



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE
TRANSPORTACIÓN
DESDE MÁQUINA MULTIPACK DE
GALLETAS “MARÍA”
HASTA MÁQUINA TERMOENCÓGIBLE**

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 871239



REPUBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN
DESDE MÁQUINA MULTIPACK DE GALLETAS “MARÍA”
HASTA MÁQUINA TERMOENCOGIBLE**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Autores: Piero A. Lo Piparo M.
C.I. N°: 24.555.745
Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

San Diego, 2018



Universidad José Antonio Páez
Facultad de Ingeniería

FI-M-071-2018-1

Valencia, 25 de Enero de 2018

Ciudadano:
Piero Lo Piparo
C.I: 24.555.745
Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 1-2018 de fecha 25/01/2018 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado "DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACION DESDE MAQUINA MULTIPACK DE GALLETAS "MARIA" HASTA MAQUINA TERMOENCOGIBLE" Presentado por usted, como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzella, C.I. 4.455.859, y la Ing. Alicia Yanez de Pizzella, C.I. 4.598.880 como Tutores Académicos que lo asesoraran en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,

Prof. Zulay Salcedo
Decana de la Facultad de Ingeniería





REPUBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Giovanni Pizzella P. portador de la cédula de identidad N° V- 4.455.859, en mi carácter de tutor del Informe de Trabajo Especial de Grado presentado por el ciudadano: Piero A. Lo Piparo M. portador de la Cédula de Identidad N° V 24.555.745 titulado **DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN DESDE MÁQUINA MULTIPACK DE GALLETAS "MARÍA" HASTA MÁQUINA TERMOENCOGIBLE**. Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, Marzo del 2018

Ing. Giovanni Pizzella Piero
C.I.: V- 4.455.859
Tutor Académico

ÍNDICE GENERAL

| | |
|------------------------|------|
| ÍNDICE DE FIGURAS..... | ix |
| ÍNDICE DE TABLAS..... | xiii |
| RESUMEN..... | xiv |
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |

CAPÍTULO

I EL PROBLEMA

| | |
|--|---|
| 1.1 Planteamiento del problema..... | 4 |
| 1.2 Formulación del problema..... | 5 |
| 1.3 Objetivos de la investigación..... | 6 |
| 1.3.1 Objetivo general..... | 6 |
| 1.3.2 Objetivos específicos..... | 6 |
| 1.4 Justificación..... | 6 |
| 1.5 Alcance..... | 7 |
| 1.6 Limitaciones del estudio | 7 |

II MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

| | |
|--|----|
| 2.1 Antecedentes..... | 8 |
| 2.2 Bases teóricas..... | 10 |
| 2.2.1 Cintas transportadoras..... | 10 |
| 2.2.2 Ventajas y desventajas..... | 11 |
| 2.2.3 Bandas Modulares..... | 11 |
| 2.2.4 Diseño de Bandas Modulares..... | 11 |
| 2.2.5 Partes de Cintas Transportadoras..... | 12 |
| 2.2.6 Cadenas Transportadoras..... | 12 |
| 2.2.7 Tipos de Cadena..... | 14 |
| 2.2.8 Ventajas y desventajas..... | 15 |
| 2.2.9 Accesorios para cadenas | 15 |
| 2.2.10 Factores de Seguridad..... | 19 |
| 2.2.11 Ambientes Hostiles..... | 20 |
| 2.2.12 Partes de un transportador de cadenas..... | 20 |
| 2.2.13 Sistemas de transmisión de cadena (Piñón-Catalina)..... | 22 |
| 2.2.14 Selección del sistema transportador..... | 24 |
| 2.2.15 Elección del Paso..... | 25 |
| 2.2.16 Numero de Dientes..... | 25 |
| 2.2.17 Velocidad lineal de las cadenas transportadoras..... | 26 |
| 2.2.18 Duras Condiciones..... | 26 |
| 2.2.19 Proceso de Cálculo de la Cadena..... | 28 |
| 2.2.20 Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena..... | 29 |
| 2.2.21 Transportadores del grupo “C” | 30 |

| | | |
|------------|--|-----|
| 2.2.22 | Calculo de la tracción de trabajo de la cadena..... | 31 |
| 2.2.23 | Otras fuerzas que actúan sobre la cadena..... | 34 |
| 2.2.24 | Potencia..... | 35 |
| 2.2.25 | Longitud de la cadena..... | 35 |
| 2.2.26 | Manipulación de una Cadena..... | 35 |
| 2.2.27 | Lubricación..... | 36 |
| 2.2.27.1 | Tipos de Entornos..... | 36 |
| 2.2.27.2 | Métodos de Lubricación..... | 39 |
| 2.2.28 | Factores de diseño..... | 40 |
| 2.2.28.1 | Factor de seguridad..... | 41 |
| 2.2.29 | Esfuerzos..... | 42 |
| 2.2.30 | Neumática..... | 59 |
| 2.2.30.1 | Generacion de aire comprimido..... | 60 |
| 2.2.30.2 | Propiedades del aire comprimido..... | 62 |
| 2.2.30.3 | Aplicaciones del aire comprimido..... | 64 |
| 2.2.31 | Válvulas..... | 64 |
| 2.2.32 | Diseño de árboles o ejes de transmisión | 65 |
| 2.2.33 | Rodamientos..... | 75 |
| 2.2.34 | Tipos de Cadena..... | 79 |
| 2.2.34.1 | Tipos de Motores Eléctricos | 80 |
| 2.2.34.2 | Usos de los Motores Eléctricos..... | 82 |
| 2.2.34.3 | Cambio de Sentido de Giro..... | 82 |
| 2.2.34.4 | Regulación de Velocidad..... | 85 |
| 2.2.35 | Reductores de Velocidad..... | 85 |
| 2.2.35.1 | Tipos de Reductores de Velocidad..... | 85 |
| 2.2.35.2 | Características de los Reductores de Velocidad..... | 86 |
| 2.2.36 | Sensores..... | 86 |
| 2.2.36.1 | Tipos de Sensores..... | 88 |
| 2.2.37 | Automatización..... | 90 |
| 2.2.38 | Controlador Lógico Programable (PLC)..... | 93 |
| 2.3 | Definición de términos básicos | 93 |
| III | MARCO METODOLÓGICO | |
| 3.1 | Tipo de Investigación..... | 96 |
| 3.2 | Nivel de Investigación..... | 96 |
| 3.3 | Diseño de la Investigación..... | 97 |
| 3.4 | Población y Muestra..... | 97 |
| 3.5 | Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos..... | 98 |
| 3.6 | Fases Metodológicas..... | 99 |
| IV | RESULTADOS | |
| 4.1 | Diagnosticar la Situación Actual del Proceso Final de Conformación de Bultos de Galleta Maria..... | 101 |
| 4.2 | Analizar los Requerimientos Necesarios Para Optimizar y Mejorar el Proceso | 104 |

| | |
|--|-----|
| 4.3 Determinar y Diseñar el Sistema de Transportación más Adecuado | 105 |
| 4.3.1 Determinación del sistema de transportación más adecuado..... | 105 |
| 4.3.2 Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de bandas modulares plástica)..... | 105 |
| 4.3.3 Mecanismo de bulto para paquetes de galletas Maria..... | 151 |
| 4.3.4 Función principal..... | 151 |
| 4.3.5 Propuestas de mecanismo | 151 |
| 4.3.6 Selección de la mejor solución..... | 153 |
| 4.3.7 Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación..... | 154 |
| 4.3.8 Selección del tipo de brazo robotizado..... | 155 |
| 4.3.9 Descripción de funcionamiento del mecanismo de brazo robotizado..... | 155 |
| 4.3.10 Diseño del mecanismo de acumulación de paquetes de galletas..... | 156 |
| 4.3.11 Función principal..... | 157 |
| 4.3.12 Propuestas de diseño..... | 157 |
| 4.3.13 Selección de la mejor solución..... | 159 |
| 4.3.14 Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación..... | 160 |
| 4.3.15 Descripción de funcionamiento del sistema de transportación giratorio..... | 160 |
| 4.3.16 Diseño del sistema de transportación giratorio (transportador de bandas modulares plástica)..... | 162 |
| 4.3.17 Selección de sensores y elementos neumáticos..... | 178 |
| 4.4 Realizar un análisis de rentabilidad del proyecto..... | 179 |
| | |
| CONCLUSIONES | 189 |
| | |
| RECOMENDACIONES | 190 |
| | |
| REFERENCIAS | 191 |
| | |
| APÉNDICE | |
| Apendice A..... | 192 |
| Apéndice B..... | 193 |

ANEXOS

| | |
|--------------|-----|
| Anexo A..... | 199 |
| Anexo B..... | 200 |
| Anexo C..... | 201 |
| Anexo D..... | 202 |
| Anexo E..... | 203 |
| Anexo F..... | 204 |
| Anexo G..... | 205 |
| Anexo H..... | 206 |
| Anexo I..... | 207 |
| Anexo J..... | 208 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| FIGURA | | Pp |
|--------|--|----|
| 1 | Esquema de una Cinta Transportadora..... | 12 |
| 2 | Eslabones de Cadenas y Diámetros de Paso..... | 14 |
| 3 | Cadena de eslabón redondo..... | 14 |
| 4 | Cadena de eslabón de rodillos..... | 14 |
| 5 | Accesorios tipo K. a) K1, accesorio doblado, b) K1, soldados a la placa de unión y c) K2, atornillado a través del pasador hueco..... | 16 |
| 6 | Accesorios tipo F. a) F1, accesorios soldados a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario y b) F2, soldadas a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario..... | 17 |
| 7 | Pasadores de espigas y pasadores huecos extendido. a) Pasador de espiga montado a través de la conexión externa o interna, b) Pasador de espiga atornillado a través del pasador hueco y c) pasador hueco extendido..... | 17 |
| 8 | Barras de soporte. a) Barra de soporte atornillada a través del pasador hueco, b) Barra de soporte montada a través del eslabón externo o interno..... | 18 |
| 9 | Accesorios tipo G. a) Accesorio tipo G de placa externa, b) Accesorio tipo G soldado o remachado a la placa de unión..... | 18 |
| 10 | Accesorios tipo L. Accesorio tipo L en ambos lados del eslabón | |

| | | |
|----|---|----|
| | exterior..... | 19 |
| 11 | Partes de un transportador de cadenas..... | 22 |
| 12 | Sistema de transmisión de bicicleta piñón-corona-cadena..... | 23 |
| 13 | Identificación de las partes del sistema de transmisión..... | 23 |
| 14 | Tipo de transportador (tipo A)..... | 28 |
| 15 | Tipo de transportador (tipo B)..... | 28 |
| 16 | Tipo de transportador (tipo C)..... | 29 |
| 17 | Transportador Inclinado..... | 30 |
| 18 | Transportador con curva catenaria..... | 34 |
| 19 | Mal manejo de una cadena..... | 36 |
| 20 | Manejo correcto de una cadena.... | 36 |
| 21 | (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector M_F puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo..... | 44 |
| 22 | Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes..... | 46 |
| 23 | Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P ; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado..... | 48 |
| 24 | Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P ; (a) elemento con ambos extremos empotrados; | |

| | | |
|----|--|----|
| | (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado..... | 48 |
| 25 | Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado..... | 49 |
| 26 | Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión..... | 50 |
| 27 | Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente..... | 53 |
| 28 | (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental..... | 54 |
| 29 | Diagrama del círculo de Mohr..... | 55 |
| 30 | Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones..... | 57 |
| 31 | Proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable..... | 62 |
| 32 | Moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo. | 62 |
| 33 | Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas..... | 68 |

| | | |
|----|--|-----|
| 34 | Tipos de cuñeros..... | 70 |
| 35 | Tipos de chaflanes..... | 72 |
| 36 | Gráfica para obtener Cs..... | 74 |
| 37 | Tipos de rodamientos..... | 76 |
| 38 | Banda Modelo 9000 marca Hoken..... | 106 |
| 39 | Paquete de Galleta Maria Italia..... | 107 |
| 40 | Banda Modelo 5000 marca HOKEN..... | 107 |
| 41 | Piñón de 18 dientes marca Hoken..... | 108 |
| 42 | Piñón de 20 dientes marca Hoken..... | 108 |
| 43 | Diagrama esquemático de la dirección de fuerzas tangenciales en la rueda dentada..... | 112 |
| 44 | Motorreductor Technobi..... | 113 |
| 45 | Catenaria para la cadena..... | 127 |
| 46 | Catenaria para la cadena..... | 128 |
| 47 | Dispositivos de sujeción del eje..... | 128 |
| 48 | Eje Motriz GripTop..... | 129 |
| 49 | Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje..... | 130 |
| 50 | Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente..... | 132 |
| 51 | Eje Motriz FlapTop..... | 134 |
| 52 | Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje..... | 135 |
| 53 | Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente..... | 137 |

| | | |
|----|--|-----|
| 54 | Diseño final del eje conductor..... | 140 |
| 55 | Diseño final del eje conductor..... | 141 |
| 56 | Especificaciones de la chaveta del eje..... | 142 |
| 57 | Base de transportado línea 3-2..... | 144 |
| 58 | Análisis de Von Mises en la base..... | 144 |
| 59 | Análisis del coeficiente de seguridad..... | 145 |
| 60 | Diseño final del transportador Línea 3-2..... | 145 |
| 61 | Base de transportador línea 2-1..... | 146 |
| 62 | Análisis de Von Mises en la base..... | 147 |
| 63 | Análisis del coeficiente de seguridad..... | 147 |
| 64 | Diseño final del transportador Línea 2-1..... | 148 |
| 65 | Base de transportador línea 1-final..... | 149 |
| 66 | Análisis de Von Mises en la base..... | 149 |
| 67 | Análisis del coeficiente de seguridad..... | 150 |
| 68 | Diseño final del transportador línea 1-final..... | 150 |
| 69 | Base de transportador banda GripTop..... | 151 |
| 70 | Análisis de Von Mises en la base..... | 152 |
| 71 | Análisis del coeficiente de seguridad..... | 152 |
| 72 | Diseño final de transportador Línea 1 Banda GripTop..... | 153 |
| 73 | Diseño final del transportador línea 3..... | 154 |
| 74 | Diseño final del transportador línea 3-2..... | 154 |
| 75 | Propuesta 1 de Mecanismo de bulto..... | 155 |
| 76 | Propuesta 2 de Mecanismo de bulto..... | 156 |

| | | |
|----|--|-----|
| 77 | Propuesta 3 de Mecanismo de bulto..... | 156 |
| 78 | Ubicación sensores de mínimo y máximo de cargadores..... | 159 |
| 79 | Propuesta 1 de mecanismo de acumulación..... | 161 |
| 80 | Propuesta 2 de mecanismo de acumulación..... | 162 |
| 81 | Propuesta 3 de mecanismo de acumulación..... | 162 |
| 82 | Diseño final de torres de almacenamiento..... | 165 |
| 83 | Motorreductor Technobi..... | 172 |
| 84 | Eje Motriz GripTop Torre espiral..... | 173 |
| 85 | Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje..... | 174 |
| 86 | Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente..... | 176 |
| 87 | Diseño final del eje conductor de la torre..... | 179 |
| 88 | Base de transportador de torre espiral..... | 181 |
| 89 | Análisis de Von Mises en la base..... | 181 |
| 90 | Análisis del coeficiente de seguridad..... | 182 |
| 91 | Diseño final de torre espiral..... | 182 |
| 92 | Sensor magnético..... | 183 |
| 93 | Sensor infrarrojo..... | 183 |
| 94 | Electroválvula..... | 184 |
| 95 | PLC Siemens Simatic..... | 184 |
| 96 | Actuador de giro neumático..... | 185 |

ÍNDICE DE TABLAS

| TABLA | | Pp |
|-------|--|----|
| 1 | Factores de seguridad según la lubricación y el rango de temperatura..... | 20 |
| 2 | Factores de seguridad en función de la lubricación y el medio que las rodea..... | 21 |
| 3 | Factores de seguridad en medios hostiles según el rango de temperatura..... | 21 |
| 4 | Coeficiente μ_d | 31 |
| 5 | Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas..... | 32 |
| 6 | Coeficiente μ_m | 32 |
| 7 | Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas..... | 33 |
| 8 | Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria..... | 33 |
| 9 | Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena..... | 33 |

| | | |
|----|--|-----|
| 10 | Factores de Seguridad..... | 42 |
| 11 | Nomenclatura de válvulas distribuidoras..... | 65 |
| 12 | Valores de B para el cálculo de Cr..... | 75 |
| 13 | Comparación entre rodamientos..... | 78 |
| 14 | Vida útil de diseño..... | 79 |
| 15 | Ventajas e inconvenientes de los modos de detección fotoeléctrica... | 92 |
| 16 | Capacidad máxima de producción y producción real..... | 104 |
| 17 | Coeficiente de fricción de la banda y pista de deslizamiento..... | 110 |
| 18 | Indicaciones de Rexnord para chavetas..... | 142 |
| 19 | Entradas y Salidas de PLC..... | 166 |
| 20 | Costos de elementos..... | 188 |
| 21 | Flujos monetarios constitutivos..... | 190 |
| 22 | Flujos monetarios netos..... | 191 |



**REPUBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN DESDE MÁQUINA MULTIPACK DE GALLETAS “MARÍA” HASTA MÁQUINA TERMOENCOGIBLE

Autor: Piero A. Lo Piparo M.

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: Abril, 2018

RESUMEN

El presente proyecto se basa en el semiautomatizado de la línea de producción de galletas Maria para el procesos final de embalado del tubular de la empresa Galletera Italia, C.A, con la finalidad de mejorar el proceso existente, ya que el mismo es completamente manual, afectando los índices de producción y mermando en la salud laboral de los trabajadores involucrados. Metodológicamente es un proyecto factible donde se desarrolló una propuesta para solucionar un problema en la empresa. El proyecto tuvo la finalidad de diseñar un sistema de transportación que es mucho más eficiente y garantiza una mayor estabilidad en el proceso de transportación de los tubulares de galleta Maria. Se diseño el sistema de transportación mas apropiado en las dimensiones del espacio físico disponible. Este sistema también

garantiza disminuir los tiempos de paradas en la producción por parte de este equipo. Además, se seleccionaron los equipos más idóneos para lograr el semiautomatizado deseado.

Descriptores: Transmisión, cadenas, transportador, automatización.

INTRODUCCIÓN

Con el pasar de los años y con el avance tecnológico que existe en la actualidad, las empresas se ven en la obligación de buscar nuevas tecnologías para sus líneas de producción y así poder competir en el mercado, Galletera Italia, C.A., que es una empresa dedicada a la elaboración de productos alimenticios no se escapa de esta realidad, es por ello que esta empresa trata de ir a la vanguardia con todos los cambios y avances que se producen con el transcurrir del tiempo.

Esta empresa, como todas, presenta problemáticas que tienen que ser mejoradas con el día a día y en muchos casos sustituir equipos por otros con mayor tecnología y que garanticen la reducción de las pérdidas generadas por estos problemas, esta situación conlleva a que constantemente se realicen estudios de todas las líneas de producción para atacar los problemas que tengan mayor relevancia.

