados. La figura 2.26 muestra el diagrama de torque para eje en la posición de horizontal, donde las cargas aplicadas son máximas.

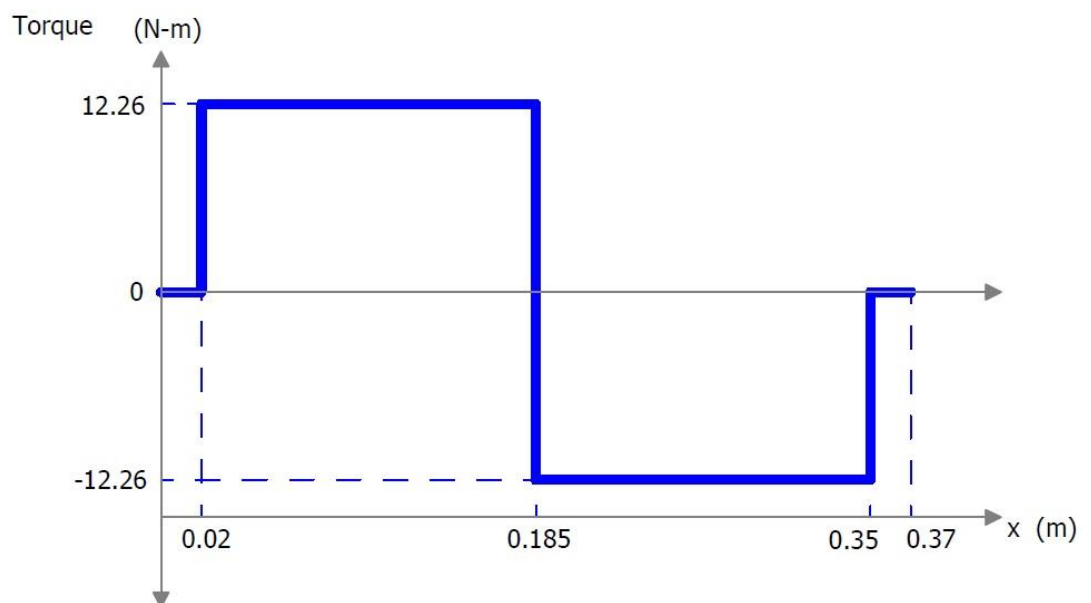


Figura 2.26 Torque en el Eje del Dispensador

Fuente: Elaboración Propia

El torque requerido para esta aplicación de 24.53 N-m, el cual se debe de distribuir entre los dos brazos paralelos. Este torque máximo se encuentra aplicado en el centro del eje, pero la figura 2.26 tan solo muestra el torque requerido para cada brazo, el cual es de 12.26 N-m.

Además de la consideración de un ciclo repetido para los esfuerzos de flexión y torsión, se selecciona un eje macizo de acero AISI 1018 con $S_Y=207$ MPa y $S_{UT}= 379$ MPa; y un factor de seguridad de 3 para vida infinita.

Con el conocimiento de las cargas aplicadas, se determinan los esfuerzos con las mismas ecuaciones usadas en el eje de la mesa de descenso y

elevación de la sección 2.4 (Ecuaciones 2.14 – 2.15 – 2.16 – 2.17). En este caso, al ser un ciclo de carga repetitiva, los componentes medias para los esfuerzos flexión y torsión son iguales en magnitud que las componentes alternantes, debido a que los momentos flectores y la torsión mínimos son cero. Estos resultados para el centro del eje se resumen en la tabla 2.12.

Tabla 2.12 Componentes medias y alternantes de momento de flexión y torsión

Componente de carga	Valor (N-m)
M_{a2} / M_{m2}	14.40
T_{a2} / T_{m2}	12.26

Fuente: Elaboración Propia

Al no existir un cambio de sección en el eje los concentradores de esfuerzos se tomarán igual a uno, sin embargo esto no considera las barras que se encuentran soldadas en el eje, las cuales serán diseñadas considerando los concentradores.

Finalmente la cuarta edición del libro Diseño de Máquinas de Robert Norton, propone la ecuación 2.24 para determinar el diámetro de un eje sometido a torsión y flexión fluctuantes, en donde la carga media y alternante mantienen una relación constante. Es necesario aclarar que un ciclo repetido es un ciclo fluctuante en donde la carga mínima es cero (Norton, 2011).

$$d_5 = \left\{ \frac{32 N_{f2}}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_{f2} M_{a2})^2 + \frac{3}{4} (k_{fs2} T_{a2})^2}}{S_{e2}} + \frac{\sqrt{(k_{fm2} M_{m2})^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm2} T_{m2})^2}}{S_{UT}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Dónde:

d_5 : Diámetro del eje del dispensador de pallets. [mm]

N_{f2} : Factor de seguridad para el eje del dispensador. [3]

k_{r2} : Concentrador de esfuerzos para componente alternante del esfuerzo de flexión en el eje del dispensador de pallets. [1]

M_{a2} : Componente alternante de momento flector en el eje del dispensador de pallets. [14.40 N-m]

k_{fs2} : Concentrador de esfuerzos para componente alternante del esfuerzo de torsión en el eje del dispensador de pallets. [1]

T_{a2} : Componente alternante del torque en el eje del dispensador de pallets. [12.26 N-m]

S_{e2} : Resistencia a la fatiga corregida del eje para el dispensador de pallets. [106 MPa]

k_{fm2} : Concentrador de esfuerzos para componente media del esfuerzo de flexión en el eje del dispensador de pallets. [1]

M_{m2} : Componente media del momento flector en el eje del dispensador de pallets. [14.40 N-m]

k_{fsm2} : Concentrador de esfuerzos para componente media de esfuerzo de torsión en el eje del dispensador de pallets. [1]

T_{m2} : Componente media del torque en el eje del dispensador de pallets. [12.26N-m]

Reemplazando los valores en la ecuación 2.24 se obtiene un diámetro mínimo del eje de 6.60 mm. Sin embargo, en el mercado no hay una chumacera con diámetro de eje tan pequeño, por lo que el diámetro se debe incrementar a los siguientes valores comerciales (12 – 15 – 17 – 20 mm), de acuerdo a otros requisitos.

2.5.2 Diseño de brazos del dispensador de pallets

El dispensador de pallets está formado por dos brazos diferentes: el solitario que es el de mayor longitud y los paralelos. La función del brazo largo es transmitir la fuerza del actuador al eje, por ello su geometría es la de dos pletinas paralelas de sección rectangular con un agujero en donde un pasador lo comunica con la horquilla del cilindro neumático.

Mientras tanto, los brazos cortos tienen una sección transversal con forma de T, ya sea un perfil con esta sección o un perfil soldado; esto debido a que se emplean para sujetar y elevar los pallets, requiriéndose una mayor área de contacto entre el brazo y el pallet, evitando el aplastamiento de la madera. Ambas geometrías se muestran en la figura 2.27.

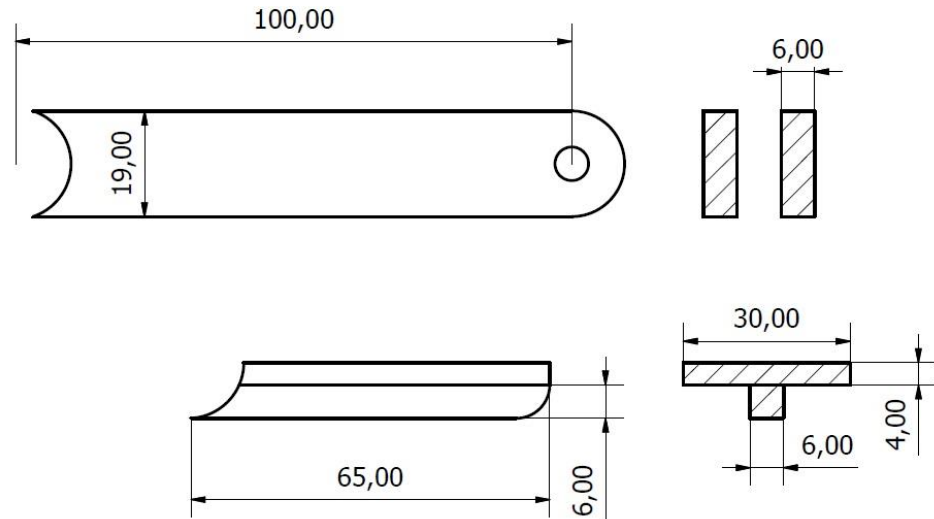


Figura 2.27 Sección de los Brazos

Fuente: Elaboración Propia

La figura 2.28 muestra un análisis estático de una geometría simplificada del brazo largo. Dicho análisis fue realizado utilizando el software ANSYS APDL en su versión 15.0, y muestra que el máximo esfuerzo está en la superficie empotrada a la derecha de la figura con un valor de 27 MPa.

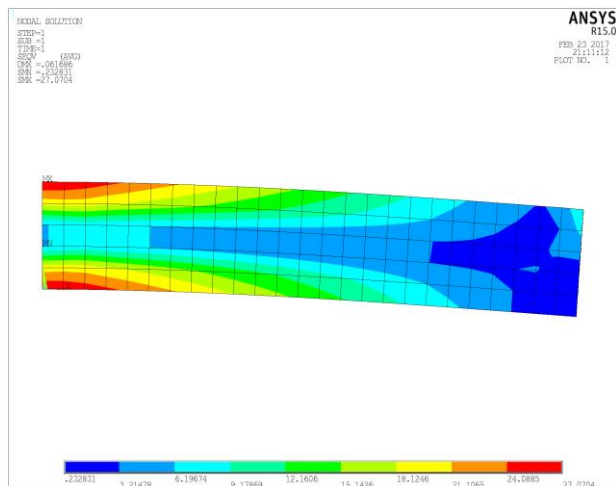


Figura 2.28 Simulación Estática de Brazo Largo

Fuente: Elaboración Propia

Sin embargo ambos brazos se encuentran sujetos a fatiga en un ciclo repetido, al igual que el eje. Con la geometría definida el proceso radica en hallar el factor de seguridad con la ecuación 2.25; pero antes es necesario determinar el límite de resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 2.25.

$$S_{e3} = C_{carga}^2 C_{tamaño}^2 C_{sup}^2 C_{temp}^2 C_{conf}^2 S_e' \quad (\text{Ec. 2.25})$$

En donde:

S_{e3} : Límite de resistencia a la fatiga corregido para los brazos. [MPa]

C_{carga} : Efectos de la carga. (1)

$C_{tamaño}$: Efectos del tamaño.

C_{sup} : Efectos de la superficie. (0.8)

C_{temp} : Efectos de la temperatura. (1)

C_{carga} : Confiabilidad. (0.702)

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga. (189.5 MPa)

Los efectos del tamaño para el brazo largo son de 0.96, y para los brazos pequeños es de 0.92. Reemplazando estos valores en la ecuación 2.25 se obtienen los límites de resistencia a la fatiga, los cuales son 102.17 y 97.91 MPa respectivamente.

Los concentradores de esfuerzos considerando un radio de curvatura de 0.05 mm para una barra plana escalonada (Ver Anexo C), con un diámetro menor igual a la altura de las barras, y un diámetro mayor igual al diámetro del eje son: 1.82 para la barra larga y 1 para la barra corta, considerando que el esfuerzo máximo se encuentra en el inferior de ambas barras.

$$N_{f3} = \frac{S_{e3} S_{ut}}{\sigma_{a2} S_{UT} + \sigma_{m2} S_{e3}} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Dónde:

N_{f3} : Factor de seguridad para fatiga en las barras.

σ_{a2} : Componente alternativa del esfuerzo de flexión en las barras. [MPa]
 σ_{m2} : Componente media del esfuerzo de flexión en las barras. [MPa]

La tabla 2.13 reúne los valores requeridos para resolver la ecuación 2.26 y presenta los resultados al final. Es preciso recordar que las componentes de los esfuerzos de flexión en un ciclo repetido son la mitad del esfuerzo máximo, y que ambas son iguales.

Tabla 2.13 Esfuerzos y factores de seguridad para brazos.

	$\sigma_{a2} / \sigma_{m2}$ [MPa]	N_{f3}
Brazo largo	31.63	2.54
Brazo corto	43.75	1.78

Fuente: Elaboración Propia

2.5.3 Selección de chumaceras para eje del dispensador de pallets

Los rodamientos rígidos de bolas para el eje del dispensador de pallets están en el interior de chumaceras tipo puente. Su selección es similar a la planteada para las chumaceras del eje para la mesa de elevación y descenso, por ello no se volverán a escribir las ecuaciones, pero sí las variables de entrada y los resultados.

Al tratarse de un elevador la vida útil estimada es igual al anterior caso, con una vida útil estimada de 8000 horas. Mientras tanto las cargas transmitidas son la resultante de las reacciones en ambos planos, este valor se determina con la ecuación 2.26.

$$F_{max2} = \sqrt{R_{XY}^2 + R_{XZ}^2} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

Dónde:

F_{max2} : Fuerza máxima sobre el rodamiento. [N]

R_{XY} : Reacción en el plano XY. [367.88 N]

R_{XZ} : Reacción en el plano XZ. [44.64 N]

Reemplazando los valores en la ecuación 2.27 se obtiene que la fuerza máxima es 370.58 Newton; pero esta no es la carga promedio. Al igual que el caso anterior, la carga se encuentra fluctuando linealmente, sin embargo para el eje del dispensador la carga mínima es cero, por lo que aplicando la ecuación 2.21 se obtiene una carga promedio de 247.05 Newton.

Para determinar la capacidad básica de carga dinámica hay que remitirse a la ecuación 2.22, en donde la velocidad de rotación del eje es de 34.20 RPM considerando una velocidad media del actuador de 400mm/s. Al introducir los datos, se obtiene una carga de 0.651 kN, y considerando un diámetro de eje de 20 mm se selecciona la chumacera modelo UCPL204D1 del catálogo de NTN.

2.5.4 Selección de Cilindro neumático

Debido a que solo se requiere ejercer fuerza en la carrera de ida, un actuador de efecto simple y retorno por muelle es suficiente. Con la geometría prevista en la figura 2.22, la longitud del cilindro neumático extendido no debería superar 293 mm, ni ser menor a 180 mm contraído.

Finalmente, la fuerza que se requiere es de 261 Newton, a una presión mínima de 0.3 MPa. Entonces el actuador seleccionado tiene un diámetro de agujero de 40 mm. Además las horquillas y el pasador son accesorios y por ello no requieren un proceso diseño.

2.6 Diseño de banda transportadora.

Para formar una fila de 8 envases es necesaria una banda transportadora que los traslade desde la mesa de acumulación hasta tope situado al final de la banda, las dimensiones generales están dadas por las dimensiones del envase y la velocidad de operación asignada en la tabla 2.1. La figura 2.29 muestra un diagrama del funcionamiento del mecanismo.

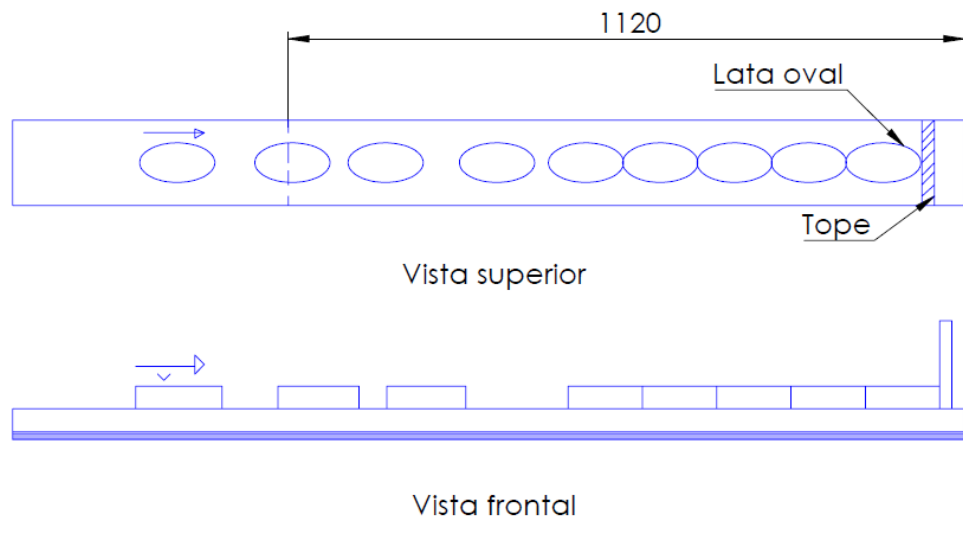


Figura 2.29 Diseño de Forma de Banda Transportadora

Fuente: Elaboración Propia

La distancia entre centros debe ser mayor a ancho del pallet, esto es 1120mm; mientras tanto el ancho de la banda es mayor al eje menor de la lata, siendo este 108 mm; finalmente la velocidad de operación estimada es de 560 mm/s. Se quiere evitar que el motor sufra daños por los excesivos arranques y paradas, debido a que el tiempo asignado en que debe lograr formar una columna, es de 2 segundos, y el tiempo de reposo entre arranques es de 1.95 segundos.

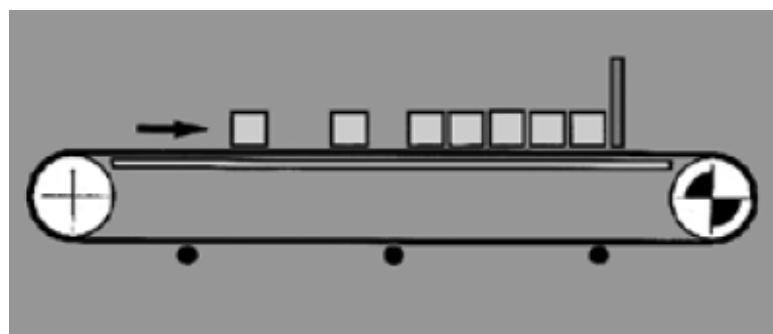


Figura 2.30 Banda Transportadora

Fuente: Catálogo Forbo.

A partir de un catálogo se establece que el transportador requerido está conformado por: un rodillo libre que tiene la función de tensar la banda, un rodillo conductor que transmite el movimiento de un motorreductor a la banda,

y por una placa que evita que se produzca en la banda una catenaria por el peso de ella misma y del producto, esto se ilustra en la figura 2.30.

Mencionado catálogo permite calcular la fuerza tangencial máxima en la banda por medio de la ecuación 2.28.

$$F_U = \mu_T * g * \left(m_m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R * g * \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) + \mu_{ST} * g * m_m \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Dónde:

F_U : Fuerza tangencial máxima. [N]

μ_T : Coeficiente de fricción entre banda y placa. [0,5]

m_m : Masa de la mercancía en toda la longitud. [0,32 kg]

m_B : Masa de la banda. [1,6 kg]

μ_R : Coeficiente de fricción entre banda y rodillos. [0,033]

m_R : Masa del tambor libre. [3,2 kg]

μ_{ST} : Coeficiente de fricción por acumulación. [0,5]

De esta forma la fuerza tangencial máxima es de 8.36 Newton, valor a partir del cual se calcula la potencia requerida por el motorreductor aplicando la ecuación 2.29.

$$P = \frac{F_U * V}{1000} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Dónde:

P : Potencia mecánica del motor. [kW]

V : Velocidad lineal de la banda. [0.56 m/s]

La potencia requerida a partir de esta ecuación es de 4.68 Watts, pero tomando en cuenta la intermitencia del movimiento, se debe de seleccionar la potencia del motor a partir de la inercia de la carga, lo cual se traduce en la inercia rotacional de dos rodillos de tubo con diámetro nominal de 2.5 pulgadas (65mm) con cédula 40 y 150m de longitud.

El método para seleccionar el reductor y el motor es similar al expuesto en la determinación de la potencia de la sección 2.4.6, debido a esto se procederá a presentar los resultados directamente en la tabla 2.14 a continuación.

Tabla 2.14 Motor y reductor de banda transportadora

Velocidad del rodillo (RPM)	144
Relación de reducción	25
Modelo de reductor (SITI)	MI-25-25-PAM80-9-A-B3
Velocidad de motor (RPM)	3600
Potencia del motor (kW)	0.07

Fuente: Elaboración Propia

De los 0.07 kW disponibles por el motor, la carga no puede superar los 64 Watts considerando la inercia de los rodillos, con una eficiencia mecánica del reductor de 0.69, entonces el porcentaje de carga del 11% solamente, lo que provocará bajas eficiencias en el motor seleccionado para esta aplicación.

2.7 Diseño de barra de empuje y barrera

La barra de empuje tiene la función de desplazar la fila desde la banda transportadora hasta la mesa intermedia, esto lo logra gracias a dos actuadores neumáticos acoplados a un ángulo de acero inoxidable AISI 304 como lo muestra la figura 2.31. Además es necesario agregar dos guías lineales al sistema, para evitar que los actuadores soporten cargas laterales.

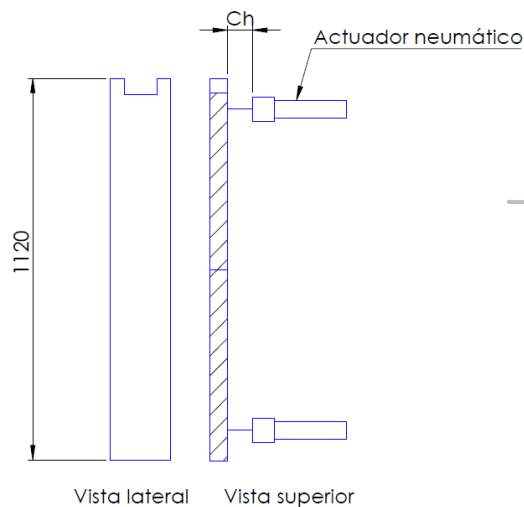


Figura 2.31 Barra de Empuje

Fuente: Elaboración Propia

Debido a que la barra solo tiene que superar la fricción de los envases con respecto a la banda y al acero inoxidable se desprecia los cálculos de resistencia debido a que la masa de cada lata es muy pequeña, los únicos parámetros de funcionamiento requeridos para el diseño es la velocidad de actuación y la carrera de los actuadores neumáticos.

A partir de un catálogo ilustrado en la tabla 2.15 se selecciona los actuadores, que tienen que tener una velocidad media de 110 m/s durante el avance y 220 m/s en el retroceso; además de una carrera útil de 200 mm. Observando las velocidades se determina que es necesario que los actuadores sean de doble efecto, en donde el avance es más lento que el retroceso pero tiene mayor fuerza. Se seleccionan dos actuadores neumáticos con un agujero de 32 mm (bore) y una carrera de 200 mm (C_h).

Tabla 2.15 Actuadores neumáticos de doble efecto.

Bore Size (mm)	32	40	50	63	80	100
Acting type	Double Acting					
Working medium	Clean Air(25 μ m filtration)					
Working pressure (MPa)	0.1-1.0					
Guaranteed pressure (MPa)	1.5					
Working temperature ($^{\circ}$ C)	-20-80(Dry air)					
Speed range (mm/s)	50-800					
Cushion type	Adjustable Cushion					
Cushion stroke (mm)	27		30		36	
Mounting type	LB FA FB CA CB CR					
Port size	G1/8	G1/4		G3/8		G1/2

Bore (mm)	Standard stroke (mm)	Max. stroke (mm)
32	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500	2000
40	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800	2000
50-100	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000	2000

Fuente: Catálogo Emc

Perpendicular a la barra de empuje mostrada en figura 2.31, un tope tiene la función de generar el patrón alternado entre cada fila de envases. Este se desplaza 80 mm (C_T) en la ranura observada gracias a un actuador neumático, que es de iguales características que el seleccionado para la barrera de empuje.

Mientras tanto la barrera se muestra en la figura 2.32. Su función es establecer una pared paralela a la barra de empuje, para evitar que la fila de envases se mueva mientras se forma. Al igual que la barra de empuje está compuesta por un ángulo de acero inoxidable AISI 304 y dos actuadores neumáticos.

La fuerza que deben ejercer los actuadores neumáticos es igual al peso del ángulo, lo cual se considera despreciable, y se procede a seleccionar el mismo modelo del actuador pero con una carrera de 40 mm (C_v) para cumplir con los tiempos estipulados en la tabla 2.1.

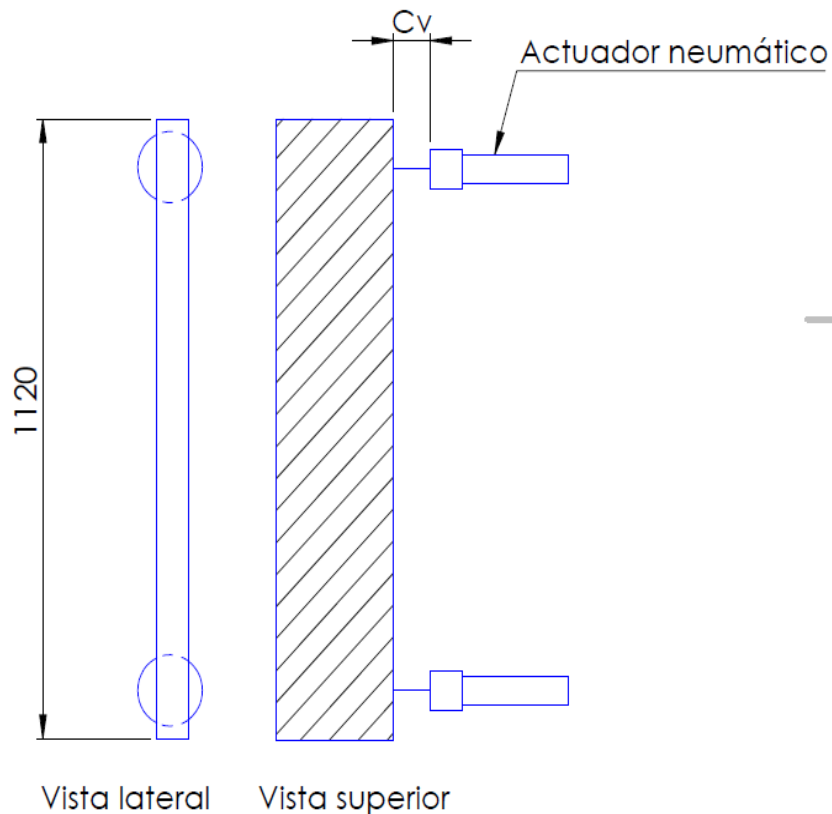


Figura 2.32 Barrera
Fuente: Elaboración Propia

2.8 Diseño de colocador de cartones

El colocador de cartones tiene la función de transportar el cartón separador desde el depósito hasta la ubicación del pallet. Para ello, primero debe de

sujetar el cartón con cuatro ventosas y luego, desplazarse una distancia aproximada de 1500 mm para situarlo encima de la cama de envases.

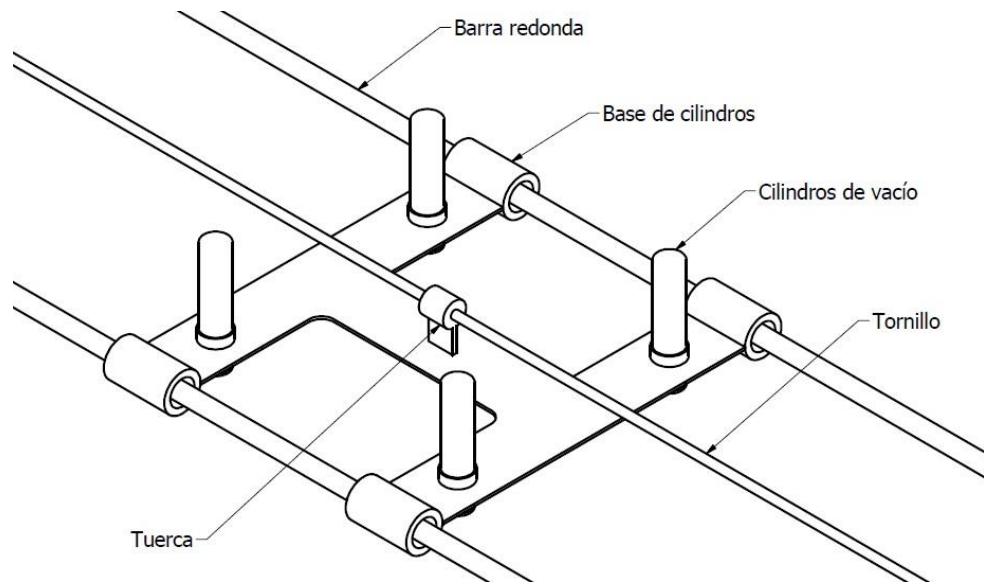


Figura 2.33 Colocador de Cartones.

Fuente: Elaboración Propia

La figura 2.33 muestra los componentes del mecanismo. De cada lado, dos barras redondas de acero inoxidable AISI 304 tienen la función de riel, sobre ellas se desliza un cojinete de Teflón (PTFE) para disminuir la fricción. En el centro, un tornillo de potencia produce el desplazamiento lineal requerido, que se conecta a la base de los cilindros.

Finalmente, para sujetar el cartón se usan 4 cilindros de vacío, que tienen la particularidad de extenderse hasta sujetar el cartón, y regresar a su posición original manteniendo el vacío para retener al cartón; esta característica es necesaria porque a medida que se utilicen los cartones, la pila irá disminuyendo su altura.

2.8.1 Diseño de tornillo de potencia

Un tornillo de potencia transforma el movimiento rotacional en desplazamientos lineales, para lograrlo tan sólo necesita de cuatro elementos mecánicos: Un motor que proporcione el torque y la velocidad angular adecuada; un tornillo de potencia acoplado al motor; una tuerca

que convierte la rotación movimiento lineal; y un collarín de empuje, el que sirve de apoyo y evita el desplazamiento lineal del tornillo. Los tres últimos elementos nombrados se muestran en la figura 2.34.

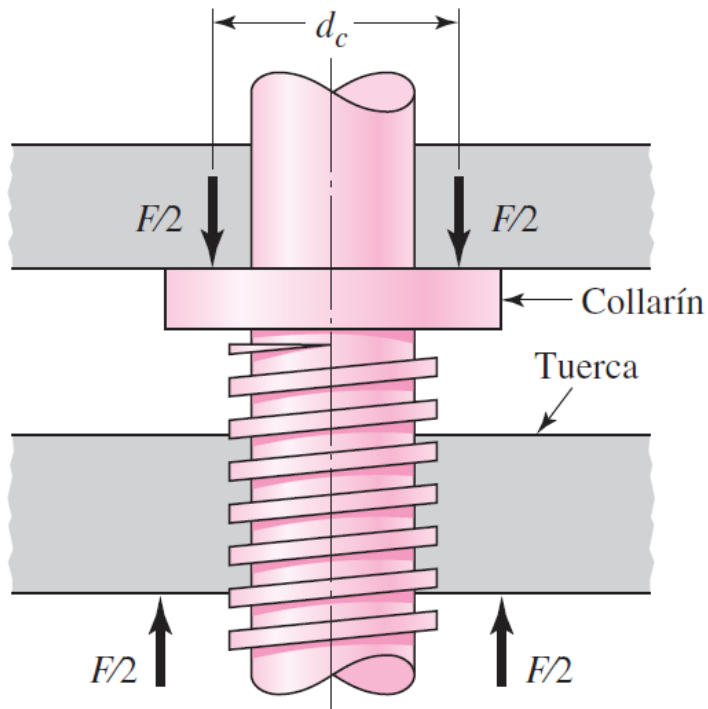


Figura 2.34 Componentes del Tornillo de Potencia
Fuente: Shigley

La velocidad media que debe alcanzar el colocador de cartones es de 100mm/s (Ver Tabla 2.1). Mientras que la carga que debe vencer el tornillo de potencia es la fricción provocada entre los rieles y los cojinetes, para ello se asume una masa del transportador de 15 Kg y un coeficiente de fricción entre el acero y PTFE de 0.27 (ASM, 1992).

Tabla 2.16 Dimensiones principales de rosca Acme de 1/2" (12.7 mm)

Díámetro mayor [in] (mm)	Cuerdas por pulgada (Cuerda por mm)	Paso de la cuerda [in] (mm)	Díámetro de paso [in] (mm)	Ángulo incluido (grados)
0.625 (15.875)	8 (0.315)	0.125 (3.175)	0.563 (14.300)	14.5

Fuente: Norton

El siguiente paso es escoger un tornillo para determinar el torque y la potencia a instalar. Se selecciona un tornillo de 1/2" (25.4 mm) con rosca Acme, por ser común y más fácil de mecanizar que una rosca cuadrada. La tabla 2.16 resume las características de la rosca seleccionada.