Este estudio se enfoca en la línea de producción de galletas Maria que es la línea donde se empaacan los productos en forma de bulto. Todo comienza cuando al inicio de la línea las galletas vienen de la salida del horno en un transportador, donde las galletas caerán apiladas una junto a la otra en la maquina primaria, esta se encarga de empaacar 4 galletas una encima de la otra para obtener el paquetico, estos son desplazados por una banda hacia un brazo robótico, que se encarga de agarrar y cambiar la dirección de 10 paqueticos y colocarlos en otra cinta transportadora, esta última cinta es la entrada hacia la maquina Multipack, esta se encarga de envolver los 10 paqueticos, en forma de tubo, en donde la maquina cumple la función de envolver, sellar y cortar, 10 (diez) paqueticos de galletas en el material de empaque. En efecto, el tubular de Maria sale de la multipack por una cinta transportadora en donde esta cae a una cesta, para luego ser transportada por una persona a la maquina “termoencogible”. Finalmente dos (2) personas se encargan se la colocación de doce (12) tubulares sobre la cinta transportadora de la termoencogible, para así finalmente obtener el bulto.

La situación problemática radica en la operación repetitiva que deben realizar los operarios para mover las cestas de un lugar a otro, así como también la de tomar los doce (12) paquetes y colocarlos en la maquina termoencogible, además el estar de pie dicho esfuerzo implica una merma en las condiciones físicas y psicológicas del mismo, afectando considerablemente la producción, porque el rendimiento de la misma estaría sujeto al desempeño del operario. En el mismo orden de ideas, toda esta disminución en el trabajador podría a la larga generar una posible enfermedad ocupacional, trayendo como consecuencia problemas legales entre el trabajador y la empresa.

El siguiente trabajo contempla todas las descripciones correspondientes a un proyecto de factibilidad que pretende ser ejecutado por la empresa, aquí se expresan todas las situaciones problemáticas del equipo y todos los cálculos mecánicos pertinentes al caso. En él se explican todos los métodos utilizados para los cálculos mecánicos, además de los antecedentes de la investigación y el marco teórico o referencial para validación del proyecto.

En el Capítulo I se habla de manera muy detallada de la situación problemática existente en la empresa, específicamente en la línea de producción de galletas Maria, y de cuáles son los objetivos que se pretenden alcanzar con este proyecto, también se aclara cual es el alcance del mismo, y cuáles son las limitaciones existentes en la investigación o proyecto.

Más adelante en el Capítulo II se habla un poco de trabajos o investigaciones realizadas que tengan relación con el trabajo desarrollado para esta ocasión, también contiene toda la fundamentación teórica del mismo, y una lista de definición de términos de mayor importancia.

En el Capítulo III se explican las fases metodológicas empleadas en la investigación, este trabajo consta de cuatro fases, y es aquí en este Capítulo donde se detalla lo que se realiza en cada una de ellas.

Finalmente el Capítulo IV que es sin duda uno de los más importantes o cuidado sino el más importante de toda la investigación, porque en él se expresan cada uno de los resultados obtenidos en la realización del proyecto, tablas, cálculos, entre otros, cumpliendo cada uno de los objetivos trazados en el segundo capítulo, y de esta manera se llega a lo que viene a ser el final de este proyecto con un análisis de la factibilidad económica del mismo.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento Del Problema

Actualmente existe mucha competencia entre organizaciones que se dedican a la producción de alimentos para el consumo humano en el país y a nivel mundial, es debido a esto que las empresas se ven en la necesidad de ir mejorando y optimizando cada vez más sus procesos productivos, y muchas de ellas utilizan políticas que ayuden a reforzar sus niveles en cuanto a esto se refiere. La empresa Galletera Italia C.A, ubicada en el Municipio Barinas, en el parque industrial de la Ciudad de Barinas, Estado Barinas, dedicada a la fabricación y comercialización de galletas “María” no se escapa de esta realidad, y la misma busca disminuir los riesgos en cuanto a la calidad de sus productos y a sus procesos de producción se refieren. Galletera Italia C.A es una de estas empresas dedicadas a la elaboración de productos alimenticios para el consumo humano, lo que indica con claridad que los niveles de calidad de sus productos tienen que ser muy elevados, por esta razón debe existir un mejoramiento continuo de sus procesos para garantizar esos niveles de calidad exigidos por el cliente.

Con el pasar de los años y con el avance tecnológico que existe en la actualidad, las empresas se ven en la obligación de buscar nuevas tecnologías para sus líneas de producción y así poder competir en el mercado, Galletera Italia C.A., que es una empresa dedicada a la elaboración de productos alimenticios no se escapa de esta realidad, es por ello que esta empresa trata de ir a la vanguardia con todos los cambios y avances que se producen con el transcurrir del tiempo.

Esta empresa, como todas, presenta problemáticas que tienen que ser mejoradas con el día a día y en muchos casos sustituir equipos por otros con mayor tecnología y

que garanticen la reducción de las pérdidas generadas por estos problemas, esta situación conlleva a que constantemente se realicen estudios de todas las líneas de producción para atacar los problemas que tengan mayor relevancia.

La empresa debe crear estrategias que le permitan disminuir tiempo, costos, incrementar su capacidad de producción, evitar accidentes o que existan personas lesionadas dentro de la misma, es por ello que se observó después de un análisis y estudio de sus líneas de producción una problemática existente en una de estas líneas, específicamente en la línea denominada “Línea de producción de galletas María” que es una de sus principales líneas de producción, en la cual se elaboran las galletas comercializadas bajo el nombre de Galletas María.

La problemática se encuentra en la maquina empaquetadora del tubular “Multipack”, esta es la presentación usual del producto, en forma de tubo, en donde la maquina cumple la función de envolver, sellar y cortar, 10 (diez) paqueticos de galletas en el material de empaque. En efecto, el tubular de Maria sale de la multipack por una cinta transportadora en donde esta cae a una cesta, para luego ser transportada por una persona a la maquina “termoencogible”. Finalmente dos (2) personas se encargan se la colocación de doce (12) tubulares sobre la cinta transportadora de la termoencogible, para así finalmente obtener el bulto. Esta situación es relevante, ya que la empresa cuenta con tres (3) maquinas empaquetadores del tubular, en cada máquina trabaja una (1) persona para desplazar la cesta hacia la maquina termoencogible.

Por las razones antes mencionadas, la empresa se ve en la necesidad de tomar decisiones que le permitan mejorar el proceso en el manejo del producto terminado.

1.2 Formulación Del Problema

¿Cómo se puede incrementar la productividad y mejorar las condiciones de trabajo y medio ambiente de los trabajadores en el transporte de producto terminado en la empresa Galletera Italia C.A?

1.3 Objetivos de la Investigación

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de transportación que desplace el tubular de galletas hacia la máquina Termoencogible en la empresa Galletera Italia C.A.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diagnosticar la situación actual del proceso final de conformación de bultos del tubular de galletas María.
- Analizar los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso.
- Determinar y diseñar el sistema de transportación más apropiado.
- Realizar un análisis de rentabilidad del proyecto.

1.4 Justificación

Para hacer un proceso de producción más productivo es necesario contar con sistemas que permitan llevar a cabo las actividades de forma más eficiente y seguras, por ello, la implementación de un sistema de transportación permitiría obtener beneficios económicos para la empresa, tomando en cuenta que automatizaría el área final del empaque, por ellos aumentaría la producción por jornada diaria.

Por otra parte, cabe destacar que el desarrollo de este sistema permitirá que la Universidad José Antonio Páez obtenga una mejor interacción con diferentes sectores de la industria de alimentos, otorgando a su vez un mayor reconocimiento de la institución a nivel regional y nacional. El desarrollo del proyecto presentado es de gran importancia para la empresa Galletera Italia C.A, debido a que permitirá una mejora en su producción, ya que el proceso de empackado será mucho más rápido y efectivo comparándolo con el actual, y también habrá una mejora en la salud laboral de sus trabajadores, ya que el esfuerzo repetitivo será eliminado de manera sustancial y considerable; lo cual se traducirá en un ahorro en términos económicos considerables para la empresa.

Finalmente el desarrollo del presente trabajo de grado proporciona a los estudiantes grandes beneficios, entre los que destacan principalmente la obtención y

profundización de los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de la carrera de ingeniería mecánica, relacionados directamente con los procesos de producción y las maquinarias inmersas en ellos, considerando dichos conocimientos resultan vitales para un mejor desempeño como profesionales en el ámbito industrial al momento de desenvolvemos como ingenieros en las diferentes empresas.

1.5 Alcance

El trabajo de investigación está orientado a diseñar un sistema automatizado de transportación que desplace el tubular de galletas “María” hasta la máquina Termoencogible en la empresa Galletera Italia C.A. Consiste en estudiar las fases que conforman la línea en cuestión, evaluando los factores que puedan influir en el embalado, mediante la recolección de datos sobre el proceso, tomando en cuenta cada paso de la fabricación antes y después del proceso mencionado. De esta manera, encontrar posibles soluciones y presentar la propuesta más adecuada para las necesidades de la compañía.

Además, el proyecto estará basado en la metodología de investigación correspondiente y servirá como punto de apoyo para cualquier proyecto de investigación.

El alcance del proyecto llega hasta los cálculos y selección de los componentes que van a ser usados para la construcción de este nuevo sistema, el mismo se presentará y será analizado para su posterior construcción.

CAPÍTULO II

MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL

2.1 Antecedentes

Toda investigación permite aclarar, juzgar e interpretar la situación planteada teniendo presente que debe estar sustentada en una base sólida. Los antecedentes sirven para una síntesis conceptual a través del proyecto o trabajos realizados de la misma índole, para determinar el enfoque metodológico de la misma y poder indicar una conclusión existente al problema planteado, de manera que, los siguientes trabajos citados sirvieron de referencia y plataforma en la realización del presente trabajo.

Lugo, J (2017), en su trabajo especial de grado, "**Semiautomatizado de la línea de producción n#3 para el empacado en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la empresa Alimentos Berrios Albeca, c.a.**", el objetivo de este trabajo fue Semiautomatizar la línea de producción, diseñando un sistema de transportación que es mucho más eficiente y garantiza una mayor productividad en el procesos de transportación y empacado de cajas de cartón, superando al sistema anterior. Este sistema garantiza el disminuir los tiempos de parada de producción.

El aporte de esta investigación permite analizar y observar la metodología y procedimiento aplicado para realizar la solución del mismo y para posteriormente ser aplicado por el investigador al trabajo en estudio.

En el mismo orden de ideas, Diciaccio, P y Maccissi, S(2010), en su trabajo, "**Diseño de un sistema automatizado para el manejo de producto terminado en una empresa fabricante de cajas de cartón**", dicha investigación tuvo el propósito de diseñar un sistema automatizado que permitió mejorar el procesos de manejo de productos terminado. Así mismo, se diseño un sistema de control automático para el transporte del producto terminado. El aporte de la investigación en cuestión es

fundamental para el investigador, tratándose de un proyecto factible en donde la solución a una problemática de la empresa toca aspectos relevantes para la propia.

Bracho, J (2010), en su trabajo especial de grado, titulado **“Rediseño del sistema de transportación de la salida del paletizador de la línea de salsas negras o merge de la empresa alimentos Heinz C.A”**. El objetivo de este trabajo fue el de diseñar un sistema de transportación de cadenas que es mucho más eficiente y garantiza una mayor estabilidad en el proceso de transportación de las paletas, superando también los medios de mantenimiento con respecto al sistema actual, ya que este sistema es mucho más fácil de lubricar y de realizar su mantenimiento. Este sistema también garantiza disminuir los tiempos de paradas en la producción por parte de este equipo. Este proyecto solo abarca el diseño del sistema mecánico del transportador.

Este trabajo de investigación será de gran aporte para el investigador, ya que cuenta con la mayoría de los principios de cálculos para el trabajo actual, como son cálculos de cadena, ejes, potencia entre otros, servirá de referencia para los cálculos de este proyecto de pasantía, además de que es uno de los más actuales.

En el mismo orden de ideas, Asmad, A (2016) en su informe final de pasantías **“Diseño de dosificadora industrial de resina para la empresa Affinia Venezuela C.A. Planta Zona Industrial Sur II”**, dicha investigación tenía como objetivo general proponer el diseño de una máquina dosificadora semiautomatizada de resina, el cual brindó una información especial al investigador, tratándose de un proyecto factible en donde abarca una problemática de la empresa y su correspondiente solución.

Este informe final de pasantías, aportará al autor conocimientos de diseño de transportadores de cadena tipo TableTop, englobando desde el tipo de cadena y material a utilizar, selección de ejes, chavetas y piñones, hasta sus accesorios.

Para finalizar, Ruiz, C (2004), en su trabajo especial de grado, titulado, **“Propuesta de diseño de un sistema para la automatización del paletizador para la empresa Mampa”**, el propósito de esta investigación fue el de diseñar un sistema

para acelerar el proceso de paletizado y así disminuir los riesgos ergonómicos por parte de los trabajadores. Este trabajo se enmarcó en modalidad proyecto factible basado en una investigación documental, el autor propone diseñar un sistema de control automatizado para optimizar el proceso del paletizado.

El aporte a la actual investigación es una referencia para desarrollar la misma, ya que son equipos muy similares, solo que trabajan de forma diferente, además los objetivos específicos concuerdan con los de la presente investigación.

2.2 Bases Teóricas

Las bases teóricas representan fuentes bibliográficas que sirven de guía conceptual para conocer los aspectos más relevantes del tema a tratar. A través, de sistemáticas y amplias consultas realizadas en bibliotecas, archivos y centros de investigación, los temas que van a sustentar el trabajo son:

2.2.1 Cintas Transportadoras

La mecanización y automatización de los sistemas de transporte de productos, materias primas e incluso personas es ya una constante en la industria. Para realizar esto se emplea una banda transportadora. El transporte de material mediante cintas transportadoras data de aproximadamente el año 1795. La mayoría de estas tempranas instalaciones se realizaban sobre terrenos relativamente planos, así como en cortas distancias.

El primer sistema de cinta transportadora era muy primitivo y consistía en una cinta de cuero, lona, o cinta de goma que se deslizaba por una tabla de madera plana o cóncava. Este tipo de sistema no fue calificado como exitoso, pero proporcionó un incentivo a los ingenieros para considerar los transportadores como un rápido, económico y seguro método para mover grandes volúmenes de material de un lugar a otro. Esto se crea con la necesidad de transportar grandes cantidades de material para desplazarlo de un punto A hacia un punto B, de manera rápida y eficaz.

Durante los años 20, las instalaciones de la compañía H. C. Frick, demostraron que los transportadores de cinta podían trabajar sin ningún problema en largas distancias. Estas instalaciones se realizaron bajo tierra, desde una mina recorriendo casi 8

kilómetros. La cinta transportadora consistía de múltiples pliegues de algodón de pato recubierta de goma natural, que eran los únicos materiales utilizados en esos tiempos para su fabricación. En 1913, Henry Ford introdujo la cadena de montaje basada en cintas transportadoras en las fábricas de producción de la Ford Motor Company.

Durante la Segunda Guerra Mundial, los componentes naturales de los transportadores se volvieron muy escasos, permitiendo que la industria de goma se volcara en crear materiales sintéticos que reemplazaran a los naturales. Desde entonces se han desarrollado muchos materiales para aplicaciones muy concretas dentro de la industria, como las bandas con aditivos antimicrobianos para la industria de la alimentación o las bandas con características resistentes para altas temperaturas.

2.2.2 Ventajas y Desventajas

- Permiten el transporte de materiales a gran distancia
- Se adaptan al terreno
- Tienen una gran capacidad de transporte
- Permiten transportar un gran variedad de materiales
- Es posible la carga y la descarga en cualquier punto del trazado
- Sensibilidad en el transporte de materiales calientes o muy desgastantes.
- Limitación del ángulo de inclinación para el transporte.

2.2.3 Bandas Modulares

Una banda modular se compone de módulos de plástico individuales moldeados por inyección de alta precisión. Las superficies de los módulos pueden estar completamente cerradas, ligeramente abiertas o tener una superficie de contacto abierta de hasta un 88% para la refrigeración y el drenaje.

2.2.4 Diseño de Banda Modular

La banda modular es un conjunto de módulos de plástico individuales moldeados por inyección de alta precisión y unidos entre sí mediante varillas. Su robusto diseño está optimizado para garantizar procesos efectivos de transporte y de fácil limpieza. Las bandas modulares de plástico hacen innecesarios los sistemas de alta tensión y

garantizan la marcha recta de la banda. Estas bandas se utilizan de forma generalizada en múltiples industrias en las que sus características de producto específicas ofrecen numerosas ventajas.

2.2.5 Partes de Cintas Transportadora

El transportador de banda consta de una banda sin fin que es el elemento portador del transportador; de la estación accionadora que pone en movimiento el tambor impulsor; de la estación tensora, con el tambor tensor extremo y el dispositivo tensor; de los rodillos de apoyo en los ramales de trabajo y libres de la banda (en algunos casos, en lugar de rodillos de apoyo se emplea un revestimiento continuo de madera o metálico). Además, se necesitan dispositivos de carga y descarga, tambores, desviadores y dispositivos para limpiar la banda. (Ver Figura 1).

2.2.6 Cadenas transportadoras

El significado de la palabra "cadena" se remonta a una antigua palabra en la familia de lenguas indoeuropeas. Ya en 225 A.C, se evidencia la cadena para extraer el agua de un pozo, esta cadena de cangilones muy antigua se compone de anillos de metal conectados. En el siglo 16, Leonardo da Vinci hizo bosquejos de lo que parece ser la primera cadena de acero. Estas cadenas fueron diseñadas para transmisión, ya se trate únicamente de las placas y los pernos y tienen accesorios de metal. Sin embargo, en el boceto de Da Vinci se muestra un rodamiento de rodillos.

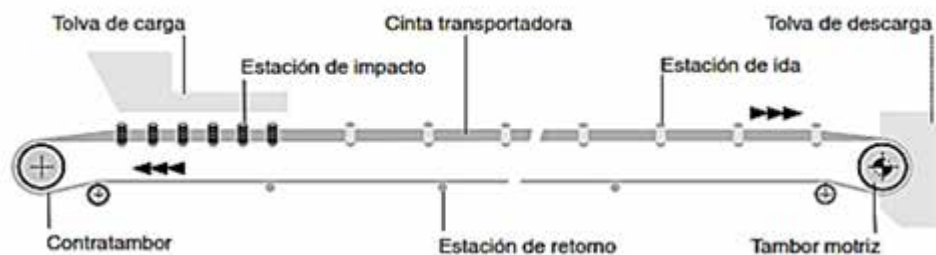


Figura 1: Esquema de un Sistema de Transportación
Fuente: Fundamentos de diseño de correas Phoenix Hamburgo (2006).