El diseño de un tornillo de potencia se resume en determinar el torque aplicado en el tornillo (Ecuación 2.30); este considera la fricción producida en la rosca del tornillo con la tuerca, y la fricción en el collarín. Asumiendo que el tornillo va a trabajar en condiciones de poca lubricación, el coeficiente de fricción es de 0.38 (Lambert, 1962); mientras que el coeficiente de fricción en el collarín es 0.20 (Norton, 2011).

$$T_T = \left[\frac{F_T d_{PT}}{2} \frac{(\mu_R \pi d_{PT} - L_R \cos(\alpha))}{(\pi d_{PT} \cos(\alpha) - \mu_R L_R)} + \mu_C F_T \frac{d_C}{2} \right] * 1000 \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Dónde:

T_T : Torque requerido por el tornillo de potencia. [Nm]

F_T : Carga sobre el tornillo. [39.70 N]

d_{PT} : Diámetro de paso del tornillo. [14.30 mm]

μ_R : Coeficiente de fricción en la rosca. [0.38]

L_R : Avance de la cuerda. [3.175 mm]

α : Ángulo incluido de la cuerda. [14.5°]

μ_C : Coeficiente de fricción del collarín. [0.20]

d_C : Diámetro medio del collarín. [19.05 mm]

Reemplazando los valores en la ecuación 2.30 el torque requerido por el tornillo es de 0.21 Nm. Para determinar las características del motor se usará la ecuación 2.31 que relaciona el torque obtenido con la velocidad angular el tornillo para la aplicación.

$$P_T = T_T \omega_T \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Dónde:

P_T : Potencia requerida por el tornillo. [Watts]

ω_T : Velocidad angular del tornillo. [197.9 rad/s]

De la ecuación 2.31 se obtiene que la potencia a instalar es de 41.01 Watts (0.06 HP), y la velocidad angular es 1890 RPM. Entonces se selecciona un motor monofásico de 0.07 kW y 1800 RPM. En el aspecto neumático se deben seleccionar cuatro cilindros de vacío para sujetar el cartón (Según catálogo de EMC el modelo correspondiente es: VAC-32-100-40)

2.9 Diseño de transportador de rodillos.

Los transportadores de rodillos impulsados por cadenas usan una cama de rodillos cilíndricos consecutivos como superficie de transporte. Son usados para controlar el movimiento de objetos con diversas geometrías, desde materiales frágiles hasta elementos muy grandes y pesados. El estándar No. 404-2003 de Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA, por sus siglas en inglés) establece los requisitos mínimos que deben cumplir estos equipos.

De acuerdo a la forma en que la potencia es transmitida a los rodillos, estos equipos se dividen en dos categorías: Tipo rodillo-rodillo o de cadena continua. Los primeros son ideales si las cargas son muy pesadas o cuando la aplicación requiere frecuentes detenciones y arranques.

En los transportadores tipo rodillo-rodillo la potencia es transmitida de rodillo a rodillo a través de cadenas que forman lazos cerrados entre parejas. Cada uno de estos rodillos transmite el movimiento a los rodillos vecinos en un patrón escalonado, debido a que cada rodillo lleva dos catalinas en uno o en ambos extremos.

En el interior, cada rodillo tiene dos rodamientos en sus extremos, en donde se acopla un eje fijo, con las puntas cuadradas o hexagonales, que descansa

sobre la estructura del transportador. La figura 2.35 muestra un transportador tipo rodillo-rodillo.

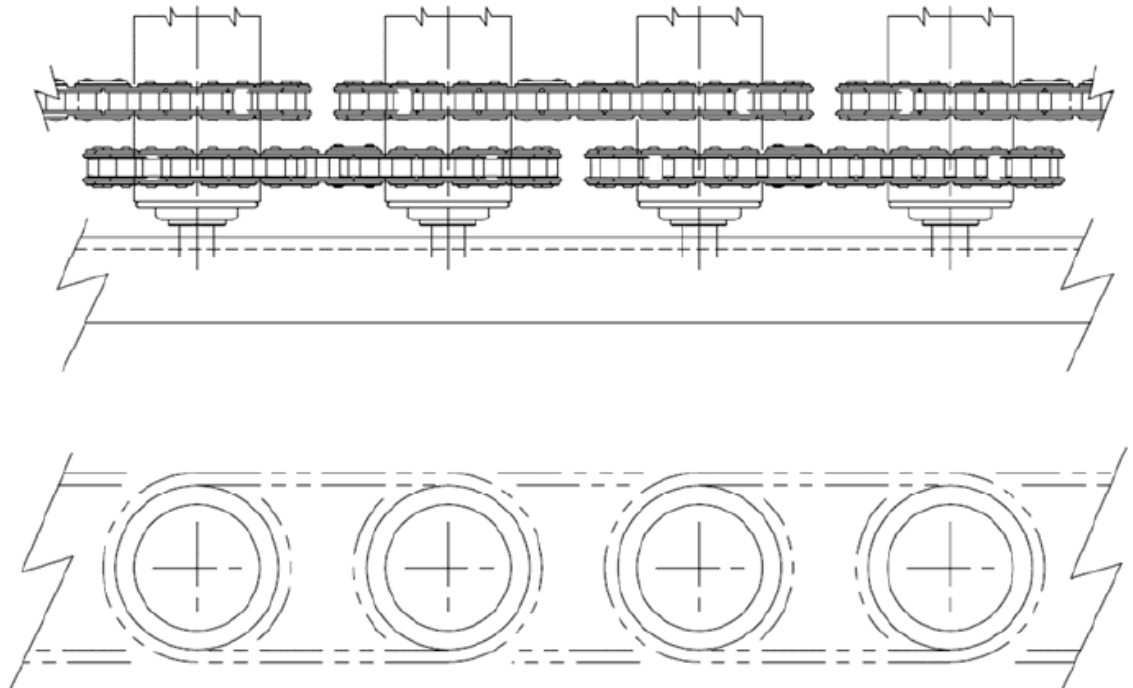


Figura 2.35 Transportador Rodillo-Rodillo

Fuente: CEMA

Para la aplicación en este proyecto, se requiere un transportador de 5600 mm de longitud y de un ancho efectivo de transporte de por lo menos 1120 mm (El ancho del pallet).

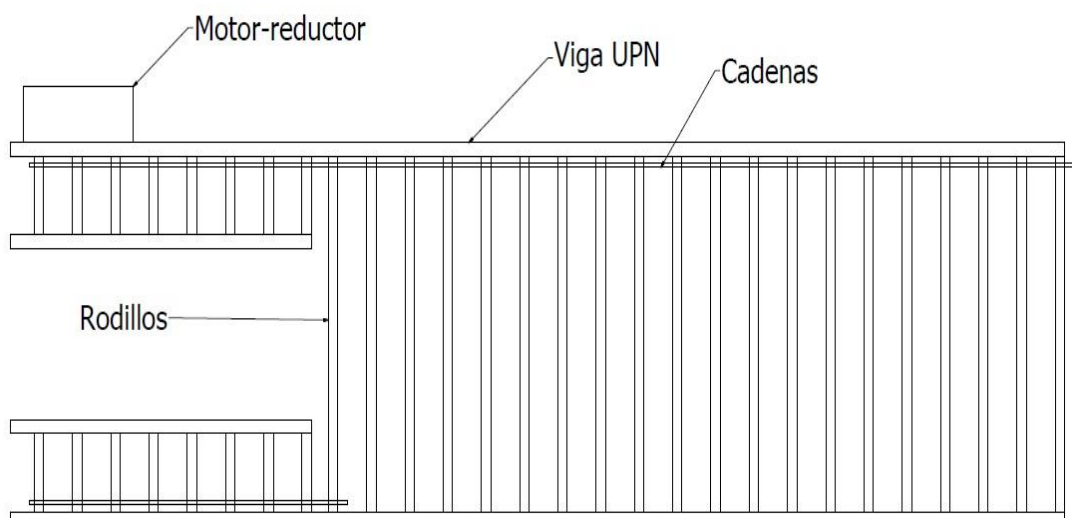


Figura 2.36 Diseño de Forma de Transportador de Rodillos

Fuente: Elaboración Propia

La figura 2.36 muestra que en la parte final del transportador se produce una bifurcación, esto es requerido para descargar el pallet introduciendo una carretilla hidráulica manual, con un ancho máximo de 690 mm y una elevación mínima de las horquillas de 185 mm (Norma UNE 58-427-78); la profundidad o largo de esta bifurcación debe ser al menos 1500mm para asegurar que todo el pallet pueda ser sujetado con las horquillas.

Considerando las dimensiones de la carretilla, se selecciona un perfil UPN120 para la estructura del transportador, y para los rodillos se escoge la tubería de diámetro nominal de 1 ½" (38.1 mm) y cédula 40. La norma utilizada recomienda como mínima cadena #40 de acuerdo a American Series (ASA por sus siglas en inglés); con catalinas del tipo doble sencillo (Martin, 2017) o dos catalinas sencillas soldadas en el extremo de la tubería.

Teniendo en cuenta el diámetro externo del tubo (48.3 mm), la unión permanente y las dimensiones del perfil UPN, se selecciona una catalina con 21 dientes. La norma nos indica que la distancia entre centros mínima es de 4" (101.60 mm) (Ver Anexo D), pero esta distancia es muy reducida si se considera que el pallet tiene 1420 mm de largo, y que la carga puede distribuirse en al menos tres rodillos, entonces se selecciona una distancia entre centros de 5.6" (142 mm). La sección transversal de este conjunto puede observarse en la figura 2.33.

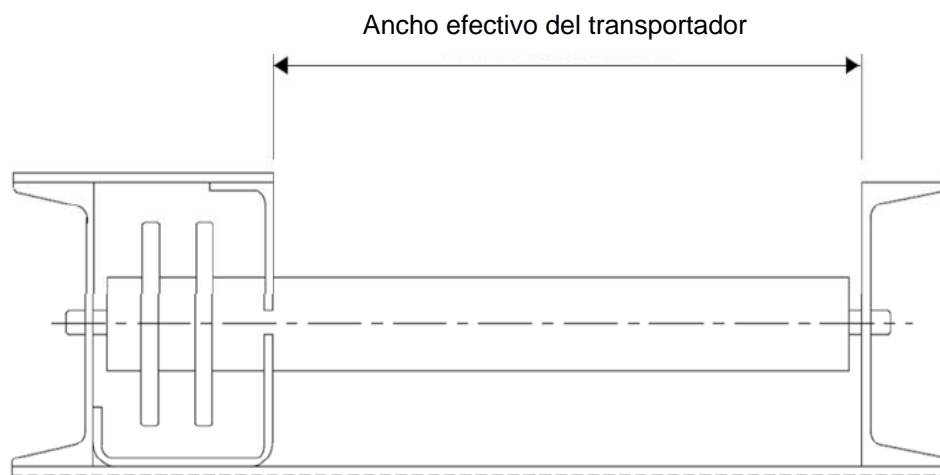


Figura 2.37 Sección Transversal de Transportador de Rodillos

Fuente: CEMA

La tracción requerida por la cadena para rotar se determina con la ecuación 2.32; la que toma en consideración un factor de fricción entre el pallet de madera y los rodillos, el peso manejado por cada rodillo, el número de rodillo del transportador, las pérdidas en las cadenas, y los diámetros del rodillo y la catalina.

$$P_N = F_{RW} W_R Q \frac{D_r}{D_s} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Dónde:

P_N : Tracción en la cadena. [lbs], (kg)

F_{RW} : Coeficiente de fricción entre los rodillos y pallets de madera. [0.035]

W_R : Masa del material transportado por cada rodillo. [46.52 lbs/rodillo], (21.10kg/rodillo)

Q : Factor de relación entre número de rodillos y las pérdidas en las cadenas. [89.05]

D_r : Diámetro de los rodillos. [1.9"], (48.3 mm)

D_s : Diámetro primitivo de la catalina. [3.35"], (85.09 mm)

La fuerza de tracción obtenida con la ecuación 2.32 es de 82.23 libras (37.30kg). Para determinar la potencia a instalar se utiliza la ecuación 2.33, la cual relaciona la velocidad lineal de los elementos sobre el transportador de rodillos y los diámetros del rodillo y la catalina.

$$P_{TR} = \frac{P_N V_P D_s}{33000 D_r} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Dónde:

P_{TR} : Potencia requerida por el transportador de rodillos. [HP], (kW)

V_P : Velocidad del pallet. [19.69 fps], (100 mm/s)

Al reemplazar los valores en la ecuación 2.33 se obtiene una potencia de 0.09HP (0.07 kW). Esta potencia está calculada considerando que el sistema

de potencia se encuentra ubicado al final de la banda transportadora, como se observa en la figura 2.36 y 2.38.

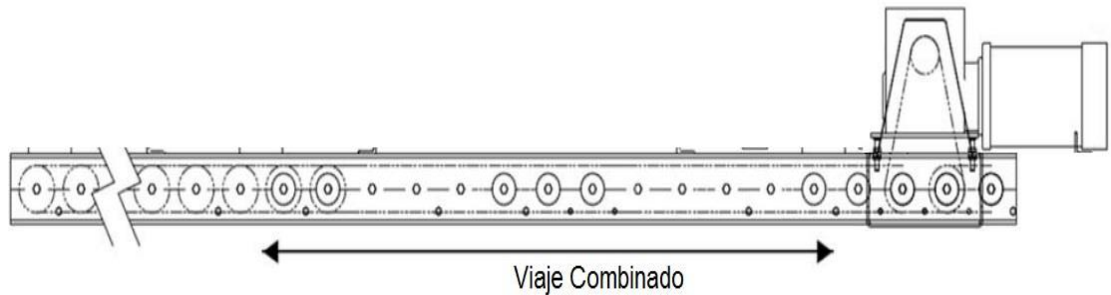


Figura 2.38 Vista Lateral de Transportador de Rodillos.

Fuente: Cema

2.9.1 Selección del sistema de potencia.

El procedimiento para seleccionar un reductor de tornillo-corona y un motor trifásico es similar al realizado anteriormente en este capítulo. A partir del diámetro del rodillo (48.3 mm) y de la velocidad lineal del pallet (100 mm/s) se conoce que la velocidad angular de los rodillos es de 40 RPM; considerando un motor de 1800 RPM se obtiene una relación de reducción de 45.

A través del catálogo de SITI, se pre-selecciona un reductor MI-40, el cual esta tabulado para 2800 RPM, debido a esto es necesario verificar con la ecuación 2.34 el torque en la entrada y la salida del reductor para constatar que no se lo sobrecargue considerando un factor de seguridad de 2.22.

$$P_i = T_i \omega_i \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Dónde:

P_i : Potencia a verificar. [kW]

T_i : Torque a verificar. [N-m]

ω_i : Velocidad angular a verificar. [Rad/s]

Para que el reductor sea considerado como una selección adecuada para la aplicación, se debe de cumplir que el torque de entrada máximo

tabulado sea mayor que el torque de entrada del motor seleccionado; y que además, el torque de salida permitido por la tabla del fabricante sea mayor que el torque requerido considerando el factor de servicio. Con la tabla 2.4 se resume los datos y los resultados obtenidos con la ecuación 2.34, asumiendo un motor de 1800 RPM y 0.14 kW.