Los transportadores de cadena fueron inicialmente creados para ayudar con la producción de los primeros materiales. Los trabajadores necesitaban un sistema que ayudara con el movimiento de materiales, que hizo que sea fácil mover los elementos de un punto A, a un punto B. El transportador de cadena ayudó a revolucionar la producción en masa y que aún hoy en día todavía se utiliza. Al igual que su contraparte la cinta transportadora, el transportador de cadena se ha utilizado desde el siglo 19, desarrollado para ayudar en el movimiento de objetos grandes, pequeños e irregulares de un lugar a otro.

El transportador de cadena se utiliza prácticamente en cualquier planta que ensambla los productos, entre sus procesos incluyen altas temperaturas y que se requiere el transporte de objetos pesados.

En 1880 fue patentada la cadena de transmisión de casquillos (la primera en el mundo). Pero no fue hasta 1919 que Jervis Bennett Webb lo modificó haciendo que este fuese más productivo, ofreciendo este sistema a empresas como la Ford que en ese momento usaban una línea de producción manual donde el hombre tenía que arrastrar las piezas mientras que otro grupo las ensamblaba.

El transportador de cadena es uno de los elementos más comunes de transporte, formado por una cadena o más, principalmente compuestas por dos tipos de eslabones: simples y con aditamentos, a los que se une algún componente destinado a cargar, empujar o arrastrar el material transportado, o el envase en el que va el mismo. Se hallan en la mayoría de las líneas de ensamblaje de vehículos y de artefactos, en general, así como en industrias envasadoras, asfaltado, cementeras, petroleras, parque de diversiones, centro comerciales, panificadoras, entre otras. Esto hace una diferencia razonable con las cadenas de transmisión ya que son diseñadas para velocidades muchos mayores, longitudes más cortas y por ende algunas variables cambian al momento de diseñar dichos elementos. Otra diferencia notable es el objetivo y dirección del movimiento a transmitir ya que en las cadenas transportadoras en la mayoría de los casos se aprovecha los tramos rectos de la

cadena mientras que en las cadenas de transmisión la toma de fuerzas del sistema es por lo general otro piñón.

Si se unen entre sí, los centros de engrane de una rueda de cadena, se forma una línea poligonal, con la que, con una velocidad de giro constante la velocidad lineal de la cadena tiene unas variaciones entre su mínimo y un máximo. Estas variaciones de velocidad producen una sobrecarga en los elementos de la cadena y vibraciones o golpes en el funcionamiento. (Ver Figura 2).

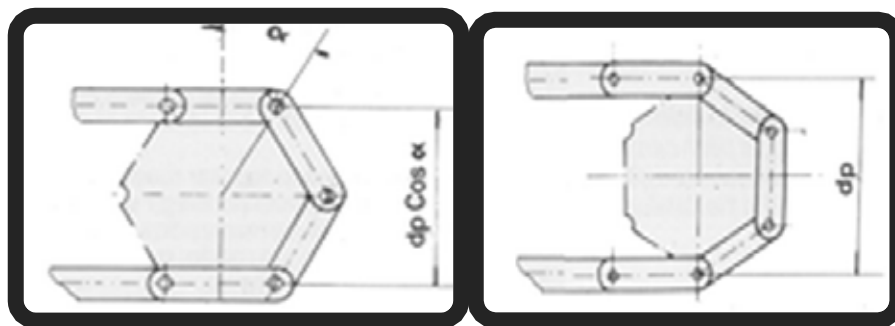


Figura 2: Eslabones de cadenas y diámetro de paso.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

2.2.7. Tipos de cadenas.

Los distintos tipos de cadenas se pueden observar en las Figuras 3 y 4.



Eslabón de Acero redondo



Eslabón de Rodillos

Figura 3: Cadena de eslabón redondo. Figura 4: Cadena de eslabón de rodillos.

Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

2.2.8. Ventajas y desventajas

- Se puede usar con cambio de direcciones bruscos
- Son más económicos
- Amplia variedad de accesorios
- Adaptabilidad al sistema requerido
- Difíciles de empalmar correctamente
- Hace excesivo ruido en su operación
- Mayor peso lineal
- Área de contacto reducida
- Dificultad a la hora de alinear las ruedas dentadas

2.2.9. Accesorios para cadenas

Un accesorio es cualquier parte instalada en la cadena básica para adaptarla a un particular tipo de transporte, y puede ser una parte integral de la cadena, o se puede incorporar en la cadena como un reemplazo para el eslabón normal.

Accesorios tipo K

Estos son los tipos de accesorios más populares, que se utilizan en transportadores de paletas, elevadores de cangilones, etc. Como se muestra en la Fig. 5 proporcionan una plataforma paralela a la cadena y a los ejes del pasador. Se utilizan para asegurar los listones y los cubos etc. a la cadena. Normalmente se proporcionan uno o dos orificios en la plataforma, designándose K1 o K2 respectivamente. Los accesorios tipo K se pueden incorporar en uno o ambos lados de la cadena.

En otras cadenas, se utilizan accesorios separados, como lo muestra la Figura 5(b). Estos están usualmente soldados a la cadena dependiendo de la serie particular de la cadena y de su aplicación. Alternativamente, como lo muestra la Figura 5(c), los accesorios tipo K pueden atornillarse a la cadena ya sea a través de los pasadores huecos, o mediante el uso de eslabones externos especiales con extremos extendidos y roscados.

Accesorios tipo F

Estos accesorios como se muestra en la Fig. 6 se usan frecuentemente para aplicaciones de empujador y rascador. Comprenden un ala con una superficie vertical perpendicular a la cadena. Se pueden montar en uno o ambos lados y se suelen asegurar mediante soldadura. Cada ala puede estar provista de uno o dos orificios, designados F1 o F2 respectivamente.

Pasadores de espiga y pasadores huecos extendidos

Ambos tipos son usados en transportadores empujadores y elevadores de bandejas, etc. Los pasadores de espiga se pueden montar a través de pasadores huecos, eslabones interiores o eslabones externos. Cuando se ensambla a través de las placas de unión, es necesario un casquillo distanciador para asegurar que no se reduce la anchura interior de la cadena. La separación de los dientes del piñón es necesaria para despejar el casquillo.

Las cadenas de pasadores sólidos pueden tener extensiones similares en los puntos de paso mediante la incorporación de pasadores extendidos. Tanto los pasadores de espiga como los pasadores extendidos, como se muestra en la Fig. 7, pueden endurecerse en sus diámetros de trabajo para aumentar la resistencia al desgaste.

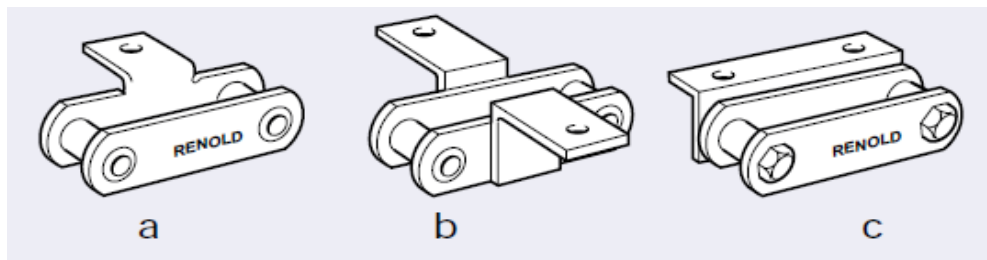


Figura 5: Accesorios tipo K. a) K1, accesorio doblado, b) K1, soldados a la placa de unión y c) K2, atornillado a través del pasador hueco.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

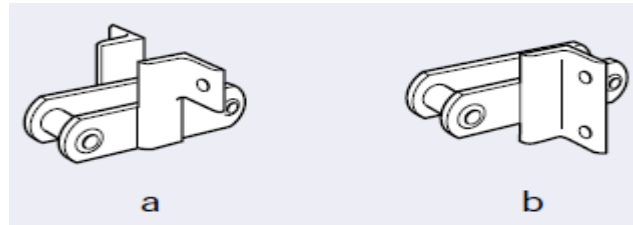


Figura 6: Accesorios tipo F. a) F1, accesorios soldados a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario y b) F2, soldadas a placas de unión en uno o ambos lados de la cadena según sea necesario.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

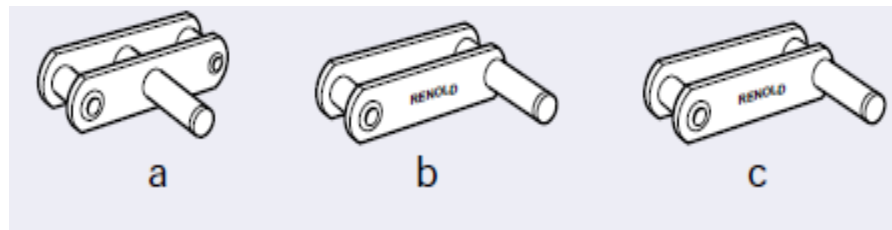


Figura 7: Pasadores de espigas y pasadores huecos extendido. a) Pasador de espiga montado a través de la conexión externa o interna, b) Pasador de espiga atornillado a través del pasador hueco y c) pasador hueco extendido.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Barras de soporte

Los tipos de equipos de manipulación mecánica que utilizan barras de soporte son empujadores, mallas de alambre, transportadores de festones, etc., estando montados los soportes de la misma manera que los pasadores de espiga. Cuando se ensamblan a través de las placas de unión, es necesario un casquillo distanciador y una separación de los dientes de la rueda dentada.

El tipo de barra y tubo simple mostrado en la Fig. 8 tiene la ventaja de que la barra de apoyo puede montarse con la cadena in situ simplemente roscando la barra a través de la cadena y el tubo. El tipo de barra con hombros tiene una mayor capacidad de carga que el tipo de barra y tubo. Las barras de soporte se usan normalmente para aumentar la rigidez general atando dos cadenas juntas, manteniendo la separación transversal de las cadenas o soportando cargas.

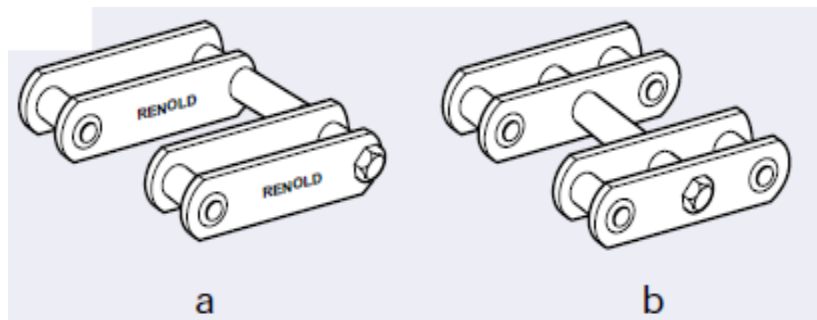


Figura 8: Barras de soporte. a) Barra de soporte atornillada a través del pasador hueco, b) Barra de soporte montada a través del eslabón externo o interno.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Accesorios tipo G

Como se muestra en la Fig. 9 este accesorio adopta la forma de una superficie plana posicionada contra el lado de la placa de la cadena y paralela a la línea de la misma. Se utiliza normalmente para elevadores de cangilones y transportadores de paletas. Cuando la fijación es integral con la placa exterior, entonces la cubierta del piñón de cadena debe retirarse para despejar la placa. Los accesorios tipo G se instalan normalmente sólo en un lado de la cadena.

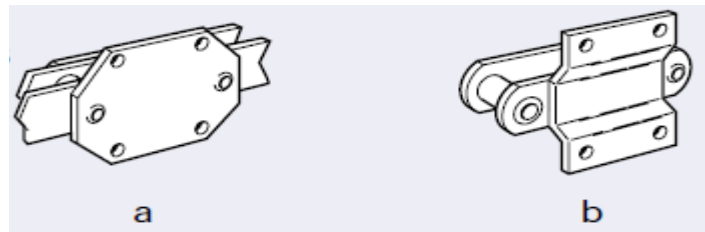


Figura 9: Accesorios tipo G. a) Accesorio tipo G de placa externa, b) Accesorio tipo G soldado o remachado a la placa de unión.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

Accesorios tipo L

Éstos tienen cierta afinidad con el accesorio F, estando en una posición similar en la cadena. Una aplicación familiar es el transportador de raspador de caja. Como se muestra en la Fig. 10 las fijaciones son integrales con las placas exteriores,

extendiéndose más allá de un orificio de pasador hueco y luego doblándose alrededor. Los accesorios pueden ser planos o perforados con uno o dos orificios, designándose L0, L1 o L2 respectivamente. Se pueden suministrar en uno o ambos lados de la cadena. Con este tipo de fijación, los rodillos de cadena son normalmente iguales a la profundidad de la placa, o se utiliza una cadena de casquillo sin rodillos.

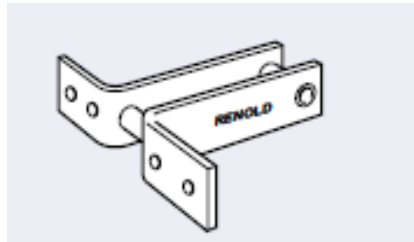


Figura 10: Accesorios tipo L. Accesorio tipo L en ambos lados del eslabón exterior.

Fuente: Renold Conveyor Chain Designer Guide (2017).

2.2.10. Factores de Seguridad

Todas las cadenas tienen que resistir a la tracción. Para diseñar una cadena que sea confiable es necesario aplicar un "factor de seguridad" a la carga de rotura. Sin embargo, antes de considerar este factor, se deben considerar los siguientes puntos:

- La mayoría de las placas laterales de la cadena se fabrican de un acero de bajo o medio carbono, esto con la intención de asegurar que tengan suficiente resistencia y ductilidad para resistir cargas de choque. Estos aceros tienen límites elásticos alrededor de 65% de su resistencia a la tracción. Esto significa que su ruptura se dará luego de sufrir una elongación permanente.
- La mayoría de las aplicaciones están sujetas a transiciones entre cargas dinámicas muy por encima de la carga estática máxima.
- Los motores, por ejemplo, son capaces de incrementar en un 200% el par de salida por un período corto. (Ver Tablas 1 y 2).

Los fabricantes de cadenas especifican en su gama de productos la carga de rotura. Algunos han tomado cargas de rotura promedio, otros las cargas de rotura mínima dependiendo de su nivel de confianza en su producto. Para obtener una carga de trabajo de diseño es necesario aplicar el "factor de seguridad" a la carga de rotura y este es un área donde ha surgido confusión. Como regla general, se sugiere que para la mayoría de las aplicaciones se aplique un factor de seguridad de 8, según la ecuación (1)

$$Carga\ de\ trabajo = \frac{Carga\ de\ rotura}{8} \quad Ec.\ (1)$$

2.2.11. Ambientes Hostiles

Las condiciones de operación a bajas temperaturas reducen la vida útil de la cadena, sobre todo si las cargas de choque están involucradas. Las siguientes tablas dan una guía general de los factores de seguridad apropiados para diferentes aplicaciones para una estimación de vida de 8.000.000 ciclos. (Ver Tabla 3).

2.2.12. Partes de un transportador de cadenas.

Se puede observar a través de la Figura 11 las partes que componen un transportador de cadenas.

Tabla 1: Factores de seguridad según la lubricación y el rango de temperatura.

| Lubrication | -30 / +150°C | 150 - 200°C | 200 - 300°C |
|-------------|--------------|-------------|-------------|
| Regular | 8 | 10 | 12 |
| Occasional | 10 | 12 | 14 |
| None | 12 | 14 | 16 |

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Tabla 2: Factores de seguridad en función de la lubricación y el medio que las rodea.

| Lubrication | Clean | Moderately Clean | Dirty | Abrasive |
|-------------|-------|------------------|-------|----------|
| Regular | 8 | 10 | 12 | 14 |
| Occasional | 10 | 12 | 14 | 16 |
| None | 12 | 14 | 16 | 18 |

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Tabla 3: Factores de seguridad en medios hostiles según el rango de temperatura.

| Temperature (°C) | Load Regime Smooth | Load Regime Moderate Shocks | Load Regime Heavy Shocks |
|------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------------|
| +10° to +150° | 8 | 11 | 15 |
| 0° to +10° | 10 | 15 | 19 |
| -20° to zero° | 12 | 20 | 25 |
| -40° to -20° | 15 | 25 | 33 |

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

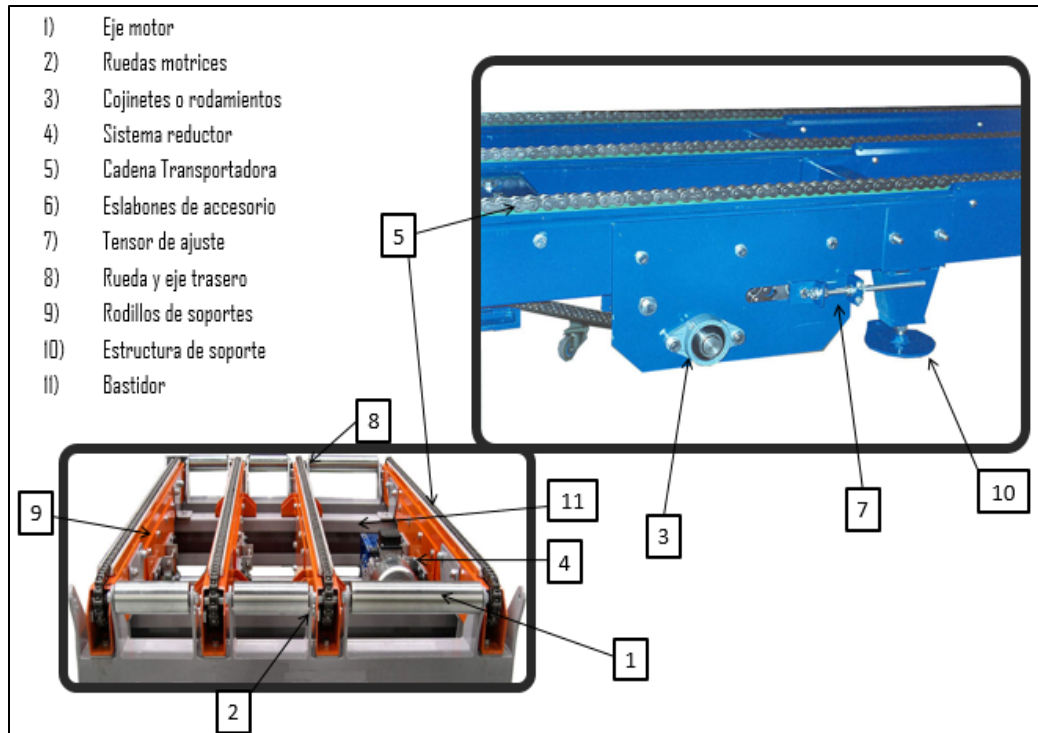


Figura 11: Partes de un transportador de cadenas.

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

2.2.13. Sistemas de transmisión de cadena (Piñón-Catalina).

Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, pudiendo modificar la velocidad pero no el sentido de giro (no es posible hacer que un eje gire en sentido horario y el otro en el contrario).