Tabla 2.17 Verificación de reductor para transportador de rodillos

Parámetro	Fabricante	Aplicación
Velocidad angular de entrada [RPM]	2800	1800
Relación de reducción	40	40
Velocidad angular de salida [RPM]	70	45
Potencia de entrada [kW]	0.38	0.14
Torque de entrada [N-m]	1.30	0.74
Torque de salida [N-m]	34.00	14.85

Fuente: Elaboración Propia

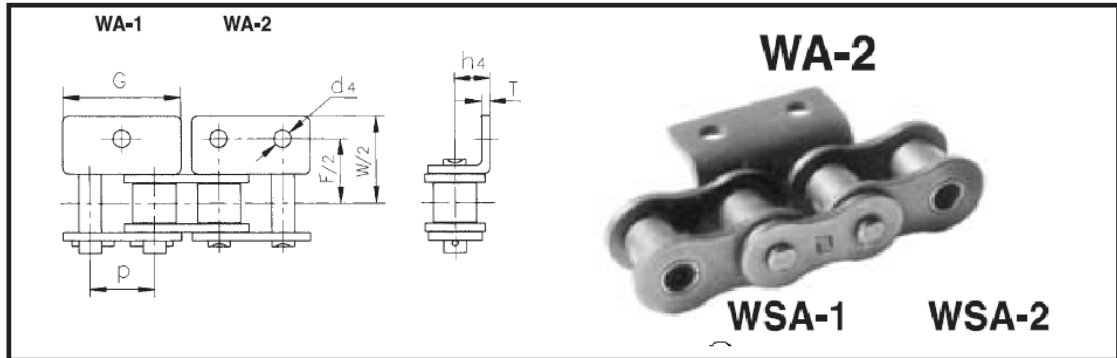
Considerando el factor de servicio el torque requerido por la aplicación es de 32.67 N-m, valor que se encuentra debajo de los 34 N-m que soporta el reductor seleccionado; este torque fue calculado con la potencia demandada por el transportador (0.07 kW) y no la potencia del motor seleccionado.

El modelo de reductor seleccionado tiene un código interno de SITI: MI – 40 – 40 – PAM56B14 – 19 – A – B3. El cual tiene una eficiencia mecánica de 0.65, entonces la potencia requerida por la aplicación es de 0.11 kW de los 0.14 kW disponibles por el motor seleccionado.

2.10 Diseño de Barra de Arrastre.

La barra de arrastre tiene la función de empujar una capa de envases desde la mesa de formación hasta el palet, para lograrlo utiliza dos cadenas de rodillos de transportador como se muestra en la tabla 2.18. Cada cadena está a un costado del equipo sobre sus correspondientes catalinas, una motriz y otra libre, dos barras opuestas unen ambas cadenas. Las catalinas motrices están conectadas por un eje, y este a su vez a un motorreductor.

Tabla 2.18 Cadena de transportador para barra de arrastre



DIN ISO N° Cadena Chain No. N° de chaîne	P mm	G mm	F mm	W mm	T mm	h4 mm	d4 mm
08B	12,70	23,30	25,40	36,40	1,60	8,90	4,30
10B	15,875	29,58	31,76	44,60	1,70	10,31	5,30
12B	19,05	34,05	38,10	52,40	1,85	11,40	6,40
16B	25,40	46,40	50,80	72,60	3,10	15,88	6,40

Fuente: Catálogo Translink

Aun suponiendo que un coeficiente de fricción igual a uno entre los envases y la plancha de acero inoxidable sobre la que se deslizan, la carga que debe empujar la barra de arrastre es de 3.52 kg, valor despreciable para realizar cálculos. Seleccionando una catalina ISO con paso de 12.70 mm y 24 dientes el torque requerido no supera los 1.75 Nm, y la potencia es menor a 2.6 Watts.

Entonces el procedimiento para seleccionar el motor y el reductor es considerando la velocidad de operación requerida. Los resultados se enlistan en la tabla 2.19 a continuación.

Tabla 2.19 Motor y reductor de barra de arrastre

Velocidad del eje (RPM)	15
Relación de reducción	121.3
Modelo de reductor (SITI)	P63-MI-40-121-PAM63B14-19-A-B3
Velocidad de motor (RPM)	1800
Potencia del motor (kW)	0.07

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El tercer capítulo discute los resultados obtenidos en el capítulo anterior, en él se verifica si los valores obtenidos cumplen con las expectativas planteadas, definiendo la viabilidad de la alternativa tomada. Para lograrlo se compararán las asunciones realizadas con sus resultados, contrastándolas con otros casos similares si hubiese la opción de hacerlo.

3.1 Estimación de tiempos

La estimación de los tiempos de cada una de las operaciones en un proceso de producción es una de las tareas más importantes en la industria de manufactura. Una estimación apropiada para cada operación permite acoplar un equipo nuevo a la producción de una línea existente. Idealmente se busca que los tiempos sean los más pequeños posibles, lo cual se traduce en un incremento de la producción. Sin embargo, cada tiempo estimado depende de la operación que se realice, el producto, velocidades límites en actuadores y motores, entre otros (Murcientes, 2008).

Al inicio del diseño solamente se conocía la producción de la línea y las operaciones que realizará este equipo. A partir de la producción se estimó que para formar cada capa se disponía solamente de 51,8 segundos, tiempo que debía repartirse entre todas las operaciones. Esta repartición se realizó de acuerdo a las velocidades normales de cilindros neumáticos y motores, de tal forma que las operaciones críticas en donde los envases están involucrados no pueden poseer tiempos que provoquen grandes aceleraciones, lo que podría provocar daños en ellos.

La tabla 3.1 muestra los tiempos estimados para las operaciones realizadas por la paletizadora. Múltiples operaciones requieren ser realizadas hasta 11 veces para formar una capa, mientras que otras tan solo necesitan un movimiento por cada capa formada; los movimientos 1 hasta el 5 corresponden al primer caso, y la diferencia al segundo.

Tabla 3.1 Tiempos estimados para operaciones de la paletizadora.

Orden	Descripción	Tiempo (s)
1	Subida de barrera	0,40
2	Banda transportadora	2,00
3	Bajada de barrera	0,20
4	Empuje de fila	1,10
5	Retroceso de empujador de fila	0,55
6	Avance de empujador de capa	20,00
7	Tiempo muerto entre capas	5,05
8	Ubicar cartón separador	15,00
9	Descenso de pallet por capa	2,00
10	Descenso final de pallet	2,00
11	Transportador de rodillos	16,00
12	Ascenso de pallet	33,00
13	Caída de primer cartón	0,80

Fuente: Elaboración Propia

3.2 Mesa de acumulación

La función de la mesa de acumulación es almacenar envases para evitar la detención de la línea en caso de falla; el tiempo asignado para corregir esta falla responde a limitaciones espaciales y a los envases disponibles, y no a un criterio de mantenimiento industria. Es así que, para poder tener más tiempo para la reparación, es necesaria una mesa de acumulación más grande. La tabla 3.2 agrupa los tiempos y las variables en esta sección.

Tabla 3.2 Parámetros básicos de operación de la mesa de acumulación

Variable		Valor	Unidades
Capacidad mínima de la mesa	C_{\min}	290	latas
Capacidad nominal de la mesa	C_{Ac}	434	Latas
Tiempo de llenado a capacidad mínima	t_c	3	minutos
Tiempo de reparación de línea a cap. mínima	t_R	2,84	minutos
Tiempo de reparación de paletizadora a c. mín.	t_{Rp}	1,5	minutos

Fuente: Elaboración Propia

Además, para su dimensionamiento se realizó una suposición muy importante: sobre la mesa los envases se acumularán en un patrón alternado como se indica en la figura 3.1, si esto ocurriese no sería necesario el equipo diseñado, se concluye que esta situación es poco probable e irreal. Entonces los envases se deslizarán y se organizarán de manera aleatoria, por ello se requiere sobredimensionar la mesa de acumulación a toda el área disponible, la cual es 8,74 metros cuadrados, de acuerdo a las dimensiones del análisis de alternativas.

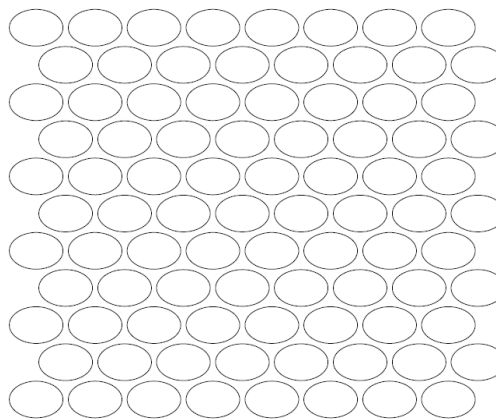


Figura 3.1 Patrón Alternado para el Arreglo de Envases Ovais
Fuente: Elaboración Propia

3.3 Diseño de mesa elevadora

La estructura de la mesa elevadora está formada por 4 varillas cuadradas ubicadas en el centro para soportar el peso del pallet, y dos varillas en los extremos cuya función es centrar el pallet. Las 6 varillas convergen a dos pletinas, una de cada lado, las que transmiten la carga a las orejas de izaje. La tabla 3.3 enlista los materiales seleccionados y el factor de seguridad estático calculado.

Tabla 3.3 Elementos de la estructura de la mesa elevadora.

Elemento	Longitud (mm)	Cantidad	Factor de seguridad
Varilla cuadrada -15mm	1320	6	3,15
Pletina 50x4 mm	1450	2	3,45

Fuente: Elaboración Propia

Los elementos que conforman el sistema de elevación se encuentran en la tabla 3.4, estos son los ejes, catalinas, cadenas, chumaceras, reductores y los motores. Debido a que las cargas son bajas, las dimensiones y la potencia a instalar también lo son. El contrapeso contribuye disminuyendo el torque requerido por el equipo para operar, y por ende la potencia para mover el sistema.

Tabla 3.4 Elementos del sistema de transmisión de potencia y elevación

Elemento	Cantidad
Ejes de transmisión	2
Catalinas N° 25, tipo B	4
Cadena de rodillos N° 25	4
Chumaceras UCP206D1	4
Reductor de tornillo y corona, $i=242.6$, Diámetro del eje lento=19mm	2
Motor trifásico de 0,07 kW, 1800 RPM	2

Fuente: Elaboración Propia

3.3.1 Diseño de Eje

De acuerdo a la tabla 3.5 el eje de este sistema sufre una disminución de su diámetro en la parte central, esto porque a pesar de que el momento flector es máximo en el centro no tiene concentrador de esfuerzo alguno, traduciéndose en un menor esfuerzo y un menor diámetro requerido. Además lo asumido en el capítulo 2 para el diseño del eje, tiene ciertas implicaciones con respecto a la relación de la frecuencia y la fase entre los esfuerzos de flexión y torsión, considerando que tras cada movimiento intermitente el esfuerzo de flexión y de torsión sufren una variación se podría creer que tienen igual frecuencia, pero, comparando la figuras 3.2 y 3.3 se observa que ambos no pasan por el origen en el mismo ángulo de rotación, lo que conlleva a deducir que no tienen igual frecuencia.

De forma similar, al analizar los valores máximos y mínimos de cada esfuerzo se advierte que, cuando el esfuerzo de flexión es máximo el

torque no lo es necesariamente. Por ejemplo, cuando el ángulo es de 630° la flexión llega a un máximo y el torque es cero, por consiguiente, los esfuerzos también están desfasados. Todo lo planteado anteriormente converge en una sola alternativa: El eje está sometido a un estado de esfuerzo multiaxial complejo, sin embargo, al tratarse de un tema muy complejo que aún se encuentra en estudio (SAE, 1988), por ello se asumió que se trata de un caso de esfuerzos sincrónicos, en fase y de igual periodo, suponiendo que esta asunción es más conservadora.

Tabla 3.5 Diámetros del eje para elevador de pallets

	Diámetro mínimo teórico [mm]	Diámetro real [mm]
d1	15.16	19
d2	20.91	30
d3	23.18	34
d4	20.56	44

Fuente: Elaboración Propia

3.3.2 Selección de Material para Eje

El acero AISI-SAE 1018 es uno de los acero transmisión más usados en la industria para transmisión de potencia. A pesar de solo poseer un porcentaje de carbono máximo de 0.2%, la adición de manganeso le otorga a este acero propiedades altas de dureza y resistencia a la fluencia. La tabla 3.6 muestra los porcentajes de elementos aleantes para este material.

Tabla 3.6 Composición de acero AISI-SAE 1018

Acero	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Fe (%)
AISI 1018	0.15 a 0.2	0.6 a 0.9	0.04	0.05	Balance

Fuente: SAE

Este tipo de acero de bajo contenido de carbono es conocido por su excelente propiedad de conformabilidad. La tabla 3.7 presenta los valores

de la resistencia mecánica a la tensión y la resistencia a la fluencia presentes en el material luego de realizado trabajos en frío y caliente.

Tabla 3.7 Propiedades mecánicas de acero AISI-SAE 1018

Condición	Resistencia a la tensión [MPa]	Resistencia a la fluencia [MPa]	Elongación (%)	Dureza [HBN]
Laminado en caliente	400	220	25	116
Estirado en frío	440	370	15	126

Fuente: SAE

La figura 3.2 muestra esquemáticamente el efecto de los diferentes tipos de rolado sobre la forma y tamaño de grano de un material. En esta se puede apreciar que para rolado en frío se obtiene un tipo de grano irregular y alargado y para rolado en caliente se obtiene un grano uniforme y circular. Se considera que esto es consecuencia de la estrecha relación existente entre la temperatura y el crecimiento de grano.

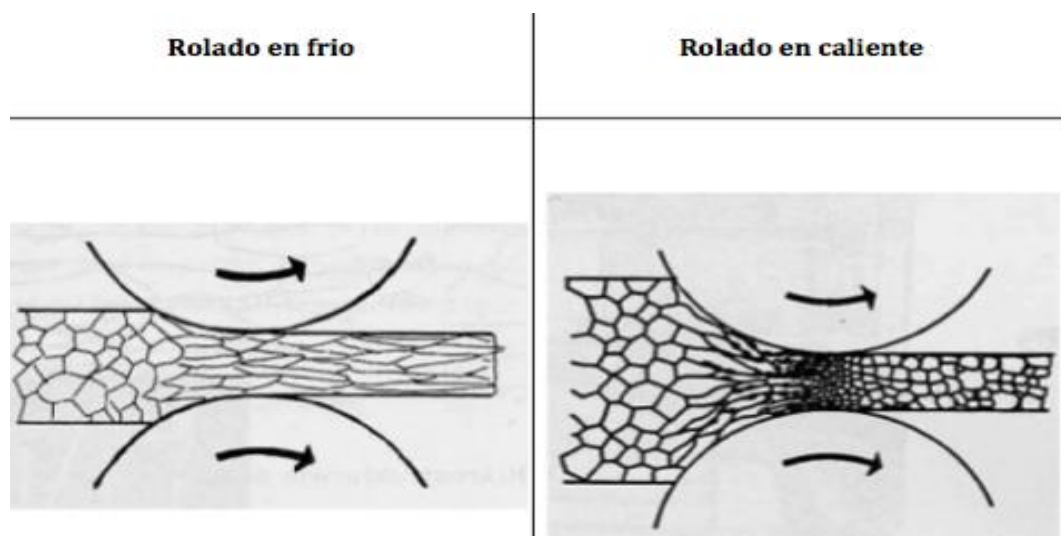


Figura 3.2 Efectos del Rolado Sobre el Grano de un Acero

Fuente: Groove

A continuación se analizara de manera más profunda las fases formadas por un acero de transmisión de bajo contenido de carbono debido a su trabajado. La microestructura consecuencia del trabajado en frío se muestra en la Figura 3.3, en esta se puede apreciar como los granos del material se alargan respecto al proceso de laminación debido a que no se da lugar a la recuperación de la estructura cristalina.

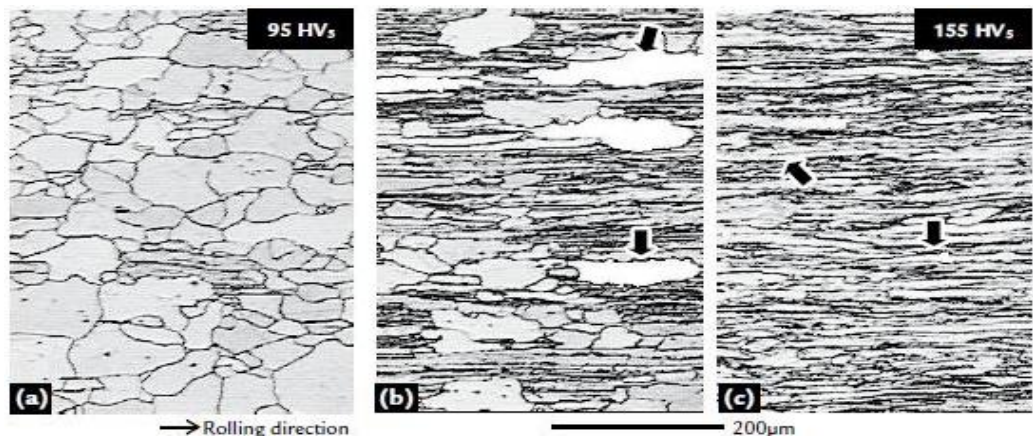


Figura 3.3 Estructura Cristalina de Acero Trabajado en Frío

Fuente: Scielo

En la Figura se puede observar como las fases del material se desarrollan y distribuyen durante el proceso de rolado en caliente, esto se debe a que este proceso se realiza con valores de temperatura cercanos a 800°C donde el acero alcanza un estado de recristalización.

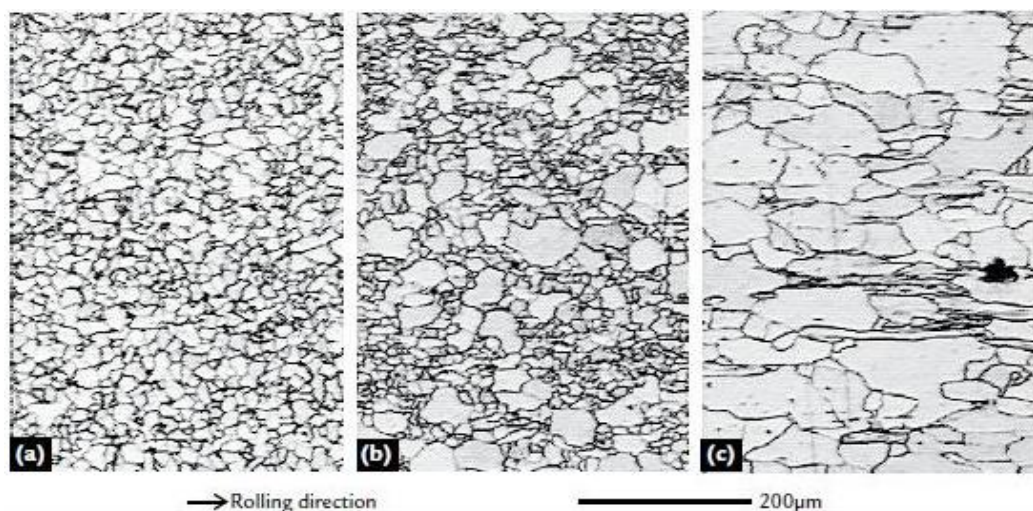


Figura 3.4 Estructura Cristalina de Acero Laminado en Caliente

Fuente: Scielo

3.4 Dispensador de pallets

Existen diversos tipos de dispensadores, cada uno pensado para manejar diferentes geometrías y dimensiones de pallets. Los tres tipos principales se pueden clasificar en: Tirador de pallet del depósito, elevador y separador de dos brazos, y elevador de horquillas.

En el tipo tirador, un transportador con cadena de arrastre hala el primer pallet, mientras la pared del depósito evita que toda la columna de pallets que están encima se desplacen, este proceso provoca la caída de la pila de pallets sobre el transportador cuando el primero es extraído por completo. En el dispensador tipo elevador, dos brazos sujetan el apilamiento por los costados, desde el segundo pallet, dejando sobre el transportador de rodillos el primer pallet para su movimiento; en este caso, una vez completada la extracción del primer pallet, los brazos descienden la columna de pallets hasta el transportador para repetir el ciclo. En la figura 3.4 se muestra el último modelo de dispensador, el de horquillas, que realiza el mismo movimiento que el tipo elevador, pero reemplaza los brazos por dos horquillas similares al de un montacargas (Columbia, 2009).

El dispensador diseñado en este proyecto, eleva el apilamiento un par de centímetros, empujando con cuatro brazos el segundo pallet hacia arriba; esto permite al transportador de rodillos desplazar el primer pallet sin dificultad. Cuando este ha sido removido, los brazos rotan a su posición original dejando caer la columna. Este sistema es una mezcla de los dos primeros tipos mencionados, pero a diferencia del elevador y separador de pallets, tan solo requiere de dos cilindros neumáticos para funcionar, en lugar de varios motorreductores y actuadores neumáticos.

3.5 Consideraciones sobre la selección de motores

La selección de un motor eléctrico trifásico requiere la consideración de varios aspectos para evitar fallas prematuras en sus componentes. Estos parámetros pueden ser tan usuales como la potencia mecánica y la velocidad de rotación, o tan poco considerados como el tipo de carcasa y la altitud de operación. En

total se podrían enlistar hasta 25 aspectos que se deberían considerar para la selección de un motor (Guerrero, 2009).

La eficiencia de un motor eléctrico depende de muchas variables, entre las que se destacan la potencia del motor y el porcentaje de la carga con respecto a la potencia nominal. En términos generales, un motor de baja potencia también tendrá una menor eficiencia que uno de mayor potencia al mismo porcentaje de carga. Además, la eficiencia de un motor varía de acuerdo a la carga aplicada, obteniéndose los valores más altos entre el 50% y el 75% de la carga nominal, valores que son los mencionados en los datos de la placa (Nema 10, 2013).

La eficiencia de un motor indica cuanta es la potencia eléctrica requerida con respecto a la potencia mecánica demandada. Es una práctica usual adquirir motores de baja eficiencia por su menor costo, sin embargo, si se hubiese invertido más dinero en un motor de alta eficiencia la inversión retornaría después de algunos meses, produciendo un ahorro significativo en el consumo energético después de este periodo (WEG, 2010).

De los muchos aspectos a considerar, el tipo de servicio es uno de los más importantes en el proyecto. Este parámetro representa los periodos en que el motor se encuentra energizado/apagado, y los cambios que se producen en la carga. Cada norma aborda este aspecto de forma similar, es así que la NEMA establece un número de arranques e intervalos permitidos de acuerdo a la potencia y el número de polos considerando la inercia (Nema, 2013); mientras que la Comisión Internacional Electrotécnica (IEC, por sus siglas en inglés) clasifica los ciclos de servicios en nueve grupos, en donde los motores usados estarían en la categoría S4, Servicio periódico intermitente con arranque.

Al final para considerar en el diseño la carga intermitente, inercias, las constantes arranques/paradas, y las inversiones de marcha, ambos organismos remiten los métodos de cálculo al fabricante del motor. Consultando los catálogos de Siemens y ABB, se verifica que las pérdidas térmicas en los devanados son las responsables de las averías prematuras en

un motor cuando se somete a este conjunto de factores, es así que el motor no debería sobrepasar la sobret temperatura límite para la que fue diseñado. La tabla 3.6 resume los motores usados según su aplicación y el número de arranques/inversiones por hora.

Tabla 3.8 Motores requeridos

Aplicación del motor	Potencia (kW)	Velocidad (RPM)	Arranques /inversión por hora	Porcentaje de carga
Ascensor de palets	0.07	1800	69.5	68.0
Banda transportadora	0.07	3600	764	11.0
Arrastre de envases	0.07	1800	69.5	<6.0
Colocador de cartones	0.07	1800	69.5	97.0
Transportador de palet	0.14	1800	2.5	80.0

Fuente: Elaboración Propia

3.6 Análisis de costos

El análisis de costos se divide en dos secciones, la primera es la comparación entre la fabricación nacional de una paletizadora automática con respecto a la importación de equipos de similares características; mientras que la segunda parte es determinar el tiempo de retorno de la inversión.

3.6.1 Análisis de costo sobre la importación

Para determinar el precio de construcción es necesario sumar el costo de los materiales y de la mano de obra. La tabla 3.9 agrupa los precios de los materiales que generan un mayor costo en la fabricación de la paletizadora de envases ovales, estos valores fueron obtenidos a través de cotizaciones en el mercado nacional y no incluyen impuestos ni equipos de control y automatización. Mientras tanto la tabla 3.10 refleja el costo de la mano de obra, la cual se divide en costo de mecanizado de piezas, la mano de obra directa y los gastos técnicos y administrativos para su diseño y construcción.

Tabla 3.9 Costo de materiales

Ítem	Materiales y Equipos	Cant.	Costo unit.	Costo del ítem
1	Motor 0,07KW	5	\$ 150,00	\$ 750,00
2	Motor 0,14KW	1	\$ 300,00	\$ 300,00
3	Reductor P63-MI40-121-PAMB63B14-19-A-B3	3	\$ 350,00	\$ 1.050,00
4	Reductor MI40-40-PAMB56B14-19-A-B3	2	\$ 270,00	\$ 540,00
5	Rodamiento de bola 6302	88	\$ 5,00	\$ 440,00
6	Chumacera tipo puente UCP206D1	2	\$ 15,00	\$ 30,00
7	Chumacera tipo puente UCPL204D1	4	\$ 12,00	\$ 48,00
8	Sistema de transmisión rodillo	44	\$ 12,00	\$ 528,00
9	Sistema de transmisión de elevador	4	\$ 18,00	\$ 72,00
10	Cilindros neumáticos	5	\$ 92,00	\$ 460,00
11	Cilindros de vacío	4	\$ 120,00	\$ 480,00
12	Canal UPN120 ASTM A-36	3	\$ 110,00	\$ 330,00
13	Eje de rodillo AISI SAE 1018	44	\$ 4,50	\$ 198,00
14	Eje de transmisión AISI SAE 1018	3	\$ 20,00	\$ 60,00
15	Plancha de acero inoxidable AISI 430, 3mm	5	\$ 166,00	\$ 830,00
16	Pletina de ASTM A-36 50x4 mm	1	\$ 16,00	\$ 16,00
17	Varilla cuadrada ASTM A-36 de 15mm	2	\$ 27,00	\$ 54,00
18	Tubería ASTM A-53 DN 1.5 pulg. - 40S	11	\$ 45,00	\$ 495,00
19	Tubo cuadrado de 75x3mm	3	\$ 55,00	\$ 165,00
20	Tubo cuadrado de 50x3mm	3	\$ 26,00	\$ 78,00
21	Barra redonda AISI 304, 1.5 pulg.	2	\$ 278,00	\$ 556,00
22	Consumibles varios			\$ 750,00
Costo Total en materiales				\$ 8.230,00

Fuente: Distribuidores varios

Tabla 3.10 Costo de mano de obra

Servicio	Costo
Servicios de maquinado	\$ 1.350,00
Mano de obra directa	\$ 6.936,00
Gastos técnicos-administrativos	\$ 2.500,00
Costo Total en mano de obra	\$ 10.786,00

Fuente: Elaboración Propia

Costo total

Costo de Materiales	\$ 8.230,00
Costo de Mano de obra	\$ 10.786,00
Total de gastos indirectos	\$ 1.800,00
Subtotal	\$ 20.816,00
IVA 14%	\$ 2.914,24
Total del proyecto	\$ 23.730,24

El total del proyecto suma 23.730,24 dólares, sin embargo este precio puede verse incrementado si se toman en cuenta los equipos requeridos para el control y automatización de la paletizadora de envases ovales, además de otros materiales para no considerados para su construcción.

Cotizando un equipo similar, una paletizadora de envases circulares y botellas con una capacidad de producción entre 170 y 200 lpm, y una potencia instalada de 2.5 kW con dimensiones de 7000x2100x3150 mm y una masa de 2500 kg de procedencia China.

Este equipo requiere ser adaptado para trabajar con envases ovales, pero no se lo considerará en este análisis de costos. Los costos para importar la paletizadora se detallan en la tabla 3.11. A partir del precio libre a bordo (Costo FOB, por sus siglas en inglés) del equipo exportado en la salida de China, se determina el precio de coste, seguro y flete (Costo CIF, por sus siglas en inglés) y se agregarán los impuestos correspondientes de acuerdo al Servicio Nacional de Aduana del Ecuador (SENAE).

Tabla 3.11 Costos de importación de equipo similar

Equipo Importado	
Costo FOB de equipo	\$ 25.000,00
Transporte (\$1,50 x kg)	\$ 3.750,00
Seguro (2% del FOB + Transporte)	\$ 575,00
Costo CIF de equipo	\$ 29.325,00
5% AD VALOREM (Sobre CIF)	\$ 1.466,25
0,5% FODINFA (Sobre CIF)	\$ 146,63
ICE (Sobre CIF)	\$ -
Salvaguardia (35% del CIF)	\$ 10.263,75
14% IVA (Sobre CIF+ADV+FODINFA+ICE+Salvaguardia)	\$ 5.768,23
Total de impuestos	\$ 17.644,85
Costo final	\$ 46.969,85

Fuente: SENAE

Además se cotizó la importación (tabla 3.12) de un equipo de iguales características que el diseñado en este proyecto, con la única diferencia de que no es automática la colocación de los cartones separadores. Esta paletizadora es de procedencia española y tiene una potencia instalada de 5kW.

Tabla 3.12 Costo de importación de equipo igual

Máquina Importada	
Costo FOB de equipo	\$ 75.000,00
Transporte (\$1,50 x kg)	\$ 3.750,00
Seguro (2% del FOB + Transporte)	\$ 1.575,00
Costo CIF del equipo	\$ 80.325,00
5% AD VALOREM (Sobre CIF)	\$ 4.016,25
0,5% FODINFA (Sobre CIF)	\$ 401,63
ICE (Sobre CIF)	\$ -
Salvaguardia (0% del CIF)	\$ -
14% IVA (Sobre CIF+ADV+FODINFA+ICE+Salvaguardia)	\$ 11.864,00
Total de impuestos	\$ 16.281,88
Costo final	\$ 96.606,88

Fuente: SENAE

Como se observa los costos de importación son de 46.969,85 y 96.606.88 dólares para un equipo similar e igual respectivamente, en comparación con los 23.730,24 dólares que costaría fabricar el equipo en el país. Este incremento se debe principalmente a los impuestos registrados en el país, que en total suman más del 50% del costo inicial del equipo en el caso de la paletizadora de origen asiático. Por lo tanto se demuestra que la realización del proyecto es rentable utilizando los recursos nacionales.

3.6.2 Análisis de Tiempo de Retorno de la Inversión

Debido a la disminución del número de trabajadores para realizar esta actividad es necesario determinar en cuanto tiempo se obtiene el retorno de la inversión inicial. Para ello se requiere determinar los costos por consumo eléctrico que produciría el equipo trabajando un mes, 24 horas al día y 7 días por semana, este valor se obtiene de la Agencia de Regulación y Control de Electricidad (ARCONEL), y se muestra en la tabla 3.13.

Tabla 3.13 Costo mensual por consumo eléctrico

Costo por consumo eléctrico		Costo por mes
Potencia instalada (kW)	3,64	
Consumo eléctrico (kWh)	0,09	
Costo de demanda (USD/kW)	4,003	\$ 14,57
Costo de consumo (USD/kWh)	0,097	\$ 6,29
Costo total por mes:		\$ 20,86

Fuente: ARCONEL

La tabla 3.13 considera el precio que una industria debe de pagar por la demanda de una potencia instalada y por el consumo real, considerando únicamente la potencia activa de los motores seleccionados de acuerdo a su tiempo de operación (ARCONEL, 2015).

Mientras tanto la tabla 3.14 resume los gastos que produce el proceso de paletizado al año, considerando el uso de un solo operador ganando el

suelo básico, los costos por mantenimiento, el consumo eléctrico y la depreciación.

Tabla 3.14 Gastos al año de paletizadora

Gastos anuales con paletizadora	
Consumo eléctrico	\$ 250,28
Mantenimiento	\$ 411,50
Costos por operario	\$ 6.091,20
Depreciación (10 años)	\$ 2.373,02
Total	\$ 9.126,00

Fuente: Elaboración Propia

Tomando en cuenta la tabla 3.15, después del tercer año el proceso de paletizado manual provocaría gastos mayores que instalar la paletizadora propuesta en este proyecto. El tiempo fijado para un retorno de la inversión es de 3.03 años, lo que generaría un ahorro en producción de casi 7 años considerando una vida útil del equipo de 10 años.