En las bicicletas se emplean mucho el "cambio de velocidad" (Ver Figura 12) compuesto por varias ruedas en el eje del pedal (catalina) y varias en el de la rueda (piñón), lo que permite obtener, modificando la posición de la cadena, entre 15 y 21 velocidades diferentes.

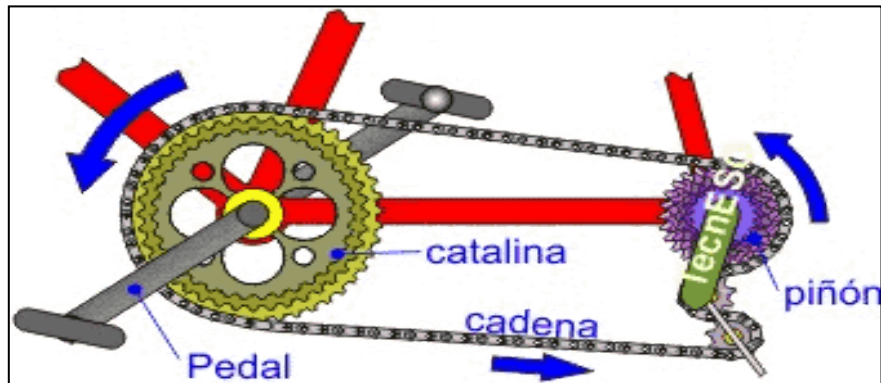


Figura 12: Sistema de transmisión de bicicleta piñón-corona-cadena.
 Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2018).

Se emplea en sustitución de los reductores de velocidad por poleas cuando lo importante sea evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y el mecanismo de transmisión (en este caso una cadena).

Este mecanismo se emplea mucho en bicicletas, motos, motores de automóvil, puertas elevables, apertura automática de puertas.

Descripción del sistema

Este sistema consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos conductor y conducido. Los ejes tienen que mantenerse en posición fija uno respecto a otro, por lo que suelen sujetarse mediante soportes, armaduras u horquillas (en el caso de motos y bicicletas). (Ver Figura 13).

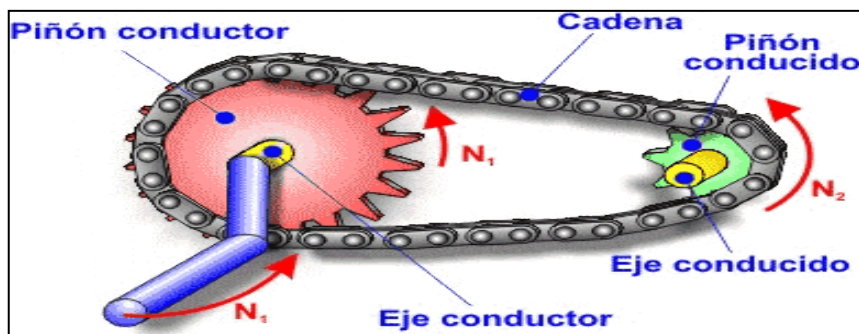


Figura 13: Identificación de las partes del sistema de transmisión.
 Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.sistemasdetransportacion.com (2018).

Para la relación de transmisión valen todas las ecuaciones deducidas para las poleas o para las ruedas dentadas, sin más que sustituir el diámetro de las poleas por el número de dientes de los piñones, así se cumple:

$$N_1 \times \omega_1 = N_2 \times \omega_2$$

V = velocidad de la cadena en m/min

P_m = peso lineal de material en Kg/m

ρ = peso específico en Tm/m³

La carga lineal oscila entre valores que dependen del tipo de transportador, esto es sin una regla fija.

En la mayoría de las instalaciones se observan los siguientes rangos que pueden servir de referencia:

- Cadena transportadora de carga ($15 < P < 30$) Kg/m
- Cadena de arrastre o empuje ($7,5 < P < 30$) Kg/m
- Cadenas de barras y bloque ($15 < P < 75$) Kg/m

2.2.15. Elección del paso

La dimensión del paso viene determinada por los siguientes factores:

- Tipo de transportador y género a transportar.
- Separación entre los accesorios de sujeción (aletas topes etc.)
- Diámetro máximo de las ruedas.
- Velocidad de funcionamiento
- Distancia entre ejes.

Hay que observar que a mayor paso, la cadena es más económica, pero aumenta el diámetro de las ruedas y por lo tanto la dimensión del transportador.

Para velocidades bajas, se pueden montar ruedas de pocos dientes, por lo que a igualdad de diámetro, es posible elegir un paso mayor. Es importante adoptar pasos normalizados según el tipo de cadena y que vienen dados en el catálogo, de modo, que al utilizar elementos estandarizados, la cadena es más económica.

2.2.16. Numero de dientes

El número de dientes de las ruedas queda determinado por el dimensionado del transportador, por la velocidad y por la regularidad de funcionamiento. Generalmente valores entre 8 y 12 dientes son los más usados. Para velocidades bajas se pueden en

algunos casos montar ruedas de 6 ó 7 dientes. Cuando la velocidad es alta o se pretenda un funcionamiento muy regular se emplearán ruedas de 19 o más dientes. Es importante al seleccionar los dientes de las ruedas tener presentes el "efecto poligonal".

Para ruedas de más de 19 dientes, puede despreciarse el efecto poligonal. Cuando sea necesario un movimiento constante y sin vibraciones o si la velocidad es elevada se utilizarán ruedas con un elevado número de dientes. Con velocidades reducidas (inferiores a 0,5 m/seg.), y cuando se puedan admitir variaciones en el movimiento de la cadena se podrán utilizar ruedas con bajo número de dientes. Para disminuir las consecuencias del efecto poligonal sobre la cadena, es interesante procurar que la distancia entre ejes sea un múltiplo número par del paso.

2.2.17. Velocidad lineal de las cadenas transportadoras

Las velocidades normales de los transportadores y elevadores de cadena son los siguientes:

- | | |
|--|-----------------|
| · Transportadores de cadena con la carga apoyada sobre la cadena | 0,10 - 0,50 m/s |
| · Transportadores de cadena de arrastre | 0,20 - 0,60 m/s |
| · Elevadores de cangilones vertical | 0,60 - 1,50 m/s |
| · Elevadores de cangilones continuos | 0,30 - 0,70 m/s |
| · Elevadores inclinados de cangilones | 0,15 - 0,40 m/s |

2.2.18. Duras condiciones

Trabajos con elevada velocidad

Para casos de velocidades altas en cadenas transportadoras, los puntos más importantes a tener en cuenta son:

Aplicar el mejor sistema de engrase posible. Verificar que la superficie de articulación este bien dimensionada y tener presente los ciclos de fatiga que se producirán.

Trabajos extremos con golpes y sobrecargas

Aplicar sobradamente todos los coeficientes de corrección para sobredimensionar ampliamente las cadenas; también son importantes los materiales, tratamientos y sistemas de las guías, placas de deslizamiento y sistema de tensado. En muchos casos se recomienda utilizar cadena de mallas acodadas.

Trabajo en ambientes abrasivos

Para conseguir una duración rentable de la cadena verificar la superficie de articulación para que la presión por m/m² en eje/casquillo sea lo más baja posible y sobre todo en cadenas con rodillos grandes con engrase casi nulos, la presión en rodillo-casquillos debe ser la mínima admitida en las tablas. Los aceros y tratamientos deben ser superiores a los de serie y también es muy importante que los espesores de las capas endurecidas por el temple sean del máximo espesor.

Trabajo con temperatura

Para aplicaciones hasta 300 °C de temperatura, se pueden utilizar los aceros normales, teniendo presente las dilataciones y las pérdidas de dureza en las superficies cementadas cualidades de los tratamientos térmicos, principalmente por encima de los 200 °C. Para valores entre 200 °C 350 °C se usarán aceros que permitan tratamientos anti desgaste adecuados. Para temperaturas desde 300 °C a 450 °C es posible utilizar aceros resistentes al calor o inoxidable, con los cuales puede mejorarse el rendimiento con tratamientos especiales. En temperaturas desde 600 °C a 800 °C deben utilizarse aceros refractarios y dimensiones especiales. En todos los casos, deberá seleccionarse una cadena muy superior a lo normal, principalmente en lo referente a la superficie de articulación y tipo de construcción para temperatura de más de 800 °C. Aconsejamos cadenas de bloques con entrecasco en los ejes.

Trabajo en ambientes corrosivos

En ambientes húmedos y alcalinos, se pueden montar cadenas en acero normales con tratamiento superficial contra la oxidación como galvanizado o cadmiado. Cuando la cadena esté en contacto con productos de naturaleza ácida, o en contacto con productos alimenticios es necesario el uso de acero inoxidable o aceros especiales

con recubrimientos de teflón, Teflón-Bronce o las variantes de plásticos especiales resistentes y con propiedades de auto-engrase.

2.2.19. Proceso de cálculo de la cadena

De acuerdo con las características del transporte, forma de arrastre del material a transportar y del tipo de apoyo de éste y de las cadenas se pueden clasificar los transportadores en grupos principales:

Grupo "A"

El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se desliza sobre guías. (Ver Figura 14).

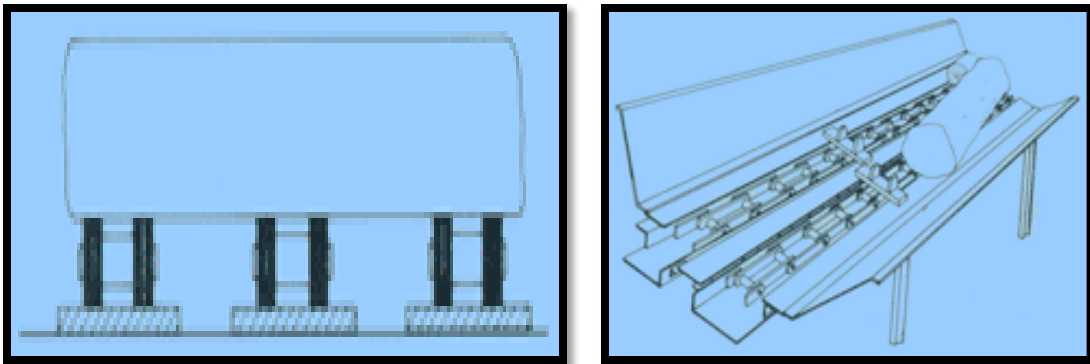


Figura 14: Tipo de transportador (tipo A).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Grupo "B"

El material es cargado directamente sobre la cadena o sus accesorios y la cadena se desplazan por rodillos rodando sobre guías. (Ver Figura 15).

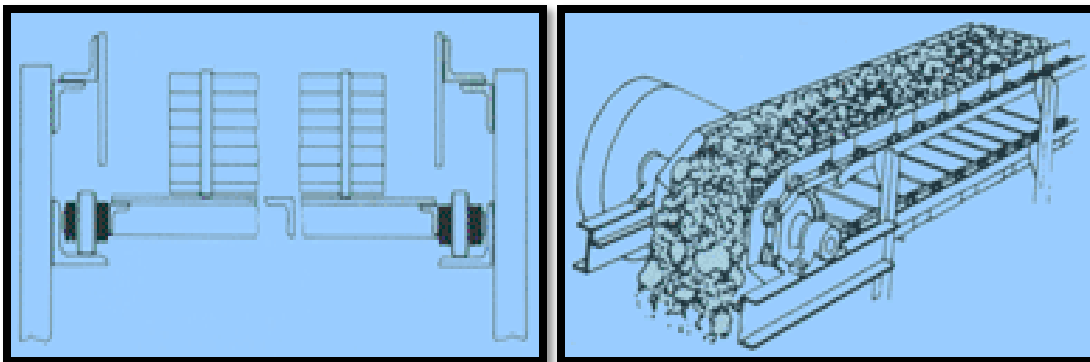


Figura 15: Tipo de transportador (tipo B).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

Grupo "C"

El material es arrastrado sobre guías o canal por la cadena que a su vez se desliza sobre guías. (Ver Figura 16).

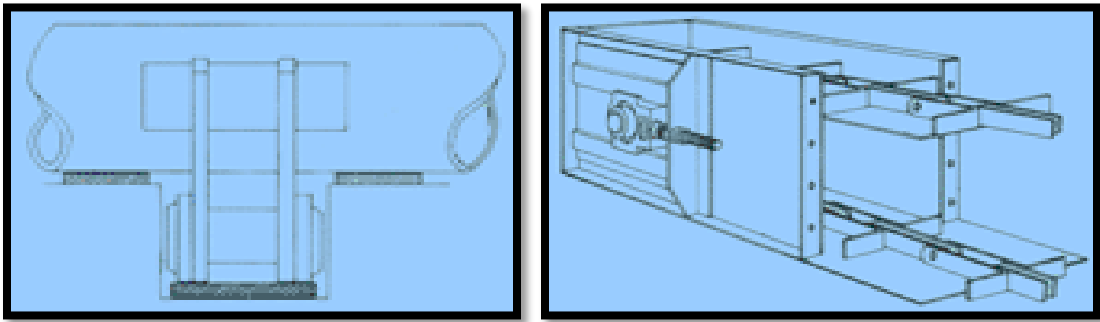


Figura 16: Tipo de transportador (tipo C).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

2.2.20. Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena

Transportadores del grupo "A" y del grupo "B". Material a transportar cargado sobre la cadena:

Transportador horizontal

$$F = \mu_c \cdot d(2w + q) \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde:

$\mu_c = \mu_d$ para transportador del grupo "A"

$\mu_c = \mu_r$ para transportador del grupo "B"

w = peso de la cadena más los accesorios móviles por metro lineal en kg.

q = peso del material transportador por metro lineal de transportador en kg

μ_c = coeficiente de rozamiento de la cadena con las guías.

μ_d = coeficiente de rozamiento de la cadena deslizando sobre las guías.

μ_r = coeficiente de rotura de la cadena de rodillos sobre las guías.

d = distancia entre centros de los ejes.

Como orientación se puede considerar:

$w = 0,008 \cdot Q$ para transportadores del grupo A y B.

$w = 0,005 \cdot Q$ para transportadores del grupo C

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Figura 19)

$$F = c \cdot a (2w + q) + q. \quad \text{Ec. (7)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

$$F = c \cdot a (w + q) + (w + q) \quad \text{Ec. (8)}$$

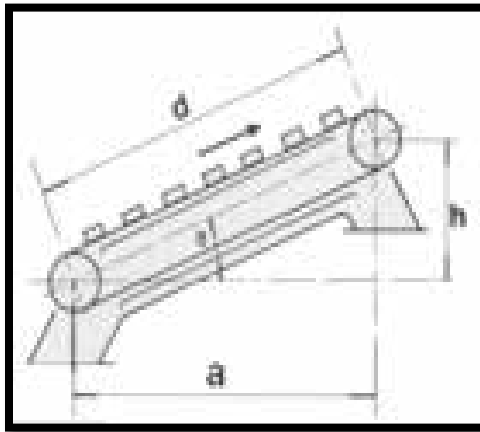


Figura 17: Transportador inclinado.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

2.2.21. Transportadores del grupo “C”

Cadena arrastrando el material a transportar

Transportador horizontal:

$$F = d (2 \cdot \mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) \quad \text{Ec. (9)}$$

Donde:

$\mu_c = \mu_d$ para transportador del grupo "C"

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Tablas 4, 5 y 6)

$$F = a (2\mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) + q. \quad \text{Ec. (10)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

$$F = a (\mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) + (w + q) \quad \text{Ec. (11)}$$

Tabla 4: Coeficiente μ_d .

| Material de la guía | Guide material | μ_d |
|------------------------------|--------------------------------|---------|
| Acero dulce sin lubricar | Soft non lubricated steel | 0,40 |
| Acero duro sin lubricar | Hard non lubricated steel | 0,30 |
| Acero lubricado | Lubricated steel | 0,20 |
| Madera | Wood | 0,40 |
| Poliámido o Polietileno A.D. | Polyamide or Polyethylene H.D. | 0,15 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

2.2.22. Calculo de la tracción de trabajo de la cadena

La tracción de la cadena determinada anteriormente es calculada sólo teniendo en cuenta las condiciones estáticas y considerando que el arrastre se realiza con una sola cadena.

La tracción total corregida según las diferentes condiciones de trabajo y que nos servirá de base para seleccionar el tipo de cadena nos viene dado por la siguiente fórmula.

$$F_{cor} = F \cdot f_1 \cdot f_2 \quad \text{Ec. (12)}$$

Siendo:

F_{cor} = Tracción cadena corregida

F = Tracción cadena estática (calculada anteriormente).

$f_{1,2}$ = Coeficientes de corrección. (Ver Tablas 5 y 6).