Tabla 3.15 Flujo de gastos de paletizadora

Gastos	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4
Producción con paletizadora	\$ 23.730,24	\$32.856,24	\$41.982,24	\$51.108,25	\$60.234,25
Producción sin paletizadora	\$ -	\$18.273,60	\$36.547,20	\$54.820,80	\$73.094,40

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se diseñó una paletizadora automática de latas ovales de 160x108x36 mm para sardinas, en un arreglo por capa de 11x8 envases y 28 capas, para almacenarlas en pallets de 44" x 56" (1120x1420 mm). La producción de la línea es de 96 envases por minutos, y de la paletizadora es de 102 envases por minuto.
- Se determinó las dimensiones de una mesa de acumulación, la cual almacena los envases antes de ingresar a la paletizadora, proceso que genera grandes ventajas en el proceso de producción evitando su detención en caso de averías o fallas en la línea. Además este pulmón apaga la paletizadora cada dos pallets, lo que permite incrementar la producción hasta 102 envases por minuto prescindiendo de su función de almacenamiento.
- Se realizó el diseño una mesa de elevación y descenso con cadenas y contrapeso para pallets con una capacidad de 154 kg y una velocidad media de 38 mm/s. Considerando los movimientos lineales intermitentes requeridos en el proceso de paletizado, se seleccionó los reductores de tornillo sin fin-corona y los motores trifásicos requeridos.
- Se realizó una comparación entre diversos aceros al carbono laminados en caliente y estirados en frío, para el diseño de los ejes de la mesa de elevación y descenso. Los diámetros se hallaron iterando las ecuaciones para ejes sometidos a esfuerzos por fatiga, determinándose que el acero AISI-SAE 1018 era el más conveniente para la aplicación.
- El dispensador de pallets se diseñó como dos uñas pivoteadas en un eje, y accionadas por un cilindro neumático de efecto simple. Para lograrlo se consideró el esfuerzo repetitivo sobre los elementos que conforman este

mecanismo, los cuales se dividieron en eje, brazos y chumaceras de piso, las que fueron seleccionadas del catálogo de NTN.

- La banda transportadora fue diseñada siguiendo el catálogo de Forbo, y consistió en dos rodillos, y una banda que descansa sobre una plancha de acero inoxidable AISI 430. La banda soporta solamente el peso de ocho envases, por lo que se obtuvo una potencia pequeña para su operación de forma constante, la selección del reductor y del motor requirió considerar la alta frecuencia de arranques y detenciones, para evitar incrementos de temperatura excesivos sobre el devanado del motor.
- Se seleccionó los actuadores neumáticos de doble efecto, los perfiles estructurales y las guías para realizar el acomodo de los envases y así generar un patrón alternado. Este equipo se basa en dos mecanismos de un grado de libertad que trabajan en conjunto.
- El colocador de cartones se diseñó a partir de un mecanismo de tornillo de potencia acoplado directamente a un motor, el que mueve linealmente un carro con cuatro cilindros neumáticos de vacío para sujetar el cartón separador. Mencionado carro se desplaza sobre dos rieles a una velocidad media de 100mm/s en cada dirección para cumplir su función.
- Finalmente se diseñó un transportador de rodillos según la norma N404 de la organización CEMA, este modelo consistió en un transportador tipo rodillo-rodillo recto. Para los rodillos se escogió una tubería de 1.5 pulgadas de diámetro nominal y de cédula 40, y para la estructura principal se usó un perfil laminado UPN120. Aplicando el procedimiento descrito en la norma se seleccionó un reductor y un motor de 0.14 kW a 1800 RPM.
- El último proceso realizado fue analizar los costos para determinar la viabilidad económica de realizar el proyecto, comparando los costos para realizar el diseño y la construcción de este equipo en el país con respecto a la importación de un equipos de similares características, obteniéndose

como resultados que el exceso de impuestos hace viable el proyecto en este aspecto; Además se determinó que el tiempo de retorno de la inversión es de 3 años a partir de su implementación.

4.2 Recomendaciones

- En este proyecto no se seleccionaron los equipos para el control de los motores y actuadores, para lograr la automatización del equipo diseñado. Es necesario que un profesional realice esta actividad antes de ejecutar el proyecto, esto incrementará significativamente su costo, pero no lo duplicará para justificar la importación del equipo.
- El diseño de todos los elementos mecánicos fue realizado asumiendo una velocidad media, sin embargo, los accionamientos rápidos obedecen la ley de movimiento trapezoidal. Esta ley indica que al inicio del movimiento se produce una aceleración, hasta lograr la velocidad objetivo y después una desaceleración hasta retornar al estado de reposo. Debido a que sólo se consideraron los tiempos requeridos para la realización de todos los movimientos y procesos, se podría realizar aplicar esta teoría para la selección de motores y reductores.
- Algunos motores se encuentran trabajando muy por debajo de su capacidad nominal, produciendo eficiencias muy bajas; esto debido a que se seleccionaron únicamente motores trifásicos. Se podría explorar otras opciones, como motores monofásicos, de corriente directa o motores de paso; con el objetivo de disminuir la potencia requerida y el factor de potencia. En caso de que estas opciones no sean consideradas, existen otras soluciones como la compensación de potencia con el uso de condensadores, por lo que resulta necesario consultar con un ingeniero eléctrico sobre esta recomendación.
- En todos los casos en donde se requirió un reductor se asumió que estos tienen propiedades de autocontención, lo cual significa que la corona no puede mover al tornillo, y por ende no se puede producir movimiento desde

el eje lento. Sin embargo la irreversibilidad depende del ángulo de la hélice, por ello se recomienda verificar la necesidad de instalar motores con autofrenado.

- Debido a la altura de la paletizadora se requiere anexar una escalera de servicio y una plataforma lateral para realizar actividades de supervisión mantenimiento. Esta se debe diseñar siguiendo los lineamientos del reglamento de seguridad y salud de los trabajadores.

BIBLIOGRAFÍAS

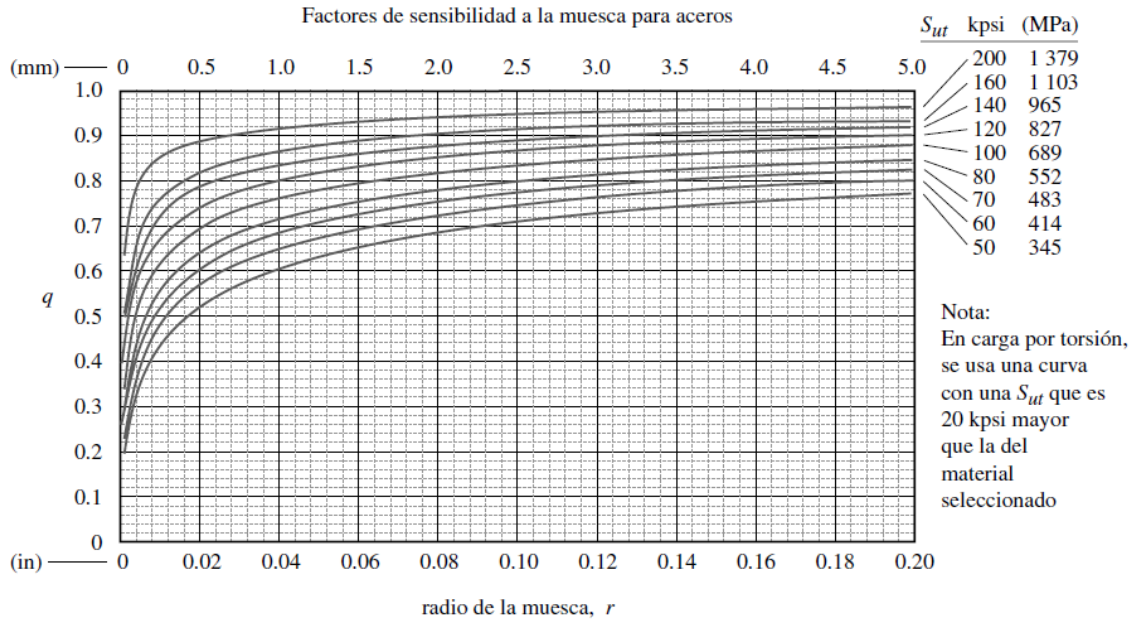
1. CPE INEN 0190. (1992). Envases metálicos de sellado hermético para alimentos y bebidas no carbonatadas.
2. NIOSH. (1981). Work practices guide for manual lifting. NIOSH Technical Report nº 81-122. National Institute for Occupational Safety and Health. Ohio: Cincinnati.
3. OMS. (2004). Prevención de trastornos musculoesqueléticos en el lugar de trabajo, Organización mundial de la salud. Suiza: Ginebra.
4. Thomas, R. (1993). Revised NIOSH equation for the design and evaluation of manual lifting tasks, National Institute for Occupational. USA: University of Wisconsin-Milwaukee.
5. El Comercio. (7 de junio de 2014). Cinco enfermedades más comunes en el trabajo. Obtenido de versión digital del periódico El Comercio: <http://www.elcomercio.com/actualidad/enfermedades-laborales-iess-ecuador-lumbalgia.html>
6. Valencia, F. (1986). Local muscle fatigue: A precursor to RSI?. Australia: The Medical Journal of Australia.
7. Roel, J. (1999). Las patologías por movimientos y esfuerzos de repetición: Informe para un daño anunciado. España: Alicante.
8. NIOSH. (1995). Cumulative trauma disorders in the workplace. National Institute for Occupational Safety and Health. Ohio: Cincinnati.
9. Vicente, J. (2014). El ausentismo laboral y su incidencia en el proceso productivo. Ecuador: Universidad Central del Ecuador.
10. Columbia. (2009). The Science of Palletizing. Vol 3. Columbia Palletizing.
11. Norton, R. (2011). Diseño de Máquinas. México: Pearson Educación.
12. Shigley. (2008). Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. New York: McGraw Hill.
13. AECO. (2016). Magnetic Reed Sensors and Magnets. SMC000004.
14. DIPAC. (2016). DipacManta. Obtenido de: <http://www.dipacmanta.com/descargas/01-perfiles/7-varilla-cuadrada-redonda-tees.pdf>.
15. ACA. (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling. American Chain Association: Standard Handbook of Chains.

16. R.E. Peterson. (1974). Stress Concentration Factors. New York: John Wileys & Sons.
17. ASM. (2005). ASM Metals HandBooks Vol. 01.
18. SITI. (2016). Catálogo General de Reductores de Tornillo Sin Fin.
19. ABB. (2014). Motores de Baja Tensión. ABB Motores y Generadores: La guía del motor.
20. NTN. (2004). Rodamientos de bolas y rodillos: CAT. NO. 2202-VII/S. NTN.
21. ASM. (1992). ASM Metals HandBooks Vol. 18.
22. Lambert. T, (1962). Effects of Variation in the Screw Thread Coefficient of Friction on Clamping Force of Bolted Connections.
23. CEMA, (2003). Chain Driven Live Rollers Conveyors. Conveyor Equipment Manufacturers Association: Standard 404.
24. Murcientes, M. (2008). Processing times estimation in a manufacturing industry through genetic programming. Germany: 3rd International Workshop on Genetic and Evolving Fuzzy Systems Witten-Bommerholz.
25. Guerrero, O. (2010). Prevención de las fallas de los motores trifásicos de inducción mediante una adecuada selección. Costa Rica: Tecnología en Marcha.

ANEXOS

Anexo A

Factores de Sensibilidad a la Muesca para aceros.



Fuente: Norton

Anexo B

Factores de Servicio de redactor.

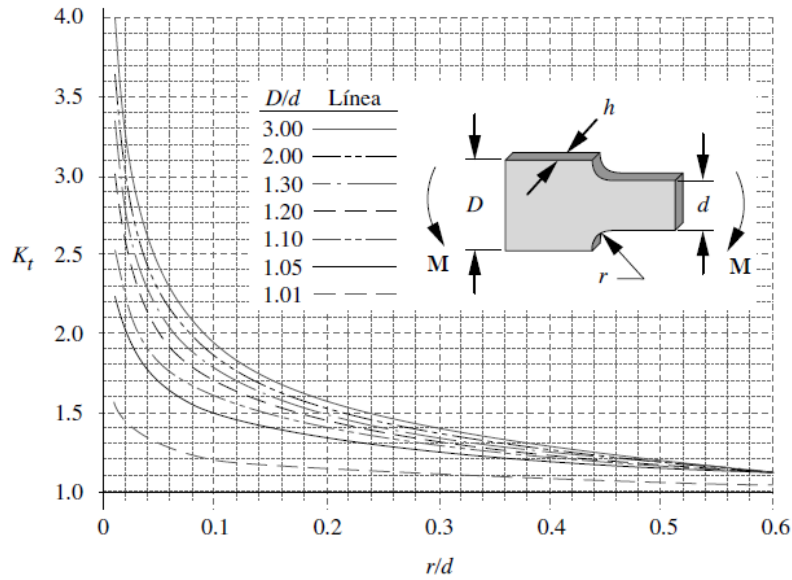


Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço							
sf							
Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dem./heure Ptas. en marcha/ hora Arr./hora	Heures de fonctionnement par jour Horas de funcionamiento diarias Horas de funcionamento diárias				
			<2	2 - 8	9 - 16	17 - 24	
LIGHT DUTY	Demarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant Embouteilleuses • Filoires • Commandes auxiliaires des machines-outils	<10	0.75	1	1.25	1.5
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta					
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engrenagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuida • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas					
MEDIUM DUTY	Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charge	<10	1	1.25	1.5	1.75
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias a acelerar	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas	10 - 50	1.25	1.5	1.75	2
	Ligeiras sobrecargas, condições operativas irregulares, massas médias para acelerar	Teares • Bobinadoras - laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de cóclea - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Crivadoras • Grua e monta-cargas	50 - 100	1.5	1.75	2	2.2
			100 - 200	1.75	2	2.2	2.5

Fuente: SITI

Anexo C

Factores de concentración de esfuerzos geométrico para una barra escalonada en flexión.



$$\sigma_{nom} = \frac{Mc}{I} = 6 \frac{M}{hd^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \sigma_{nom}$$

y :

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde :

D/d	A	b
3.00	0.907 20	-0.333 33
2.00	0.932 32	-0.303 04
1.30	0.958 80	-0.272 69
1.20	0.995 90	-0.238 29
1.10	1.016 50	-0.215 48
1.05	1.022 60	-0.191 56
1.01	0.966 89	-0.154 17

Fuente: Norton

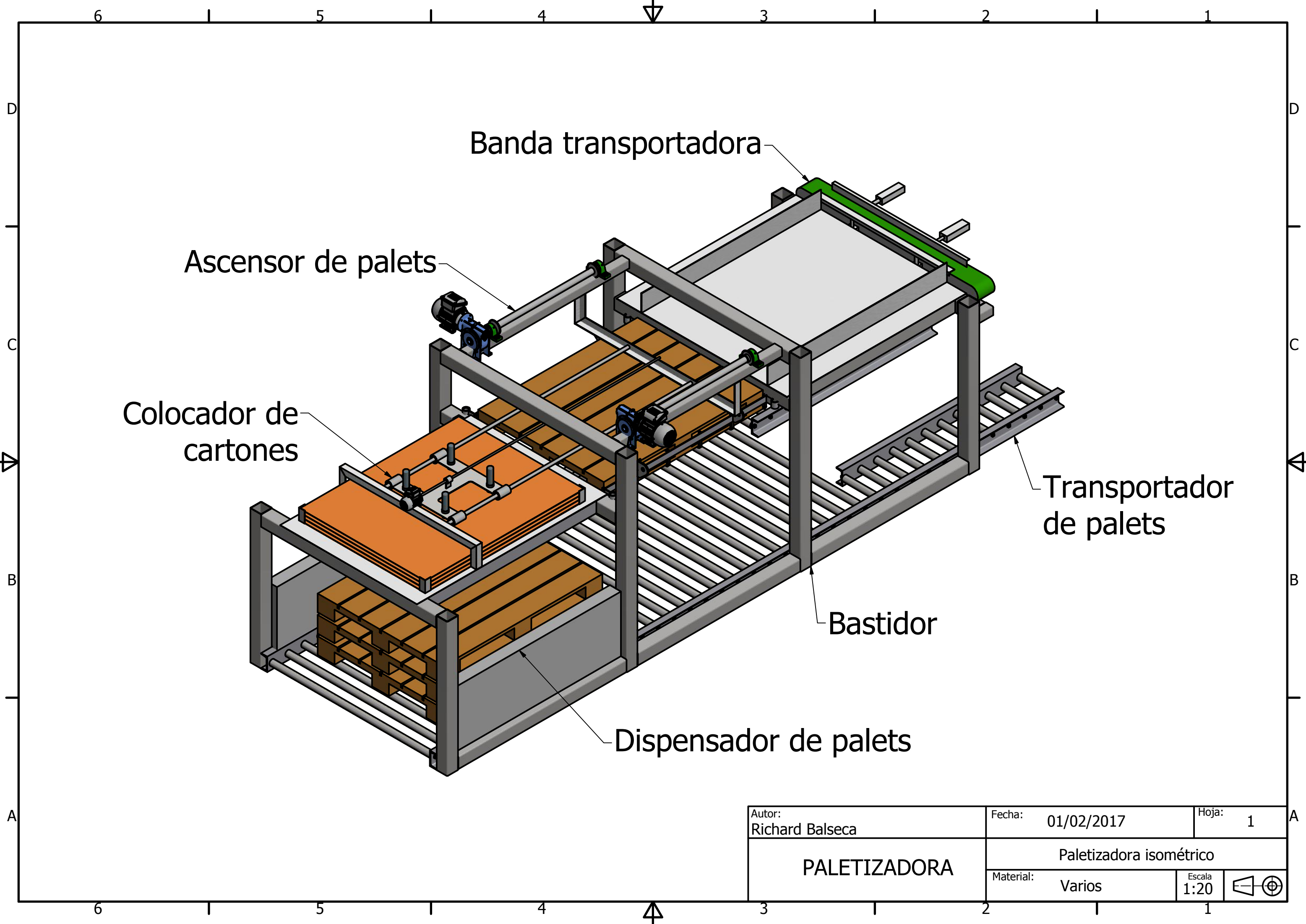
Anexo D


Distancia mínima entre centros de rodillos

A.S.A. Chain Size	Minimum Centers "C" in (mm)							
	Number of Sprocket Teeth							
	13	15	16	17	19	21	23	28
# 40			3 1/4" (82.55)	3 1/2" (88.90)	3 3/4" (95.25)	4" (101.60)		5 1/4" (133.35)
# 50		3 11/16" (93.66)		4 1/16" (103.19)			5 1/16" (134.94)	
# 60	4 1/8" 104.77	4 1/2" 114.30			5 5/8" 142.87	6 3/8" 161.92		
# 80	5 1/2" 139.70		6 1/2" 165.10					
# 100	6 7/8" 174.62							