En el caso de trabajar más de una cadena en conjunto, la carga de tracción por cadena (F_{cor}) se hallará como sigue:

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = F_{cor} \cdot f_3 \quad \text{Ec. (13)}$$

Coeficiente f_3 . Es determinado por el número de cadenas que trabajan en paralelo y que considera el reparto desigual de la carga entre las cadenas.

$$\text{Coeficiente } f_3 = \frac{1,2}{N \text{ de Cadenas}} \quad \text{Ec. (14)}$$

Tabla 5: Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas

| Tipo guía | Guide type | μ_m |
|------------------------------|--------------------------------|---------|
| Acero sin engrase | Non lubricated steel | 0,50 |
| Acero con engrase | Lubricated steel | 0,20 |
| Madera | Wood | 0,50 |
| Poliamido o Polietileno A.D. | Polyamide or Polyethylene H.D. | 0,15 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 6: Coeficiente μ_m .

| Material transportado | Material transported | Densidad Density | μ_m |
|-----------------------|----------------------|---------------------|---------|
| Antrocita troceada | Anthracite in bits | 0,88 | 0,45 |
| Arcella seca | Dry clay | 1,7 | 0,70 |
| Arena húmeda | Wet sand | 1,9 | 0,85 |
| Arena seca | Dry sand | 1,7 | 0,60 |
| Azúcar granulado | Granulated sugar | 0,89 | 0,67 |
| Cemento Portland | Portland cement | 1,3 | 0,65 |
| Cal | Caix | 0,85 | 0,50 |
| Coke | Coke | 0,45 | 0,60 |
| Cemento clinker | Clinker cement | 1,26 | 0,7 |
| Cenizas secas | Dry ashes | 0,60 | 0,50 |
| Cenizas húmedas | Wet ashes | 0,75 | 0,60 |
| Cereales en grano | Cereal in grain | 0,75 | 0,40 |
| Cereales en harina | Milled cereals | 0,60 | 0,60 |
| Grava seca | Dry gravel | 1,60 | 0,45 |
| Grano | Grain | 0,68 | 0,40 |
| Hulla | Coal | 0,80 | 0,50 |
| Madera troceada | Wood in bits | 0,25 | 0,50 |
| Serrín | Sawdust | 0,25 | 0,50 |
| Piedra tamizada | Sieved stone | 1,54 | 0,45 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 7: Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas

| Tipo guía | Guide type | μ_m |
|------------------------------|--------------------------------|---------|
| Acero sin engrase | Non lubricated steel | 0,50 |
| Acero con engrase | Lubricated steel | 0,20 |
| Madera | Wood | 0,50 |
| Poliamido o Polietileno A.D. | Polyamide or Polyethylene H.D. | 0,15 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 8: Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria.

| | | Horas de trabajo diarias | | | | | | |
|---|-------------|--------------------------|---------|-----------|---------|-----------|---------|-----------|
| | | Nº arranques por hora | | | | | | |
| Tipo | Tipo | 8 h/día | | 16 h/día | | 24 h/día | | |
| | | Engrase | hasta 2 | de 2 a 10 | hasta 2 | de 2 a 10 | hasta 2 | de 2 a 10 |
| Funcionamiento Uni- formal (sobrecargas inferiores al 5%) | Normal | | 1 | 1,20 | 1,20 | 1,40 | 1,60 | 1,80 |
| | Irregular | | 1,30 | 1,50 | 1,50 | 1,80 | 2,00 | 2,30 |
| | Sin engrase | | 1,70 | 2,00 | 2,00 | 2,40 | 2,70 | 3,00 |
| Funcionamiento irregular (sobrecargas entre el 5% y el 20%) | Normal | | 1,20 | 1,40 | 1,40 | 1,60 | 1,80 | 2,00 |
| | Irregular | | 1,50 | 1,80 | 1,80 | 2,00 | 2,30 | 2,60 |
| | Sin engrase | | 2,00 | 2,40 | 2,40 | 2,70 | 3,00 | 3,40 |
| Funcionamiento a golpes (sobrecargas entre el 20% y el 40%) | Normal | | 1,40 | 1,60 | 1,60 | 1,80 | 2,00 | 2,20 |
| | Irregular | | 1,80 | 2,00 | 2,00 | 2,30 | 2,60 | 3,00 |
| | Sin engrase | | 2,40 | 2,70 | 2,70 | 3,00 | 3,40 | 3,80 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

Tabla 9: Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena.

| Nº dientes rueda | Velocidad cadena m/seg | | | | | |
|------------------|------------------------|-----|------|-----|-----|-----|
| | 0,25 | 0,5 | 0,75 | 1 | 1,5 | 2 |
| 6 | 1,4 | 2 | 2,9 | 4,4 | - | - |
| 7 | 1,1 | 1,4 | 1,8 | 2,3 | 4 | - |
| 8 | 1 | 1,3 | 1,5 | 1,8 | 2,5 | 3,6 |
| 9 | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 2,0 | 2,6 |
| 10 | 0,9 | 1,1 | 1,2 | 1,4 | 1,7 | 2,0 |
| 11 | 0,9 | 1 | 1,2 | 1,3 | 1,5 | 1,8 |
| 13 | 0,8 | 1 | 1,1 | 1,2 | 1,4 | 1,5 |
| 15 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1 | 1,2 | 1,3 |
| 19 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1 | 1,1 | 1,2 |

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

2.2.23. Otras fuerzas que actúan sobre la cadena

- Fuerza centrífuga

Para cadenas que trabajan a velocidades superiores de 8m/s deberá considerarse la fuerza centrífuga, la cual produce sobre la cadena una tracción, F_{cen} en N igual a:

$$F_{cen} = \frac{w V^2}{9,81} \quad \text{Ec. (15)}$$

Siendo:

w = peso de la cadena por metro lineal

V = velocidad de la cadena en m/s

- Fuerza producida por la curva catenaria

Cuando el ramal de la cadena no va apoyado sobre guías, éste adaptará una curva en forma de catenaria como se ve en la Figura 18:

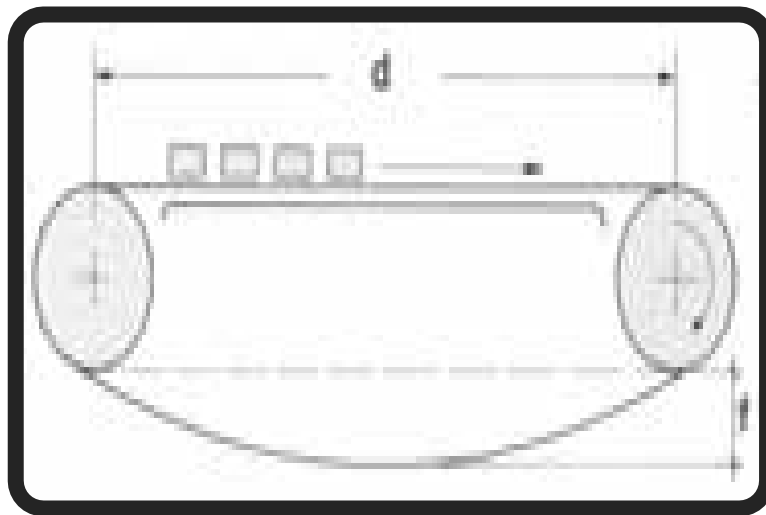


Figura 18: Transportador con curva catenaria.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1976).

El valor de la flecha de la catenaria f en metros viene dado por la expresión:

$$f = 0,612 VL \cdot d - d^2 \quad \text{Ec. (16)}$$

Siendo:

L = longitud del ramal de retorno de la cadena en metros.

La fuerza de tracción F_{cat} producido por la "curva catenaria" en N es:

$$F_{cat} = \frac{d^2w}{8f} + Wf \quad \text{Ec. (17)}$$

2.2.24. Potencia

La potencia viene dada por $N = F \times V$. Para considerar pérdidas en las ruedas y sus cojinetes se recomienda incrementar en un 10% el valor anterior, resultando una potencia de salida en el reductor de:

$$N = F \frac{V}{100} \quad \text{Ec. (18)}$$

La velocidad del eje motriz del transportador será:

$$n = \frac{60 v}{P \cdot z} \quad \text{Ec. (19)}$$

Siendo:

n = Velocidad de giro en RPM

v = Velocidad de la cadena en m/s

P = Paso de la cadena en m.

z = Número de dientes rueda motriz.

2.2.25. Longitud de la cadena

La longitud de la cadena vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$L_{cad} = 2(\text{Longitud entre centros}) + 2(\text{Longitud del arco de la rueda catalina}) \quad \text{Ec. (20)}$$

2.2.26. Manipulación de una Cadena

El mal manejo de la cadena puede provocar una pérdida de precisión. Nunca manipule la cadena como se muestra en la fotografía de la derecha. El manejo rudo, como arrojar o dejar caer, enredarla hará que esta se pueda torcer provocando una pérdida de precisión. La aplicación de una carga o tensión en una cadena mal

colocada hará que esta se tuerza y conducirá una pérdida de precisión. (Ver Figuras 19 y 20).

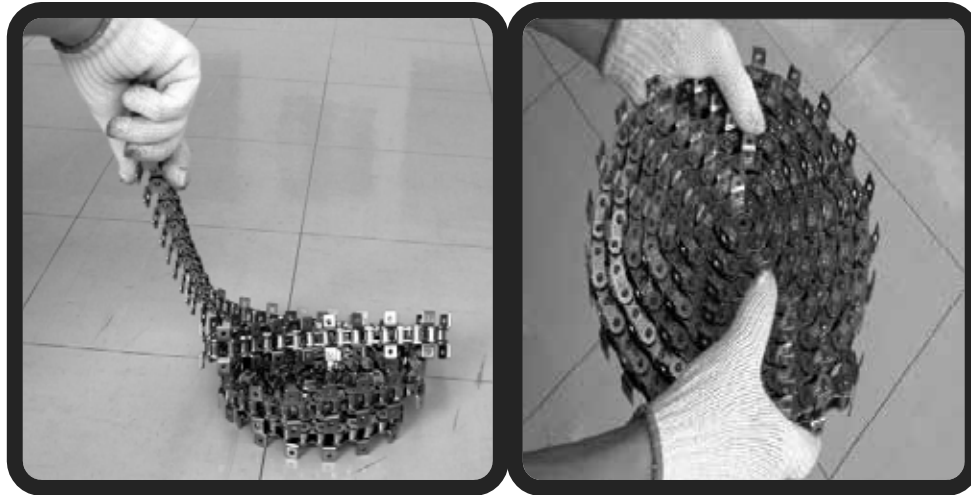


Figura 19: Mal manejo de una cadena. Figura 20: Manejo correcto de una cadena.

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte. Tomo II. Ed. Blume. (1970).

2.2.27. Lubricación

Una efectiva lubricación de las superficies de la cadena es esencial para obtener un óptimo rendimiento, además de minimizar el consumo de energía, la tasa de desgaste, la probabilidad de la corrosión y el ruido.

Los aceites pesados y grasas son en general, demasiado viscosos para entrar en contacto con las superficies de rozadura de la cadena y no deben ser utilizados. En condiciones normales un aceite mineral de viscosidad media, por ejemplo SAE 20W50, se recomienda cuando las temperaturas de funcionamiento son normales.

2.2.27.1. Tipos de Entornos

Temperatura

- **Bajas Temperaturas:** Las condiciones de baja temperatura van de -60 °C a 0 °C, requieren la aplicación de grasa repelente al agua para lubricar

y evitar que se congele la condensación del agua causando un bloqueo de la cadena.

- Altas Temperaturas: Las condiciones de alta temperatura van desde 100°C a 450°C Hasta 160 ° C es utilizado por lo general un lubricante de película “húmeda”.

Hasta 450°C es utilizado un lubricante de película “seca”, por lo general consisten de disulfuro de molibdeno, grafito coloidal o en un portador sintético no carbonizado, se filtra en las áreas críticas de la cadena y luego se evapora, dejando una película de MoS₂ seco o grafito.

Suciedad

La cadena debe ser lubricada antes de la puesta en operación con una película adecuada de lubricante en seco para evitar que el polvo se adhiera a la cadena. Periódicamente, la cadena se debe limpiar y volver a lubricar con el mismo lubricante. Cadenas equipadas con pasadores y bujes perforados son más eficaces en estos ambientes debido al sistema de lubricación empleado.

Calor y Suciedad

Se deben tener las mismas consideraciones anteriores, pero el lubricante debe ser elegido para ser eficaz en la temperatura de funcionamiento.

Agua Limpia

En las plantas de agua, las cadenas por lo general operan sobre el nivel del agua y requieren lubricantes que sean eficientes, pero suficientemente adhesivos para que no caiga en la potencial agua potable. Estos lubricantes comprenden una mezcla de aceite mineral, grafito y elementos anti-corrosivos.

Cada uno a su vez, lubrica, repele el agua y evitar la corrosión. La grasa no se va a diluir en agua, es extremadamente adhesiva y activamente repele el agua. Es necesario engrasar la cadena con frecuencia. La Permisología legal para el uso de estos lubricantes puede ser requerida en caso de quererlos utilizar en lugares donde haya agua potable.

Agua Sucia

Las cadenas que operan en las plantas de tratamiento de aguas residuales suelen estar completamente sumergidas, por esta razón resulta casi imposible lubricarlas regularmente. En estos casos, las cadenas son seleccionadas para operar con “sacrificio”, o se seleccionan materiales especiales para poder operar en un ambiente de ese tipo. Cuando las cadenas son accesibles para la lubricación, se utiliza un sistema de lubricación como la pistola engrasante que permita remover la grasa vieja y otros agentes contaminantes.

Solventes

Cuando las cadenas están operando en un ambiente con disolventes, el lubricante debe ser elegido con sumo cuidado. La renovación del lubricante por lo general no es posible debido a la eliminación de lubricante por el disolvente, causando contaminación en el producto. En este caso se deben consultar a proveedores o especialistas en la rama de lubricación para hallar un lubricante que cumpla con las condiciones de operación sin ser disuelto.

Tóxicos y Corrosivos

Deben ser consultados Especialistas en lubricación para que seleccionen un lubricante que opere bien bajo estas condiciones, la selección dependerá básicamente del material que se manejan.

Pre Tratamientos

Los siguientes tratamientos previos se pueden aplicar en la fabricación de componentes de la cadena.

- Fosfatado: La aplicación de un recubrimiento de fosfato de manganeso a las superficies del pasador y el buje. La superficie da un pequeño grado de pre-lubricación, pero su principal ventaja es proporcionar una protección para la posterior lubricación y esto la hace mucho más eficaz y resistente.
- Disulfuro de molibdeno. Un revestimiento aplicado a los pasadores y bujes durante la fabricación por inmersión, seguido de curado en horno. Reduce la

fricción entre los componentes y actúa como lubricante preliminar. La película es sólo de unos pocos micrones de espesor y se erosiona en condiciones abrasivas.

- PTFE. Revestimiento aplicado como el anterior, con características muy similares.

Sin Lubricación

Algunos entornos sencillamente impiden el uso de cualquier tipo de lubricante o pre-impregnado, debido a la contaminación del producto o la posibilidad de crear compuestos volátiles o pastas de molienda. En estos casos, la vida de la cadena se mejora no gracias a la lubricación sino a la limpieza periódica o el lavado para eliminar los residuos a lo largo de la cadena. El aire comprimido puede ser a veces recomendado para llevar a cabo esta limpieza.

2.2.27.2. Métodos de Lubricación

- **Manual:** La frecuencia de lubricación pueden variar dependiendo de las condiciones ambientales. En algunos casos, puede ser necesario lubricar diariamente, en otros una vez por cada semana o cada dos semanas es suficiente. El lugar ideal para aplicar el lubricante sería a la salida de la rueda motriz, es decir, en el punto de mínima tensión. Esto permitirá que el lubricante penetre en las superficies de rodamiento. Cuando un nuevo conjunto de cadenas se ha instalado, o si ha estado detenido durante mucho tiempo, se debe permitir a funcionar en vacío durante unas pocas horas después de que el lubricante se ha aplicado para que la cadena pueda trabajar de manera efectiva.

- **Lubricación por Goteo:** Gotas de aceite caen entre los bordes de la pletina gracias a un engrasador de goteo. El volumen y la frecuencia del goteo debe ser suficiente para permitir la penetración de lubricante en las articulaciones de la cadena.

- **Baño de Aceite:** En la lubricación por baño de aceite, la cadena en su punto más bajo pasa a través de un colector de aceite en la caja de transmisión. El nivel de aceite debe cubrir toda la cadena durante la operación.
- **Corriente de lubricación:** Un suministro continuo de aceite fluye (por la acción de una bomba) hacia los eslabones de la cadena. Es importante asegurarse de que los orificios de pulverización por donde saldrá el aceite estén alineados con los bordes de la cadena. El tubo de “spray” debe colocarse de manera que el aceite se entregue a la cadena justo antes de que entre en contacto con el piñón, esto asegura que el lubricante penetre en la cadena debido al efecto centrifugo, adicionalmente proporciona una refrigeración eficaz y amortiguación de impacto a alta velocidad. Es, por tanto, importante que el método de lubricación especificado sea seguido muy de cerca
- **Pistola de engrase:** En algunas aplicaciones, la cadena está diseñada para la lubricación con el uso de una pistola de engrase. Esta cadena tiene perforaciones en el pasador y el buje a fin de permitir que la grasa penetre en las superficies de soporte desde dentro de la cadena. Las vías para engrasar están fijados a los extremos de los pasadores. Este sistema tiene la ventaja de que la suciedad o los contaminantes que entran en la cadena son forzados a salir ya que la grasa se inyecta.

Este tipo de cadena viene engrasada previamente desde la fábrica y se puede volver a lubricar, ya sea por pistola de engrase manual o mediante un sistema automático de lubricación con grasa. Al igual que con otros métodos, la regularidad de re lubricación depende del entorno y la aplicación de la cadena.

2.2.28. Factores de diseño

A veces la resistencia de un elemento en un sistema, es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones de dicho elemento. En

tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión: consideración de diseño; se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema.

Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios de estos factores en un caso de diseño determinado. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008).

Algunos de los más importantes son los siguientes: Resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgaste, fricción (o rozamiento), procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

2.2.28.1. Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N , es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008). Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o

montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizara un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. En la Tabla 10 se muestran los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar.

2.2.29. Esfuerzos

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto se debe diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

Tabla 10: Factores de Seguridad.

| TIPO DE CARGA | Materiales dúctiles. Aceros. | | Materiales frágiles. Fundición. | Madera |
|--|---------------------------------|------------|---------------------------------------|--------|
| | | | | |
| Cargas muertas (Constantes) | 2,6 - 4,2 | 1,25 - 2,0 | 4,5 - 6,5 | 6 - 8 |
| Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado. | 5 - 7 | 2,5 - 3,5 | 6,5 - 9,0 | 9 - 11 |

| | | | | |
|----------------------------------|---------|-----------|---------|---------|
| Cargas repetidas, invertidas. | 7 - 9 | 3,5 - 5,0 | 10 - 13 | 13 - 16 |
| Choque moderado | | | | |
| Choques fuertes | 10 - 15 | 5 - 8 | 15 - 20 | 15 - 20 |

Fuente: Molina (1970).

Esfuerzos Uniformemente Distribuidos

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas R. y Nisbett J. 2.008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión F se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que si corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σA

esta uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

1. La barra sea recta y de material homogéneo.
2. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
3. La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

Esfuerzos Normales por Flexión

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
5. Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

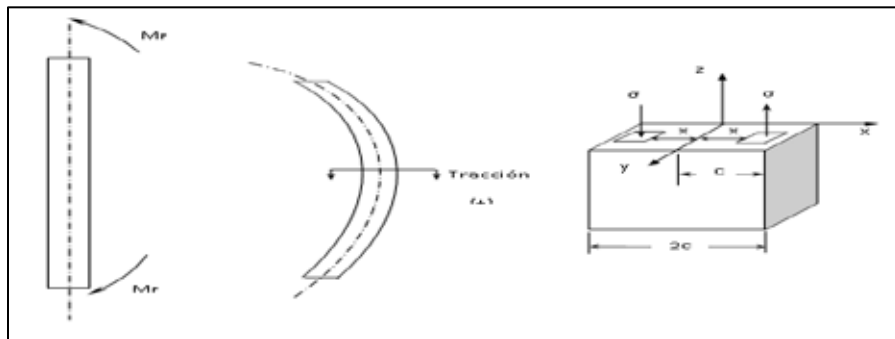


Figura 21: (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector M_F puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.

Fuente: Tassoni D. (2007).

En la Figura 21-a se observa un cuerpo en forma de paralelepípedo, sometido a flexión, por un momento flector “puro”; la pieza adquiere la forma de la Figura 21-b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La Figura 21-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Figura 21-b (sección A-A); tomamos un diferencial de área para una distancia $+x$ en el cual las fibras están sometidas a tracción y otro diferencial de área a una distancia $-x$, en donde las fibras de la pieza están sometidas a compresión; para cada

$$\sigma dA = dF \quad \text{Ec. (22)}$$

Existe un:

$$dM_I = x dF \quad \text{Ec. (23)}$$

Para el que contribuyen los dA más alejados; el esfuerzo de tracción máximo ocurre en c y el mínimo, de compresión, ocurre en $-c$ y se tiene que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{m\acute{i}n} \quad \text{Ec. (24)}$$

En cualquier otra posición, se tiene que:

$$\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} x \quad \text{Ec. (25)}$$

Si integramos la expresión (23), tenemos que la reacción interna iguala al efecto externo:

$$M_i = \int_A \sigma x dA = \int_A \sigma x dF = \int_A \sigma x S dA = \int_A \sigma^2 \frac{S}{c} dA = M_f \quad \text{Ec. (26)}$$

Así:

$$M_f = \frac{S_{m\acute{a}x}}{c} \int_A \sigma^2 dA \quad \text{Ec. (27)}$$

Como $\int_A \sigma^2 dA = I_y$ es el momento de inercia de la sección transversal de la pieza, alrededor del eje y , que pasa por su centro de gravedad, la expresión (27) es igual a:

$$M_f = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} I_y \quad \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f x c}{I_y} \quad \text{Ec. (28)}$$

Análisis de piezas largas sometidas a compresión

Existen elementos de máquina, que no fallan cuando la tensión resultante aplicada se acerca a los valores de resistencia del material, sino mucho antes. El mismo obedece a la existencia de un llamado equilibrio inestable. Un ejemplo típico son las columnas, muchos elementos de máquina se comportan como si fueran columnas, sin serlo. Algunos ejemplos que se pueden citar son: la biela de un motor de combustión interna, el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo de un cilindro neumático, etc. Considerando, por ejemplo, los dos elementos que se indican en la Figura 21 ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a esta pregunta, resulta demasiado evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la figura 21-b.

Para visualizar mejor esta situación, imagine una regla de plástico o la antena de un carro, a la cual se le aplica una carga P de compresión, se observa que la regla(o la antena) se arquea (dobla) como el paralelepípedo de la Figura 21, es decir, la pieza ha pandeado; el pandeo no es la curvatura sino la falla, sin quitar la carga P . Si se quita la carga P , la regla (o la antena) se endereza, un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación mostrada, genera una reacción interna que se opone a P , debido a un “momento elástico interno”.

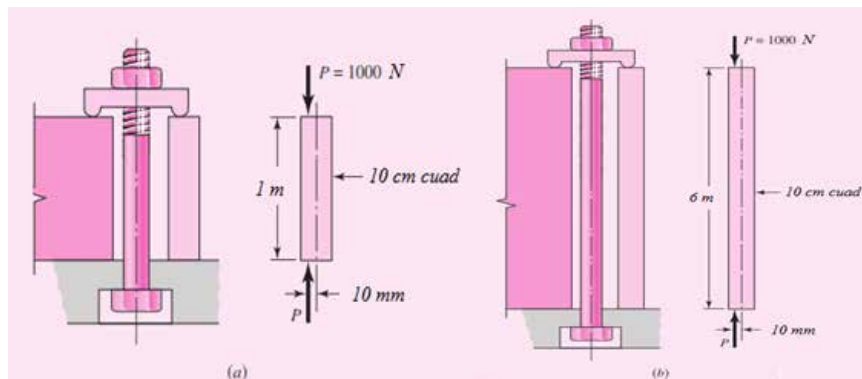


Figura 22: Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Al desaparecer P , este momento es suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denominó **momento elástico interno**. La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, ya que la estabilidad elástica solo explica cuando la pieza se endereza, el verdadero problema es explicar cuando la pieza llegará a la

falla, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de P , y cuando esto ocurre la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso.

Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como la representada en la Figura 45 desarrolló la ecuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (29)}$$

Esta expresión es conocida como la "Euler", para columnas con extremos libres de girar, en la cual se tienen las siguientes magnitudes:

E = Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [Pa].

I = Inercia de la sección transversal de la pieza [m⁴].

h = longitud de la pieza [m].

El subíndice **cr** que se asocia a la carga **P**, indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla. Otra utilización sencilla que permite realizar la ecuación de Euler, consiste en aplicar directamente la LONGITUD DE PANDEO, sustituyéndola en la expresión (29), a la longitud del elemento con extremos libres de girar.

La longitud de pandeo depende de la fijación de los extremos de la columna. Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando la pieza de la Figura 20, que es la representación de una pieza larga, con un extremo libre y el otro empotrado.

Si observamos la forma que adopta la pieza sometida a compresión, se ve la similitud con la representada en la Figura 20, la pieza de la Figura 13 adopta la forma de la mitad superior de la indicada en la Figura 20; prolongando idealmente la forma de la pieza con un extremo empotrado y el otro libre, como se indica en trazos negros en la Figura 22.

Se obtiene la misma de la pieza con ambos extremos libres; pero esto ocurre para un elemento "ficticio" cuya longitud total es, en este caso, el doble de la altura del original. Para este elemento se tiene entonces que su longitud de pandeo **L_P** es **2h**. Haciendo esta sustitución en la expresión (31) se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad \text{Ec. (30)}$$

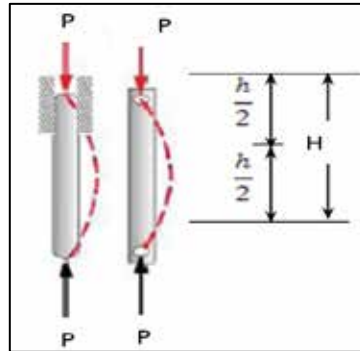


Figura 23: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2007).

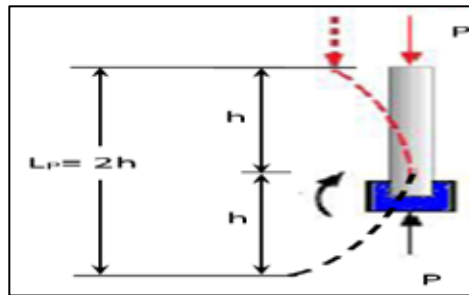


Figura 24: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Que para la pieza de la figura 26 es entonces:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2h)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4h^2} \quad \text{Ec. (31-a)}$$

Si se analiza la geometría que adoptan distintas piezas largas, sometidas a compresión, en función de la manera de fijación de sus extremos, se puede tratar de generalizar esta posibilidad que brinda la ecuación de Euler. Observando, para ello, la Figura 25; en 25-a se tiene una pieza con ambos extremos empotrados:

geométricamente se obtiene que su longitud de pandeo L_P es igual a $h / 2$; para esta pieza la expresión (31) resulta:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(h/2)^2} = \frac{4\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (31-b)}$$

La pieza representada en la figura 23-b, posee un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente; nuevamente en forma geométrica se obtiene una longitud de pandeo L_P igual a $0,707 h$; la expresión (31) es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0,707h)^2} = \frac{2\pi^2 EI}{h^2} \quad (31-c)$$

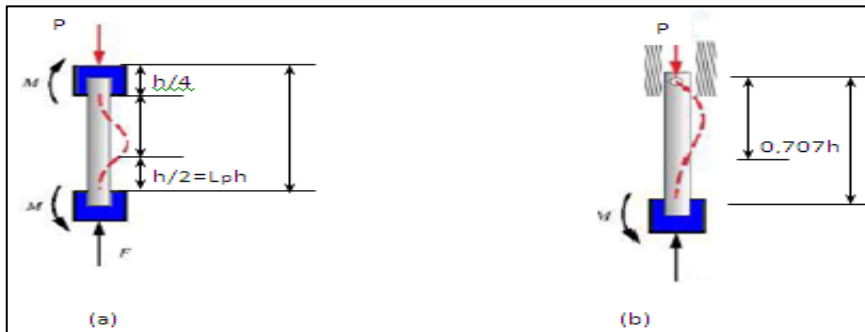


Figura 25: Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión P; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

Considerando las expresiones (30), (31), (31-a), (31-b) y (31-c) y los casos para los cuales son válidas, se puede escribir la ecuación de Euler como:

$$P_{cr} = n \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec. (32)}$$

En la ecuación (32), n , y para los casos presentados se tienen los siguientes valores:

$n = 1$ Con extremos libres de girar (caso de la Figura 22, Ecuación 30).

$n = 2$ Con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la Figura 24, Ecuación 31).

$n = 1$ Con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado). (Caso de la Figura. 25-b, Ecuación 31c).

$n = 4$ Con extremos empotrados (caso de la Figura 23-a Ecuación 31-b).

Como se debe diseñar elementos de máquina, se considera la falla, es decir, se añade un factor de seguridad, siendo la carga que debe soportar la pieza.

Como se observa en la Figura 26, en los alrededores del punto de intersección entre el valor de S_y y la fórmula de Euler, existe cierta incertidumbre. La misma es eliminada por la parábola de Johnson, la cual se obtiene de la siguiente manera:

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{Ycomp} - \frac{S_{Ycomp}^2}{2\rho} \frac{1}{nE} \frac{h}{R}^2 \quad \text{Ec. (33)}$$

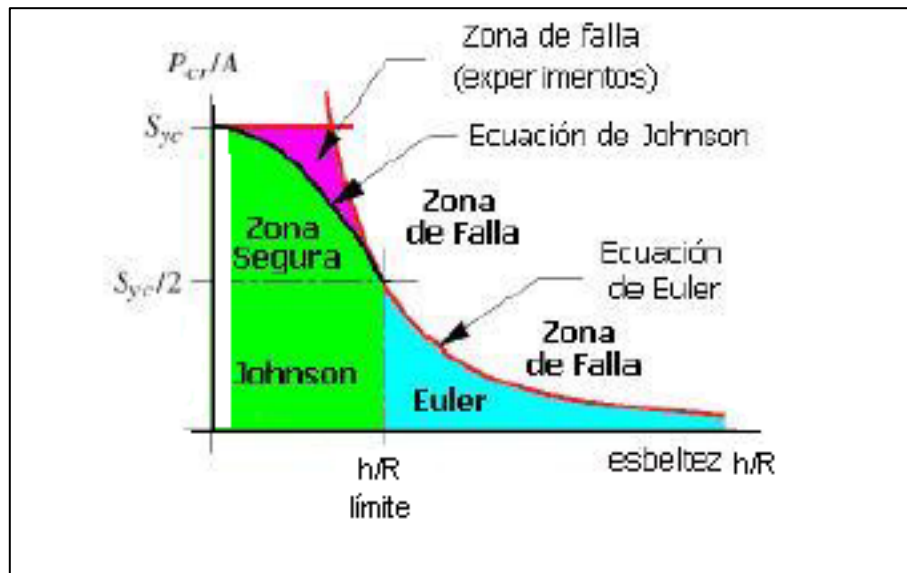


Figura 26: Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.

Fuente: Tassoni D. (2007).

La ecuación (34), es una expresión parabólica tangente al punto $\frac{P_{cr}}{A} = S_{y\ comp}$ y a la

parábola de Euler en $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$. Entonces se obtiene:

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\rho^2 E}{h/R^2} = S_{ycomp} - \frac{S_{ycomp}^2}{2\rho} \frac{1}{nE} \frac{h}{R}^2$$

Y realizando los cambios de variables:

$$\mathbf{b} = \mathbf{S}_{ycomp} \quad \mathbf{a} = \frac{\mathbf{a} \mathbf{S}_{ycomp} \dot{\mathbf{o}}^2}{\mathbf{c} \mathbf{R}} \div \frac{1}{\mathbf{nE}} \quad \mathbf{x} = \frac{\mathbf{h}}{\mathbf{R}} \quad \text{y} \quad \mathbf{n} \rho^2 \mathbf{E} = \mathbf{c}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\mathbf{b} - \mathbf{a} \mathbf{x} = \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{x}}$$

Es decir, la expresión:

$$\mathbf{a} \mathbf{x}^2 - \mathbf{b} \mathbf{x} + \mathbf{c} = \mathbf{0}$$

Ecuación de 2º grado, cuya solución, en la forma $\mathbf{a} \mathbf{x}^2 + \mathbf{b} \mathbf{x} + \mathbf{c} = \mathbf{0}$, es, si se recuerda:

$$\mathbf{x} = \frac{\mathbf{b} \pm \sqrt{\mathbf{b}^2 - 4\mathbf{a}\mathbf{c}}}{2\mathbf{a}} = \frac{\mathbf{S}_{ycomp} \pm \sqrt{(\mathbf{S}_{ycomp})^2 - 4 \frac{\mathbf{S}_{ycomp}^2 \rho^2 \mathbf{nE}}{4\rho^2 \mathbf{nE}}}}{2 \frac{(\mathbf{S}_{ycomp})^2}{4\rho^2 \mathbf{nE}}} = \frac{2\rho^2 \mathbf{nE}}{\mathbf{S}_{ycomp}}$$

Finalmente:

$$\mathbf{x} = \frac{2\rho^2 \mathbf{nE}}{\mathbf{S}_{ycomp}}$$

Siendo $\mathbf{x} = \frac{\mathbf{a} \mathbf{h} \dot{\mathbf{o}}^2}{\mathbf{c} \mathbf{R}} \div$ se obtiene:

$$\left. \frac{\mathbf{h}}{\mathbf{R}} \right|_{\text{Limite}} = \sqrt{\mathbf{x}} = \rho \sqrt{\frac{2\mathbf{nE}}{\mathbf{S}_{ycomp}}} \quad \text{Ec. (35)}$$

Este es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto $\frac{P}{A} = \frac{S_{ycomp}}{2}$, es decir, ambos criterios son válidos.

La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión (35). Para valores mayores a éste, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para valores inferiores a una esbeltez de **20**, se utilizará el criterio de falla por fluencia pues se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

Esfuerzos Combinados

Es muy común en piezas de maquinarias, tener combinaciones de carga que creen esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza. Pudiera haber lugares dentro de la pieza donde estos esfuerzos aplicados han de combinarse para poder determinar cuáles son los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo. Para esto, se introducen las teorías de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que tratan de señalar cuando y como falla un elemento de máquina.

La primera de estas teorías, es la teoría de la tensión normal máxima. Señala que se presenta la falla del material y de la pieza, cuando una de las tensiones principales es igual, o superior, al valor de la resistencia de fluencia del material del cual está fabricada la pieza. La importancia real de esta teoría, radica en el poder hacer comparaciones con las verdaderas condiciones de falla.

Si se considera un elemento de máquina sometido a un sistema de carga que induce en él un estado “complejo” pero, “bidimensional” de tensiones. Por ejemplo, un eje o árbol como el de la Figura 27. En él se tienen, tensiones de corte t , producto de la acción directa de las cargas P y W y del momento torsor M_T ; tensiones de tracción S_{trac} por acción de la carga axial Q ; y de tracción S_{trac} y compresión S_{comp} por el efecto de las cargas transversales y de las reacciones en los apoyos.

En alguna parte de esta pieza se encuentra el punto crítico, en ese punto de la pieza, cada elemento infinitesimal experimenta esfuerzos distintos, al mismo tiempo.

Por lo cual se deben considerar los esfuerzos como actuando sobre elementos infinitesimalmente pequeños dentro de la pieza. Estos elementos suelen modelarse, cada uno, como un cubo. Las componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas.

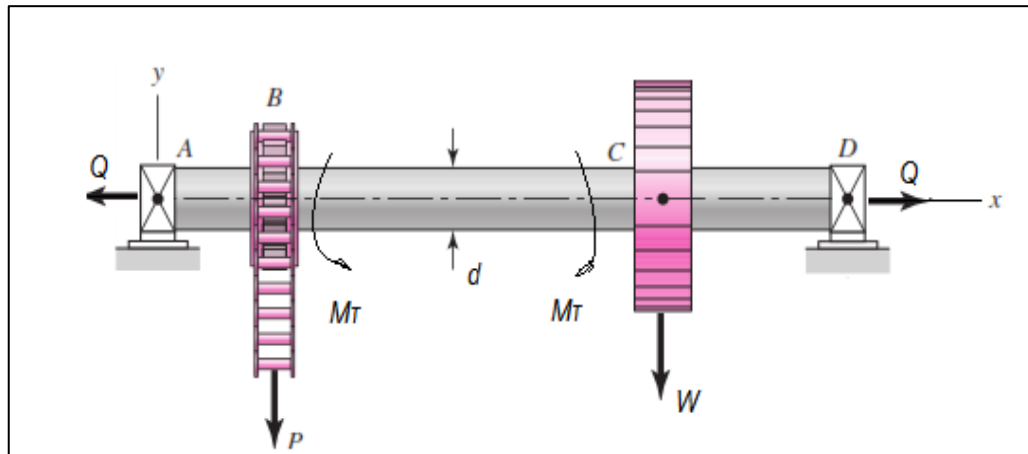


Figura 27: Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

Los esfuerzos normales (Fuerza/Área) actúan perpendicularmente a la cara del cubo (Normal) y tienen tendencia a tirar de él (Esfuerzo de Tracción Normal) o a empujarlo (Esfuerzo de Compresión Normal). Los esfuerzos cortantes, actúan paralelos a las caras del cubo, en pares sobre caras opuestas, lo que hace que el cubo distorsione a forma romboidal.

Las componentes normales y cortantes del esfuerzo conforman lo que se conoce como tensor; y un volumen elemental en ese punto, resultaría como el indicado en la (Figura 28-a); en él, siempre se podrá utilizar un análisis de cuerpo libre en el cual, para un ángulo cualquiera con los ejes indicados, se obtenga la representación de las tensiones directas máximas (Figura 28-b). Esto significa que se puede ir variando el ángulo de corte α , hasta conseguir el valor de las tensiones principales σ y τ máximos. A todas luces un procedimiento como el indicado, resultaría sumamente engorroso y extremadamente largo.

Afortunadamente, el círculo de MOHR saca de apuros (Otto Mohr, en el año 1.880 en sus clases de la Universidad de Berlín explicó por primera vez este método gráfico). En efecto, este método gráfico, denominado círculo de Mohr, se constituye en una herramienta valiosa a la hora de tener que enfrentar a un análisis como el que aquí se ha planteado.

Si se toma el caso del elemento considerado en la figura 51, y suponiendo que en el mismo se tiene que $s_x > s_y$; se puede construir el diagrama del círculo de Mohr para este caso; sobre el eje s se reporta el valor de s_x . Sobre el mismo eje se señala la magnitud de s_y correspondiente; sobre el eje t se indican las tensiones de corte, $t_x = -t_y$ (por equilibrio).