Fuente: CEMA

PLANOS ILUSTRATIVOS

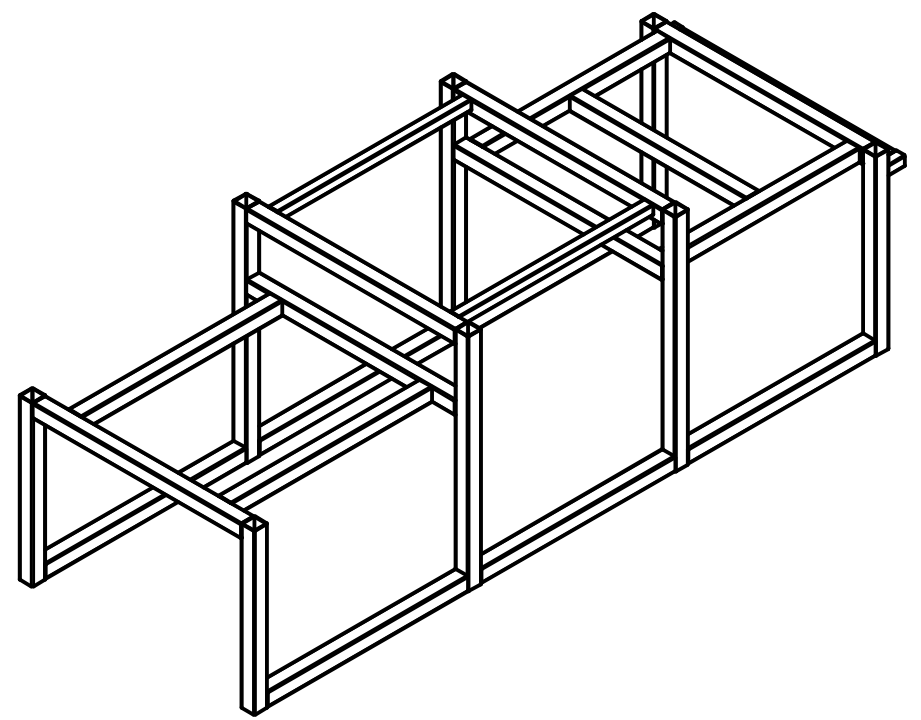
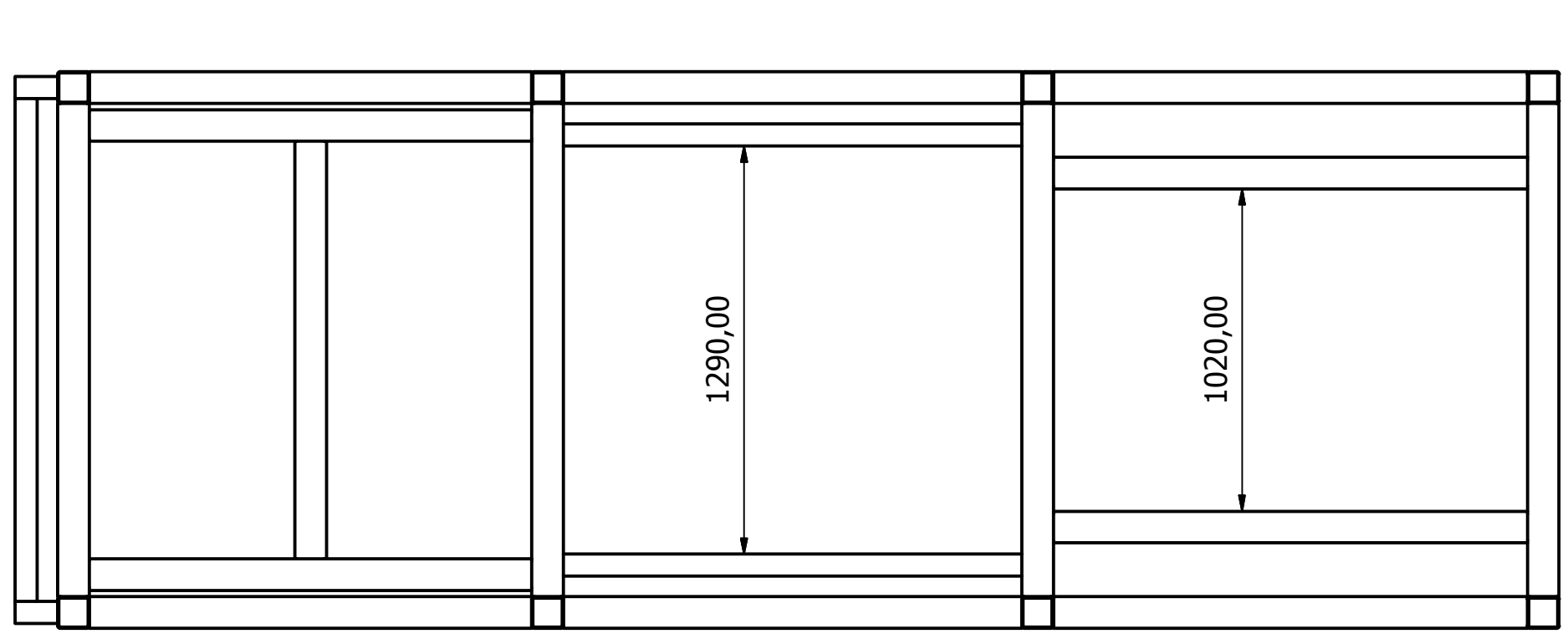


Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 1
PALETIZADORA		
Paletizadora isométrico		Material: Varios
		Escala 1:20 

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

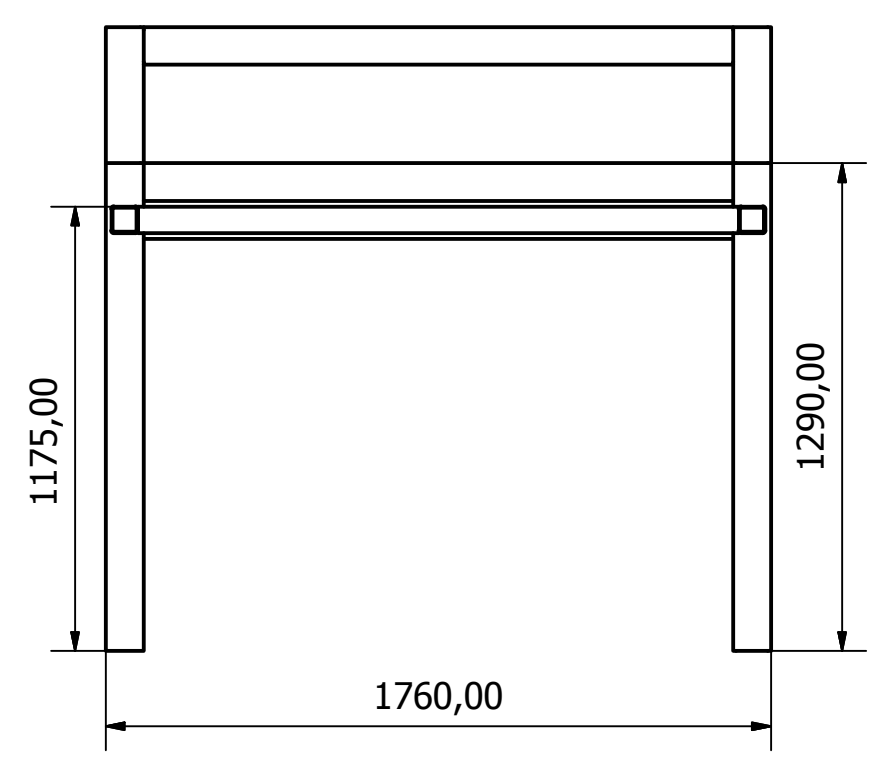
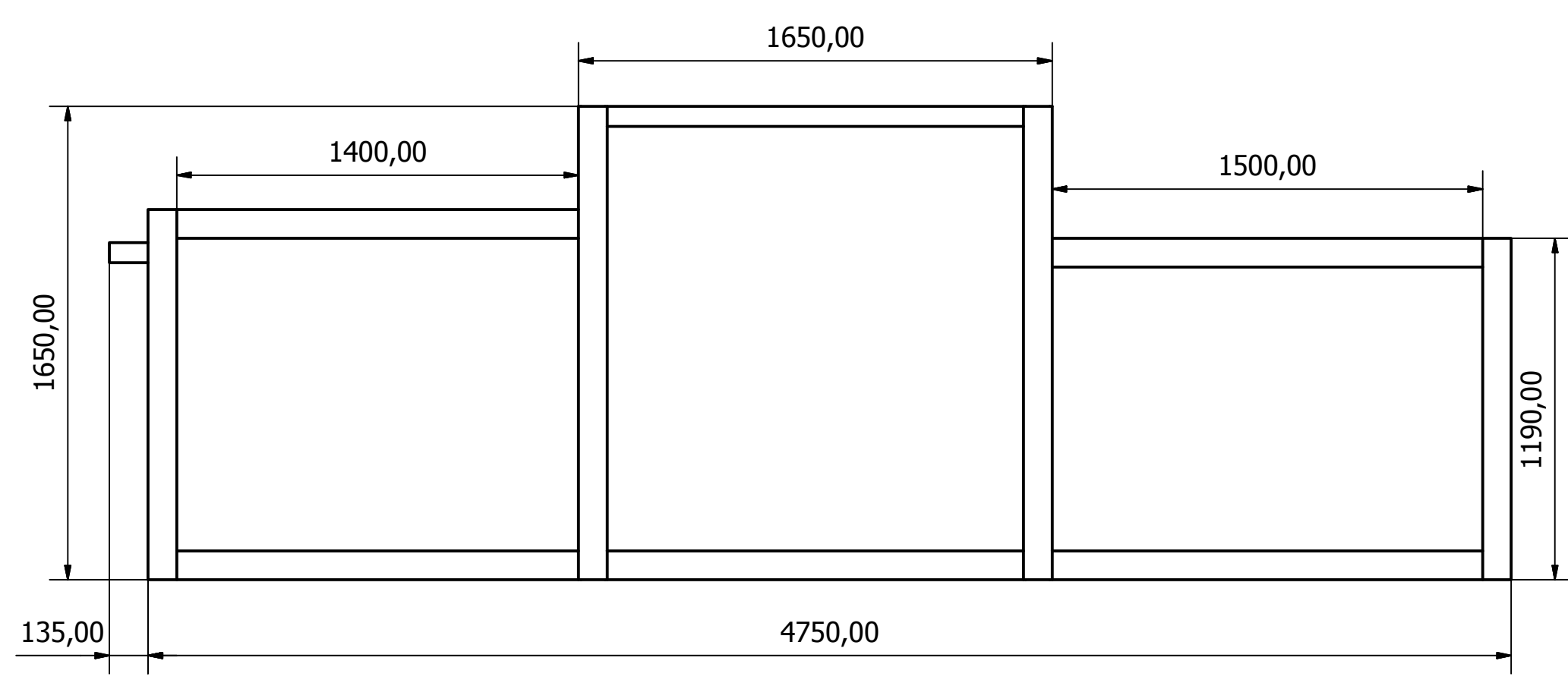
D