Se unen los puntos obtenidos en las intersecciones de s_x con t_x , y, de s_y con t_y , es decir, se unen los puntos (s_x, t_x) y (s_y, t_y) y se obtiene el diámetro del círculo, el cual corta al eje s en el punto c de la figura 27. Siguiendo la nomenclatura de la Figura 29, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:

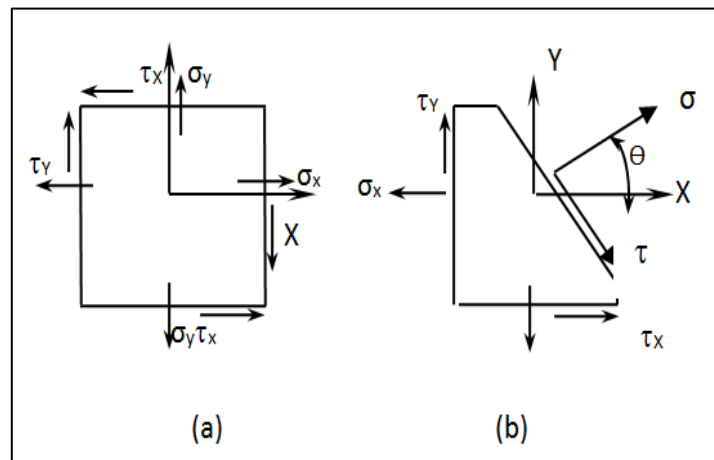


Figura 28: (a) Volumen Elemental de una pieza cualquiera, sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$A = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \tau_x^2}$$

Pero el radio del círculo, del estado bidimensional de tensiones considerado, no es más que la máxima tensión de corte producida, por lo tanto:

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec. (36)}$$

Designando, ahora, al segmento \overline{OC} de la Figura 51 por la letra **B** se puede escribir:

$$s = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la Figura 26, resulta

s y **s**

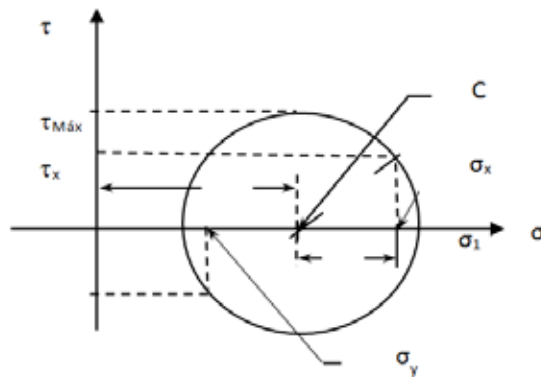


Figura 29: Diagrama del círculo de Mohr.
Fuente: Tassoni D. (2007).

$$s_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (37)}$$

$$s_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (38)}$$

Gracias a las expresiones (36), (37) y (38) se pueden obtener valores de las tensiones principales τ_{\max} , s_1 y s_2 , en el estado bidimensional de tensiones, a partir de las tensiones directas τ_x , s_x y s_y .

Pero atención con τ_{\max} porque para el estado bidimensional de tensiones (o plano) analizado anteriormente lo que realmente está ocurriendo es lo siguiente:

El volumen de control es (con s_x , s_y , $s_z=0$ y $\tau_x = \tau_y$) tal y como se observa en la figura 32.

$$\tau_{\text{MÁX}} = \frac{s_1 - s_3}{2} = \frac{s_1}{2} \quad \text{Ec. (39)}$$

En un elemento de máquina cualquiera, en el cual se presente un estado genérico tridimensional de tensiones, con $s_1 > s_2 > s_3 > 0$. El círculo de Mohr resultante es como el representado en la Figura 30, en la cual se indican las tensiones principales que actúan sobre dicho elemento.

Como puede observarse por los valores particulares asignados a las tensiones principales indicadas, la máxima tensión de corte se obtiene relacionando s_1 con s_3 . Cada una de las tensiones principales debe obtenerse a partir de un diagrama en el cual se consideren, dos a dos, las tensiones directas actuantes, de cada uno de ellos, el valor de las tensiones principales, para luego ser analizadas en conjunto tal y como se indica en la Figura 30.

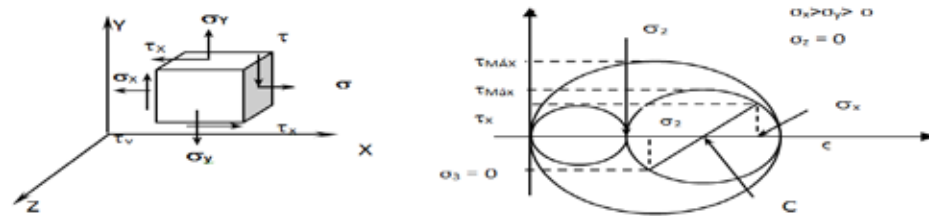


Figura 30: Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.

Fuente: Tassoni D. (2007).

Teoría de falla

Ahora que se sabe, como poner en evidencia la existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que la falla se presente.

Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente \mathbf{s} y \mathbf{t}_{ycorte} , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando está “

. Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

Se considera que está es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la teoría del esfuerzo cortante máximo, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1.900, que condujeron a la aceptación de la teoría. Así como se

1 para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{\mathbf{s}_1 - \mathbf{s}_2}{2}, \quad t_2 = \frac{\mathbf{s}_2 - \mathbf{s}_3}{2}, \quad t_3 = \frac{\mathbf{s}_1 - \mathbf{s}_3}{2} \quad \text{Ec. (40)}$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de τ_i (sea ésta τ_{iMAX}) representados en las expresiones indicadas en (40), se iguale a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es:

$$(\tau_i)_{MÁx} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec. (41) La teoría de la tensión de corte}$$

máxima, indica igualmente que el límite de fluencia a corte S_{ycorte} de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción S_y , esto es:

$$S_{ycorte} = 0,5S_y \quad \text{Ec. (42)}$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

También denominada, teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión.

En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su McGraw-Hill, Nueva York, 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño.

La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento. La forma más corrientemente utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2 \tau_y^2 \quad \text{Ec. (43)}$$

Interpretando lo indicado en (41), esta teoría establece que el inicio de la condición de falla es, únicamente, función de las diferencias de Tensiones Principales, independientemente de sus valores absolutos particulares.

Para un estado bidimensional de tensiones, condición para la cual $\sigma_3 = 0$, la expresión (41) se convierte en:

$$\begin{aligned} & \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1 = 3\tau_y^2 \\ & \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 0 - \sigma_1\sigma_2 - 0 - 0 = 3\tau_y^2 \\ & \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = 3\tau_y^2 \end{aligned} \quad \text{Ec. (44)}$$

O simplemente

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec. (45)}$$

La expresión (45) permite aplicar, en el caso de un estado bidimensional de tensiones como el indicado, la teoría de la σ o τ , sin necesidad de recurrir al círculo de Mohr, pues en ella se pueden utilizar las tensiones directas, σ_x , σ_y y τ presentes en el estado bidimensional de tensiones aplicado al elemento de máquina.

Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de torsión pura (tensiones de corte; $\sigma_x = \sigma_y = 0$), de (Ec.45) se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza

$$\sigma_y = \sqrt{3\tau_x^2} = \sqrt{3}\tau^2 \quad \tau = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = 0,577\sigma_y \quad \text{Ec. (46)}$$

2.2.30. Neumatica

Según Creus A. (2011), la palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire y desde 1950 se desarrolla ampliamente en la industria con el desarrollo paralelo de los sensores. Los sistemas de aire comprimido proporcionan un

movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, motores neumáticos, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etcétera.

Las ventajas que presenta el uso de la neumática son el bajo coste de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y el bajo par o la fuerza escasa que puede desarrollar a las bajas presiones con que trabaja (típico 6 bar) lo que constituye un factor de seguridad. Otras características favorables son el riesgo nulo de explosión, su conversión fácil al movimiento giratorio así como al lineal, la posibilidad de transmitir energía a grandes distancias, una construcción y mantenimiento fáciles y la economía en las aplicaciones.

Entre las desventajas figura la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, los altos costes de la energía neumática y las posibles fugas que reducen el rendimiento.

La neumática es una de las tecnologías más antiguas de uso industrial, que ha hecho de las líneas productivas campos de germinación de múltiples aplicaciones, que van desde herramientas manuales, como martillos y destornilladores, hasta pesadas prensas y extrusores; desde bombas y válvulas para el suministro de aire de sistemas de movimiento, hasta precisos dosificadores para la industria química y alimenticia. Las tecnologías se comprimen el uso del aire comprimido se ha extendido a múltiples campos de la manufactura y ensamble, pero paradójicamente la tecnología de compresión de aire en sí misma no mostró una evolución sobresaliente durante sus ya varios siglos de existencia. (Rocatek S.A.S, 2015).

2.2.30.1 Generación de aire comprimido

El aire comprimido como fuente de la potencia en los sistemas neumáticos es generado por una máquina llamada compresor, existen varios tipos de compresores, los cuales por lo general se clasifican en dos tipos según su forma de funcionamiento.

· : Encierran un volumen de gas o aire para luego incrementar su presión a través de la reducción del volumen del espacio encerrado mediante el movimiento de uno o más miembros móviles, accionados por una fuente de potencia externa, muy comúnmente motores eléctricos o de explosión. Cuando el pistón se desplaza hacia la abajo una primera válvula cierra la descarga del compresor mientras que una segunda válvula abre la entrada para admitir aire dentro del cilindro del pistón. En una segunda etapa el pistón se desplaza hacia la arriba, lo cual provoca que la segunda válvula cierre la entrada de aire, mientras que la primera válvula, dotada de un resorte de compresión, deja salir el aire del cilindro una vez haya alcanzado la presión de diseño. (Ver Figura 31).

· : Usualmente denominados turbocompresores. Son equipos que funcionan mediante la aplicación de la potencia de eje en un impulsor que le otorga energía cinética al gas, el cual es pasado por una serie de difusores para transformar esa energía cinética en energía elástica, es decir, presión. Pueden denominarse como axiales, si la dirección de salida del gas es paralela a la de entrada, radiales (centrífugos), si la dirección de la salida del fluido es perpendicular a la de entrada del fluido, o mixtas, para fluidos con componentes axiales y radiales. Estos compresores, a diferencia de los compresores de desplazamiento, trabajan a una presión constante. (Ver Figura 32).

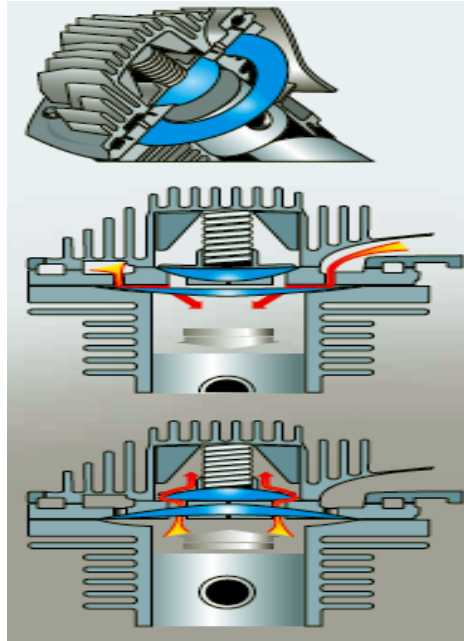


Figura 31: Proceso de compresión en compresor de pistón con ejecución de válvulas de disco de acero inoxidable.

Fuente: Atlas Copco, (2010).

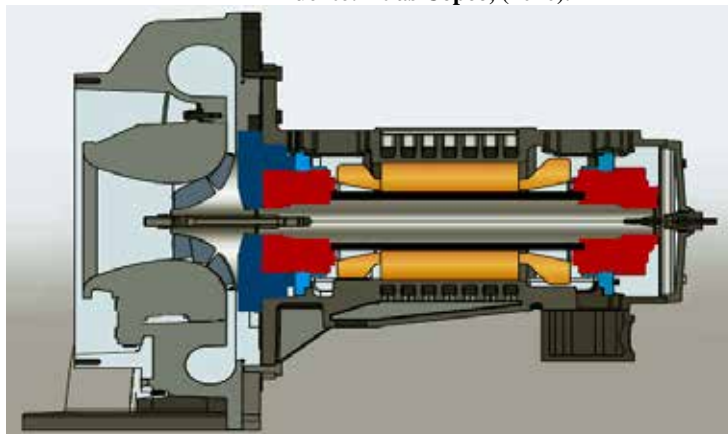


Figura 32: Moderno compresor centrífugo de alta velocidad con accionamiento directo.

Fuente: Atlas Copco, (2010).

2.2.30.2. Propiedades del aire comprimido

El uso de aire comprimido como fuente de energía es más costoso que el uso de la energía eléctrica de la red. No obstante, el aire comprimido es una fuente de energía recomendable y muy empleada en diversas empresas a lo largo de las líneas de

producción. Las principales propiedades del aire a presión en los circuitos neumáticos son las siguientes:

- Es barato y es utilizado en cantidades ilimitadas.
- No tiene ningún riesgo de incendio.
- No es necesario sustituir ni reciclar.
- Se transporta con facilidad por las tuberías y, una vez empleado, se puede expulsar al exterior sin necesidad de tuberías de retorno, lo que simplifica los circuitos.
- El aire comprimido se puede almacenar en depósitos. Un circuito que disponga de un depósito con aire comprimido puede funcionar un tiempo con el compresor parado o averiado.
- Es limpio y, en caso de fugas o falta de estanqueidad en los componentes, no ensucia ni contamina.
- Los componentes neumáticos son más sencillos de fabricar y tienen un menor coste económico que el mismo componente empleado en un circuito hidráulico.

Para un uso correcto de la neumática es necesario conocer las principales desventajas al utilizar el aire como fluido, que son las siguientes:

- Antes de emplear el aire comprimido es necesario limpiarlo bien de las partículas abrasivas, impurezas y humedad que pueda tener en suspensión, ya que las partículas deterioran los componentes y el agua provoca la oxidación de las piezas aceradas.
- Con aire comprimido no es posible obtener velocidades uniformes y constantes, por lo que los circuitos neumáticos no son adecuados para realizar tareas que requieran mucha precisión en los desplazamientos.
- El aire comprimido se emplea para realizar esfuerzos medios, condicionado por la presión de tarado (6 a 8 bar). Para realizar grandes

esfuerzos sería necesario fabricar cilindros con émbolos de gran diámetro.

- El escape de aire produce ruidos molestos.
- Cuando el compresor lleva muchas horas trabajando, el aceite de engrase puede mezclarse con el aire comprimido y ser expulsado de la instalación.

2.2.30.3. Aplicaciones del aire comprimido

El aire comprimido es de utilidad para una gran cantidad de procesos y actividades, como las presentadas a continuación:

- Funcionamiento de manipuladores, brazos, robots y demás automatismos neumáticos en general.
- Pintura por pulverización.
- Accionamiento de puertas pesadas y elementos que se encuentren a altas temperaturas.
- Sujeción y movimiento de materiales, materia prima y productos terminados en la industria en general.
- Procesos de sujeción para pegar en caliente cualquier tipo de material.
- Automatismos y máquinas de soldadura eléctrica por puntos en la industria automotriz.
- Máquinas de embotellado y envasado, en industrias de bebidas y sustancias químicas.
- Funcionamiento de herramientas giratorias como taladros o motores.

En el campo de la odontología, en las máquinas de esterilización, para la producción de vacío.

2.2.31. Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras dirigen el aire comprimido hacia varias vías en el arranque, la parada y el cambio del sentido del movimiento del pistón dentro del cilindro. En la simbología de estas válvulas DIN-ISO 1219 (Internacional Standard

Organization) y CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas), se utiliza la siguiente nomenclatura de la Tabla 8:

Tabla 11: Nomenclatura de válvulas distribuidoras.

| ISO 1219 Alfabética | CETOP Numérica | Función |
|------------------------|-------------------|--|
| P | 1 | Conexión del aire comprimido (alimentación) |
| A, B, C | 2, 4, 6 | Tuberías o vías de trabajo con letras mayúsculas |
| R, S, T | 3, 5, 7 | Orificios de purga o escape |
| X, Y, Z | 12, 14, 16 | Tuberías de control, pilotaje o accionamiento |
| L | 9 | Fuga |

Fuente: Creus, A. Neumática e hidráulica. (2007).

Además de lo antes expuesto, las válvulas pueden ser normalmente abiertas o normalmente cerradas:

- Válvula normalmente cerrada = No permite el paso del aire en posición de reposo. Si se excita (acciona), permite circular el aire comprimido.
- Válvula normalmente abierta = En reposo el paso del aire está libre y al excitarla (accionarla) se cierra.

Los cilindros accionados por las válvulas distribuidoras se representan con letras A, B, C, etc. Los sensores asociados de posiciones iniciales y final del vástago con un código alfa-numérico.

2.2.32. Diseño de árboles o ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de máquina rotatorio o no, el cual generalmente es de sección transversal circular y que permite transmitir o soportar elementos para la transmisión de potencia, como por ejemplo: engranajes, catalinas, poleas y cojinetes.

Potencia transmitida

La potencia es la rapidez con que se efectúa un trabajo y puede representarse por la ecuación:

$$Potencia = Fuerza \cdot Velocidad \quad Ec. (47)$$

La potencia desarrollada por el par motor viene dada por la siguiente expresión:

$$Ec. (48)$$

Siendo la velocidad angular de giro en del eje de transmisión o eje del cigüeñal.

La potencia del motor se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en watos .

En ocasiones es interesante conocer la potencia en función de las revoluciones por minutos () a la que gira el motor en vez de la velocidad angular. En efecto, si son las revoluciones por minuto a la que gira el motor, entonces la potencia se expresa como sigue,

$$\frac{T \cdot n}{60 \cdot 2\pi} = \frac{T \cdot n}{9,55} \quad Ec. (49)$$

Donde:

, es la potencia motor, en ;

, es el par motor, en ;

, son las revoluciones por minuto de giro del motor ()

Fuerzas internas en un eje

La carga sobre el eje puede ser simple o combinada. De flexión, la cual con frecuencia fluctúa; de torsión que puede o no fluctuar; de corte y axial.

Variable de diseño

Por lo general, de la geometría circular de los ejes de transmisión, el diámetro será la variable que se utilice para satisfacer determinado diseño.

Procedimiento de diseño de ejes

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de un eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones: El

método que se sugiere para el diseño de ejes es el de la teoría de la falla por distorsión de la energía.. En ocasiones, se presentan también tensiones por esfuerzo de corte vertical y tensiones normales directas que se deben a cargas axiales, sin embargo, su efecto es, por lo regular, mínimo a grado que es válido omitirlas. En ejes extremadamente cortos o en partes de ellos en los que no se generan torsión o flexión, es probable que predominen tales tensiones.

Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de una flecha o eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que se cargue y se soporte.

Fuerzas que ejercen elementos de máquina sobre los ejes

Los engranes, las poleas acanaladas para bandas, y otros elementos que casi siempre son soportados por ejes o flechas, ejercen fuerzas sobre los ejes que dan lugar a momentos de flexión. El siguiente es un análisis de los métodos que se utilizan para calcular estas fuerzas, en algunos casos.

Ruedas dentadas

Resulta necesario calcular la fuerza que se ejerce sobre los dientes de un engrane mientras se transmite potencia actúa de manera normal, es decir perpendicular, al perfil envolvente de los dientes. En el análisis de ejes, conviene considerar los componentes rectangulares de esta fuerza que ejercen su acción en sentido radial así como tangencial. Más conveniente aún es calcular la fuerza tangencial, directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane, según la ecuación 38. vendrá dada por la ecuación 39:

$$W_t = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ec. (50)}$$

Siendo:

T: Torque

D: Diámetro de la polea

Engranajes helicoidales

Además de las fuerzas tangencial y radial que se presentan con las ruedas dentadas, los engranajes helicoidales generan una fuerza axial.