C



B

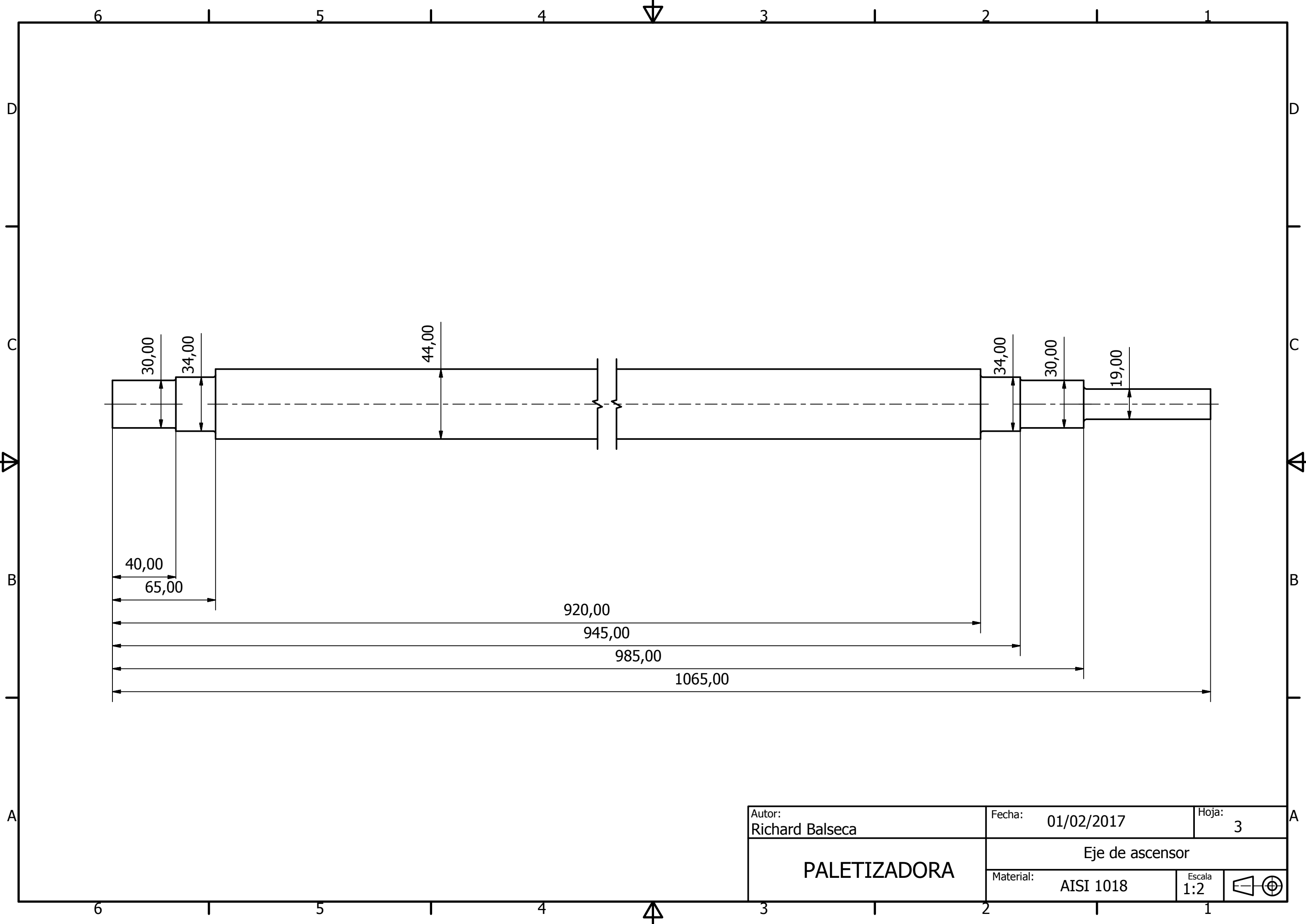
A

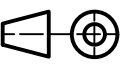


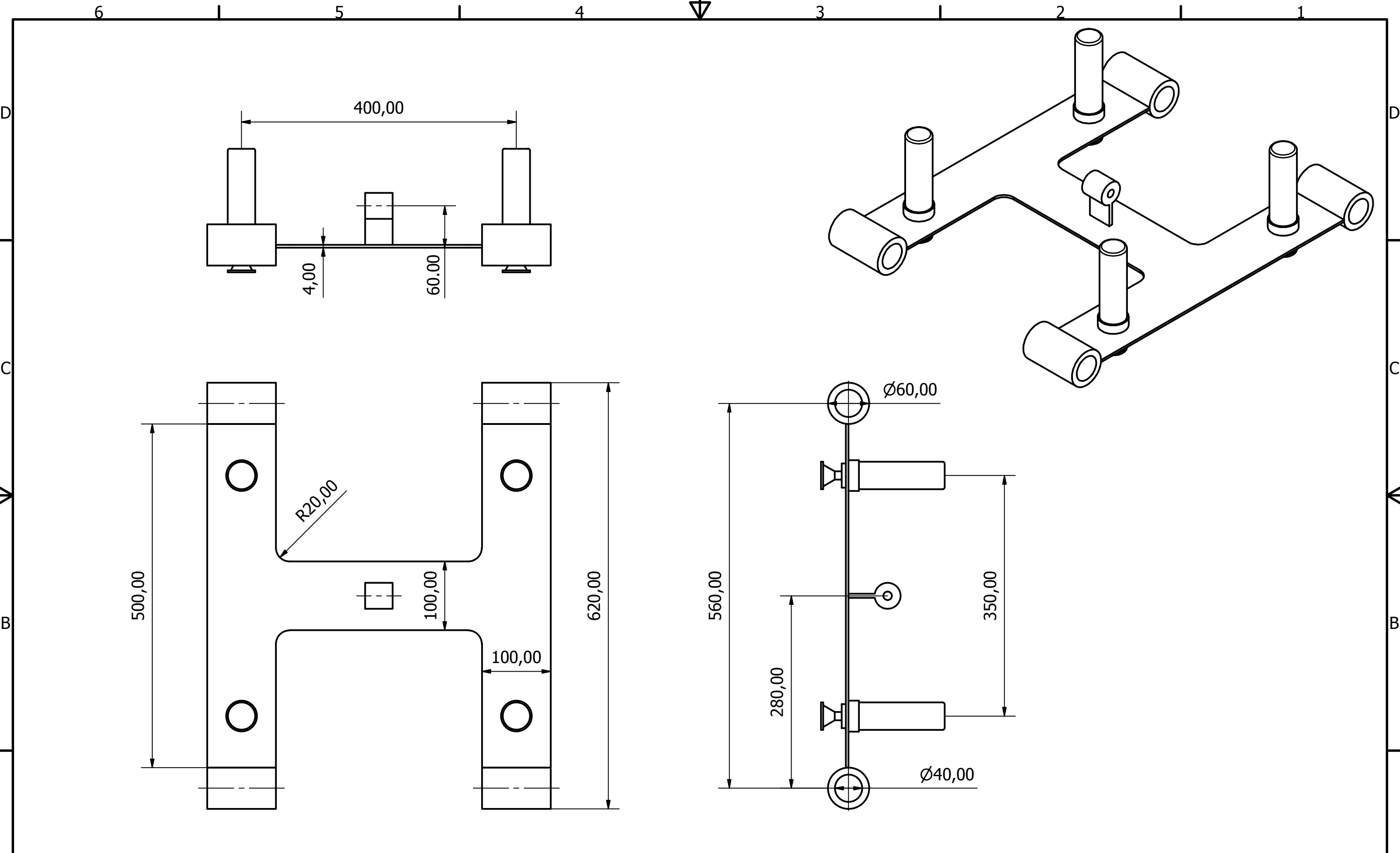
Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 2
PALETIZADORA		
Material: ASTM A-36		Escala: 1:20

A

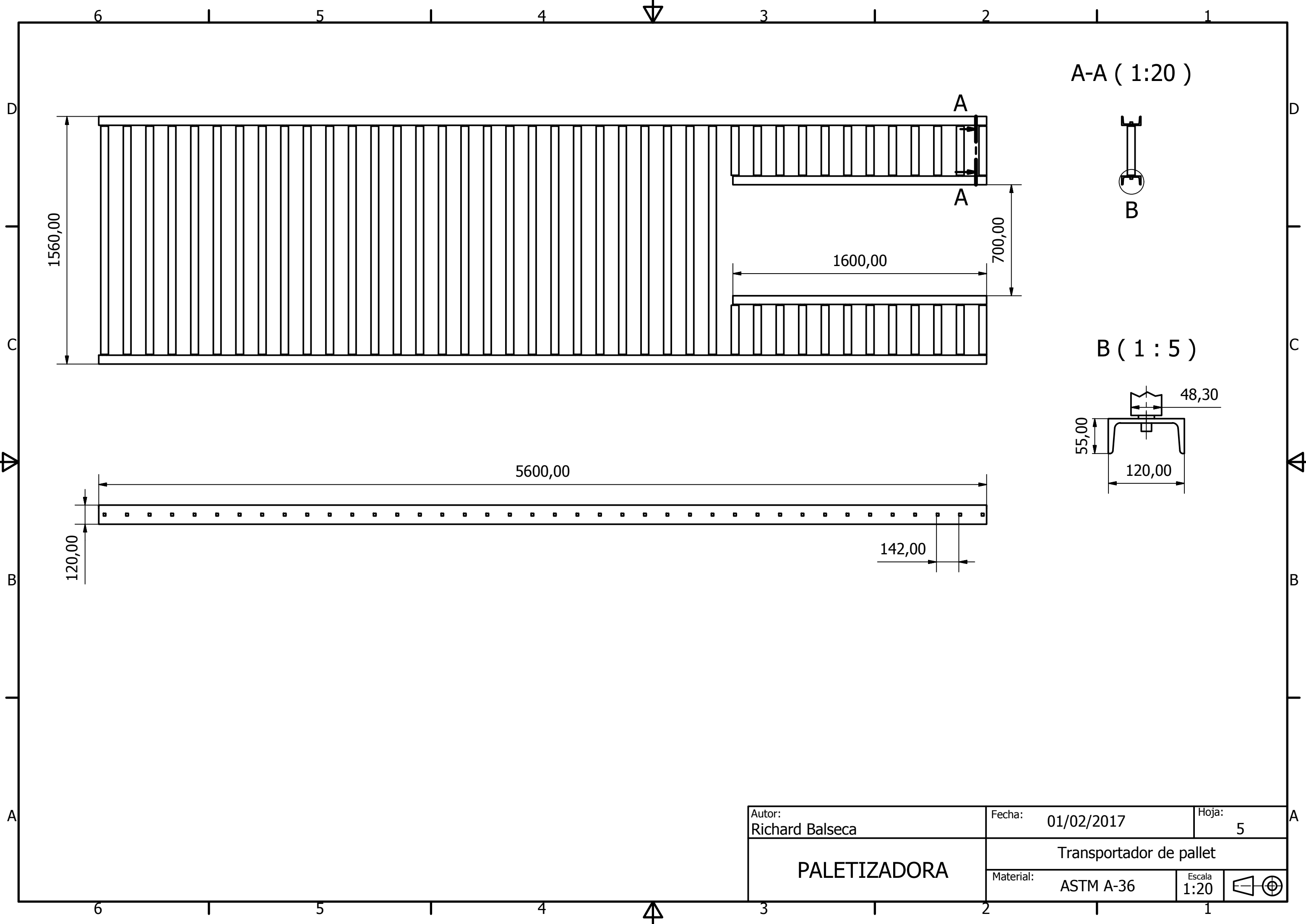
6 1 5 1 4 3 1 2 1 1



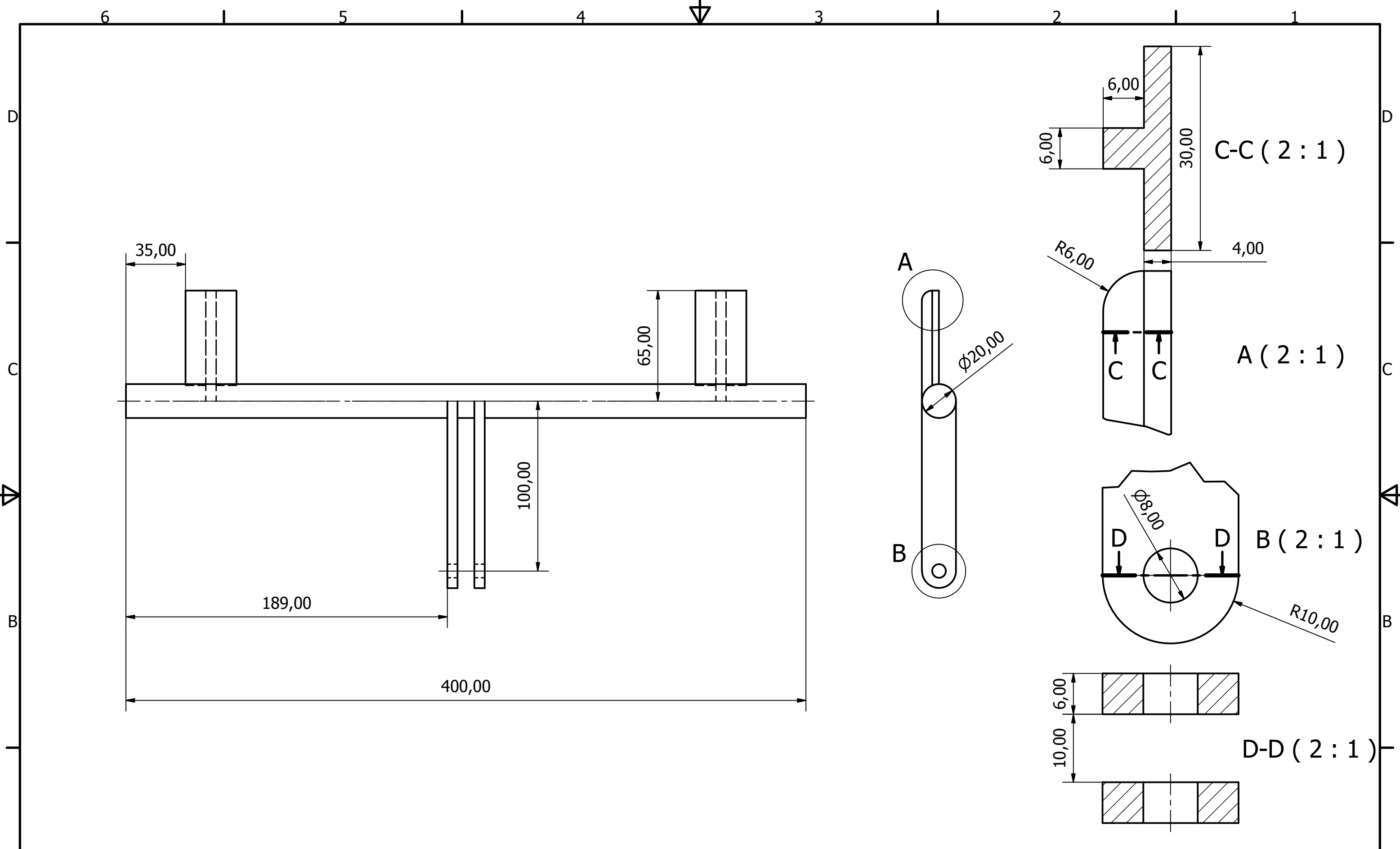
Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 3
Eje de ascensor		
PALETIZADORA	Material: AISI 1018	Escala: 1:2 



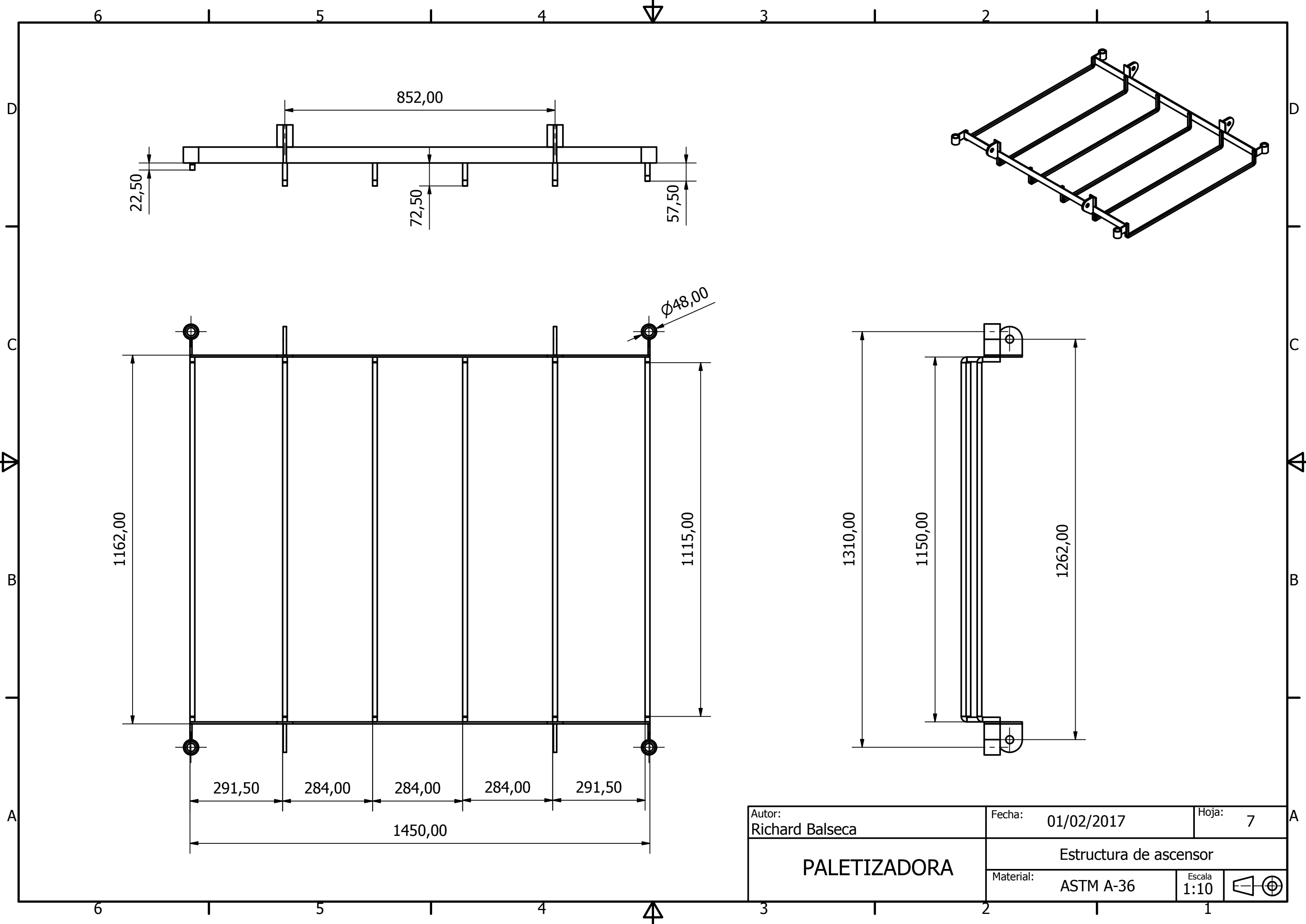
Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 4
PALETIZADORA		
Material: AISI 430		Escala: 1:5



Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 5
PALETIZADORA	Transportador de pallet	
	Material: ASTM A-36	Escala: 1:20



Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 6
PALETIZADORA	Dispensador de palets	
	Material: ASTM A-36; AISI 1018	Escala 1:2



Autor: Richard Balseca	Fecha: 01/02/2017	Hoja: 7
PALETIZADORA	Estructura de ascensor	
	Material: ASTM A-36	Escala: 1:10