Ruedas catalinas o poleas de cadena

La Figura 33 ilustra un par de ruedas catalinas o poleas de cadena que transmiten potencia. La parte superior de la cadena se somete a una tensión y genera el torque en cualquiera de las ruedas. A la parte inferior de la cadena se le da el nombre de lado flojo, y no ejerce fuerza alguna en ninguna de las ruedas. Por tanto, la fuerza total de flexión en el eje que soporta a la rueda es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el torque en alguna rueda, la fuerza de la catalina o polea dentada vendrá dada de la misma manera por la ecuación 52.

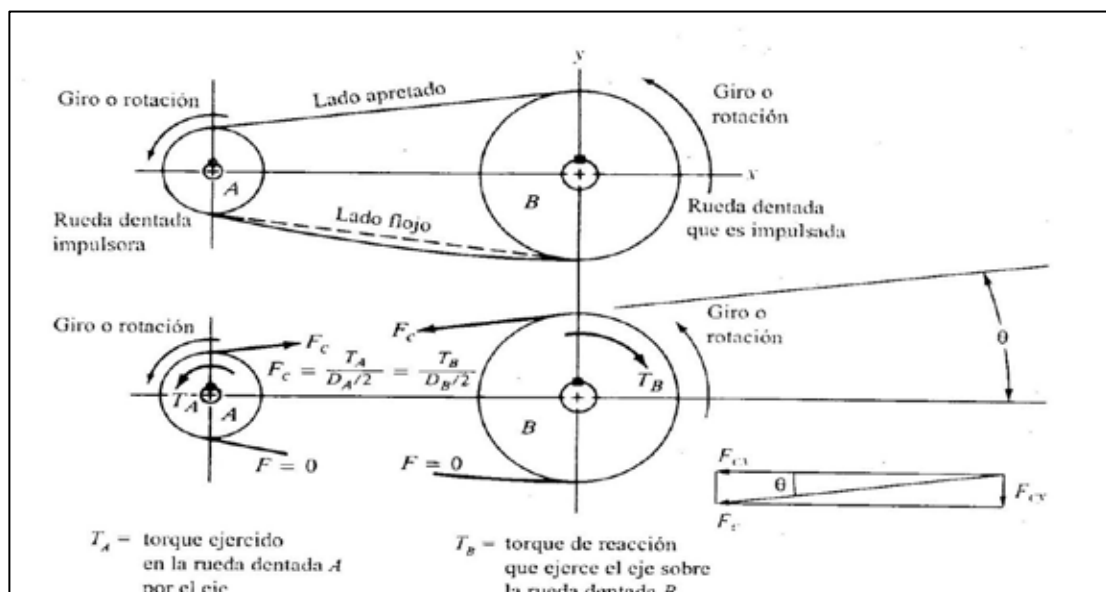


Figura 33: Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.

Fuente: Pizzella. Elementos II. (2017).

Concentraciones de tensiones en flechas o ejes

Para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión o esfuerzo.

Estas concentraciones de tensión deben ser tomadas en cuenta durante el análisis. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconocen los valores reales de diseño correspondientes a los factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores dependen de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de éstos, son los objetivos del diseño.

Valores preliminares de diseño para

Aquí se consideran los tipos de discontinuidades geométricas que se encuentran con más regularidad en ejes que transmiten potencia: cuñeros, chaflanes de hombros y anillos de sujeción. En cada caso, de un valor de diseño que se sugiere relativamente alto se obtiene un resultado conservador para la primera aproximación hacia el diseño. De nuevo se hace énfasis que en el diseño final debe verificarse la seguridad. Esto es, si el valor final es más bajo que el valor original de diseño, el diseño aún es seguro. Por el contrario si el valor final es más alto, habrá que analizar otra vez las tensiones para el diseño.

Cuñero

Un cuñero consiste en una ranura longitudinal que se corta en un eje o una flecha para montar una cuña, ello permite transferir torque a partir del eje hacia un elemento que transmite potencia o viceversa. Dos son los tipos de cuñeros que se utilizan con mayor frecuencia: el de perfil y el de corredera o rastra (Figura 34). El cuñero de perfil se fresa en el eje o flecha utilizando una punta en la fresa con diámetro igual al ancho de la cuña. La ranura resultante tiene el fondo plano y en su extremo presenta una esquina aguda a escuadra. El cuñero de corredera o rastra se fabrica con una cortadora circular para fresar con espesor igual al ancho de la cuña. A medida que la cortadora inicia o termina el cuñero, se obtiene un radio continuo. Por este motivo, el factor de concentración de tensión para el cuñero de corredera o rastra es más bajo que el del cuñero de perfil. Los valores de diseño que por lo regular se utilizan son:

(perfil de corredera o rastra)

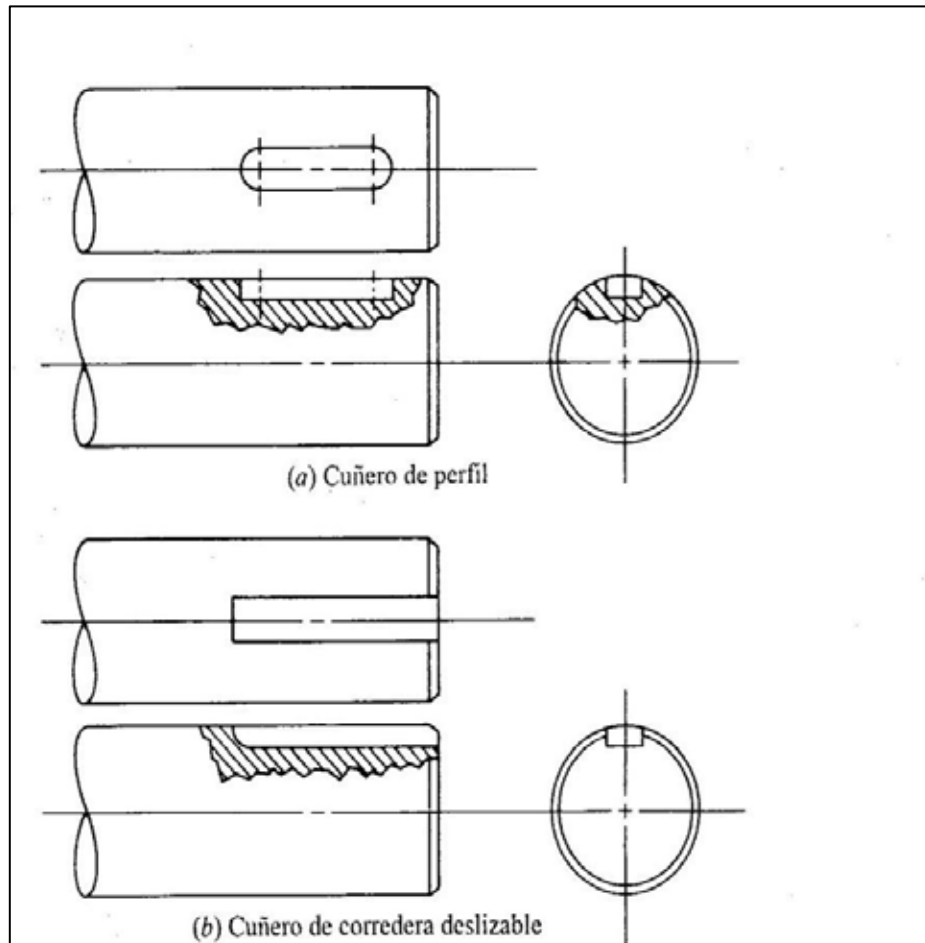


Figura 34: Tipos de cuñeros.

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2018).

Chaflanes de hombros

Cuando en un eje se presentan cambios de diámetro para producir un hombro contra el cual se coloca un elemento mecánico, se genera una concentración de tensión que depende de la relación entre los dos diámetros y del diámetro del chaflán (véase la Figura 35). Se sugiere que el diámetro del chaflán sea lo más grande posible para minimizar la concentración de tensión; sin embargo, a veces el diseño del engrane, el cojinete u otro elemento afecta el radio que puede utilizarse para fines de diseño. Los chaflanes se clasificarán de acuerdo con dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados. En este caso, el término con bordes cortantes en realidad no significa eso, es decir, sin ningún radio de chaflán en absoluto. Tal

configuración de hombro tendría un factor de concentración de tensión en extremo alto y esto debe evitarse. Por el contrario, con bordes cortantes describe un hombro con un radio de chaflán relativamente pequeño. Una situación en la que es probable que se presente el caso anterior es donde se va a colocar un cojinete de bola. El canal interno del cojinete tiene un radio que se produce en la fábrica; no obstante, es pequeño. El radio del chaflán en el eje debe ser aún más pequeño para que el cojinete asiente debidamente contra el hombro. Cuando se coloca un elemento con un chaflán más grande en su diámetro interior que asienta contra el hombro o cuando no se asienta nada que se apoye en el hombro, el radio del chaflán puede ser mucho más grande, bien redondeado, y el factor de concentración de esfuerzo es más pequeño. Para el diseño de flexión utilizaremos los valores siguientes:

= 2,5 (chaflán con bordes cortantes)

= 1,5 (chaflán bien redondeado)

Ranuras para anillos de sujeción

Los anillos de sujeción se utilizan en muchos tipos de aplicaciones en los ejes. Los anillos se colocan en ranuras que se hacen en las flechas o ejes, después que se ubica en su lugar el elemento que se va a sujetar. La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo. Su configuración común es una ranura hueca con los bordes de las paredes rectas al igual que su fondo y un chaflán pequeño en la base de la ranura. Se puede obtener una idea aproximada del comportamiento de la flecha en el área que circunda la ranura si se considera dos hombros con chaflán de bordes cortantes colocados casi juntos. En consecuencia, el factor de concentración de tensión o esfuerzo para una ranura es alto.

Cuando existe flexión, utilizaremos $K_t = 3,0$ para diseño preliminar como un factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje flecha antes de correr la ranura. Cuando se presenta torsión junto con la flexión o cuando sólo existe torsión en una sección que interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque es constante. Sin embargo, para considerar la disminución de

diámetro en la ranura aumente el diámetro resultante que calculó en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comerciales. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, deberá calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura.

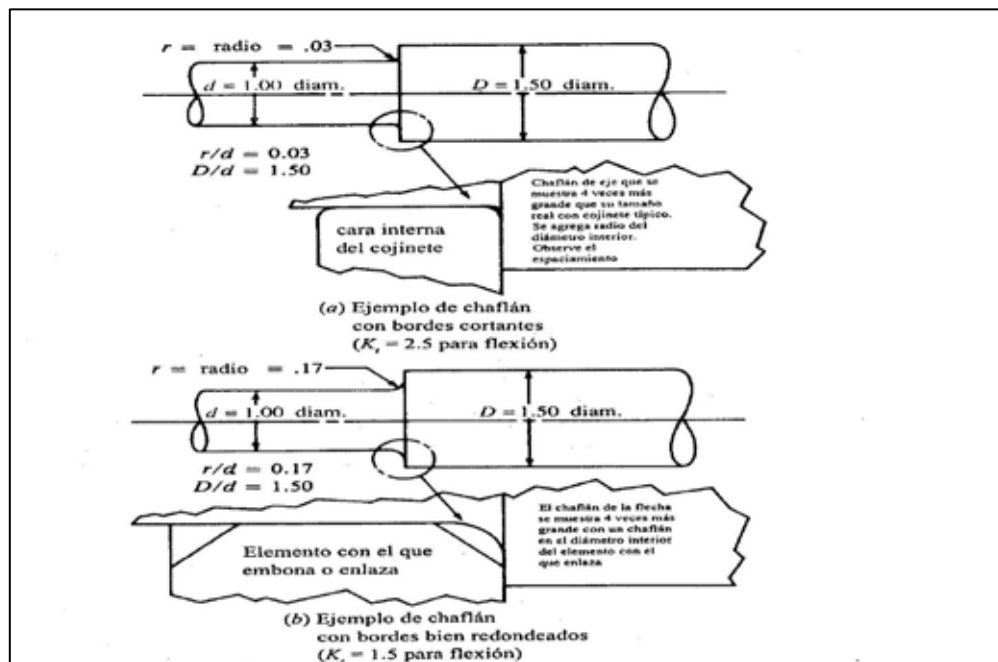


Figura 35: Tipos de chaflanes.
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2018).

Tensiones de diseño para ejes

En una flecha o eje en particular pueden existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que transmite potencia, habrá una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras que la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes. Quizá haya otras partes en las que sólo se genere tensiones por esfuerzos de flexión. Algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero experimentarán tensión por esfuerzo de corte vertical. Sobre las otras tensiones o esfuerzos sobreponerse esfuerzos por

tracción o por compresión. Entonces habrá algunos puntos en los que no se genere en absoluto tensiones o esfuerzos significativos.

En consecuencia, decidir qué tensión de diseño utilizar depende de la situación del punto que interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de flechas o ejes deben hacerse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad la variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

Tensión por esfuerzo de corte

Se determinó que el método más preciso para prever fallas en materiales dúctiles debido a una tensión constante por esfuerzo de corte era la teoría de la distorsión de la energía, en la cual la tensión por esfuerzo de corte de diseño se calcula a partir de:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 \quad S_y}{N} \quad \text{Ec. (51)}$$

Donde:

S_y : Límite elástico a la tensión

N: Factor de seguridad

Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga

Para la flexión inversa y sucesiva en un eje provocada por cargas transversales que se aplican en un eje que gira, la tensión de diseño se relaciona con la resistencia por durabilidad del material con que se fabrica el eje. Las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y opera el eje deberán tenerse en cuenta cuando se especifique la tensión de diseño.

La resistencia a la fatiga S_n estará modificada o afectada por los factores que intervienen en las condiciones de trabajo, por lo tanto:

$$S_n = C_b \quad C_s \quad C_r \quad C_o \quad S'_n \quad \text{Ec. (52)}$$

Donde:

S'_n : Es el límite de fatiga del material. Para aceros dúctiles $S'_n = S_u$,
 donde S_u es el esfuerzo último a la tensión
 C_s : es el Factor de Corrección por Temperatura
 $C_o = 1$ Para temp. Ambiente.

= 0.8 Para temp. Entre 100 °C y 200 °C

= 0.6 Para temp. > 200 °C.

es el Factor de Corrección por Superficie y depende de cómo será fabricado el eje. Ver Figura 36.

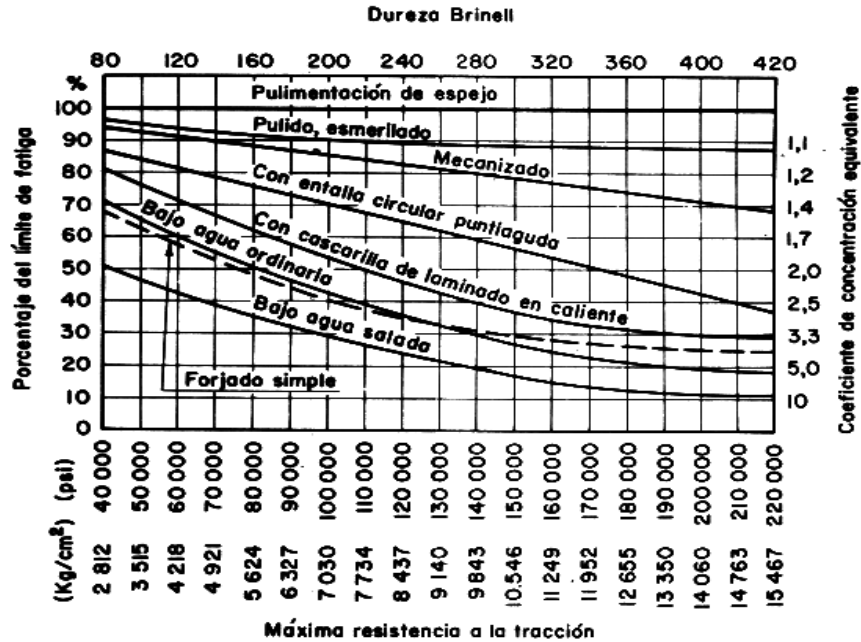


Figura 36: Gráfica para obtener Cs.

Fuente: Bavaresco G. G.A.B.P. Ingeniería (2018).

Para usar el gráfico, se entra con la máxima resistencia a la tracción (S_u), se corta la curva de superficie correspondiente y se lee el valor de C_s a la izquierda (Porcentaje del límite de fatiga).

: Factor de Confiabilidad funcional, viene dado por la ecuación:

$$Cr = 1 - A - B \quad \text{Ec. (53)}$$

Donde A: 0,076 para aceros y B (Rata de supervivencia) viene dado por la Tabla 9.

Tabla 12: Valores de B para el cálculo de Cr.

| | | | |
|-----|----------|--------|---------|
| 50% | B = 0 | 95% | B = 1.6 |
| 67% | B = 0.44 | 99% | B = 2.3 |
| 84% | B = 1.0 | 99.99% | B = 3.7 |
| 90% | B = 1.3 | | |

Fuente: Bavaresco G. G.A.B.P. Ingeniería (2017).

Factor de corrección por esfuerzos residuales

= 1.3 (Material laminado o estirado)

= 1 (Materiales con tratamientos térmicos de Normalizado o Recocido)

Factor de seguridad N

Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor . Si la aplicación es en extremo suave, tal vez se justifique un valor tan bajo como . Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse o más alto.

Diámetro del eje

De lo anteriormente expuesto, se tiene que el diámetro del eje vendrá dado por la ecuación (54), la cual se puede utilizar sólo en situaciones en las que las cargas son como se supone deben ser, es decir, un par de torsión constante y un momento totalmente alternante, este método es conocido como Método ASME publicado en la norma ANSI/ASME B106.1.M-1985 según Norton R. (1999).

$$D = \left[\left(\frac{32 N}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{Kt Mf}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2 } \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (54)}$$

Donde:

Mf: Momento flector

Mt: Momento Torsor

2.2.33. Rodamientos

Los cojinetes de rodadura o rodamientos están constituidos por un anillo interior, vía o pista interior, unido solidariamente al árbol o eje; otro anillo exterior, vía o pista

exterior, unido al soporte del cojinete; y un conjunto de elementos rodantes (que pueden ser bolas, rodillos o conos), separados entre sí por medio de una jaula que mantiene cierta distancia entre ellos.

El empleo de rodamientos, aunque encarece el mecanismo, reduce considerablemente el rozamiento, el desgaste y el lubricante necesario. Además permite mayor velocidad de empleo, y admite mayores cargas, tanto axiales como radiales. Sin embargo, no son muy propicios cuando soportan choques o sobrecargas.

Clasificación de los rodamientos

Tipos de rodamientos

En los catálogos de las casas de fabricantes de rodamientos se encuentran diferentes modelos adaptados a la magnitud y dirección de las cargas aplicadas. Un resumen de los mismos aparece en la siguiente clasificación:

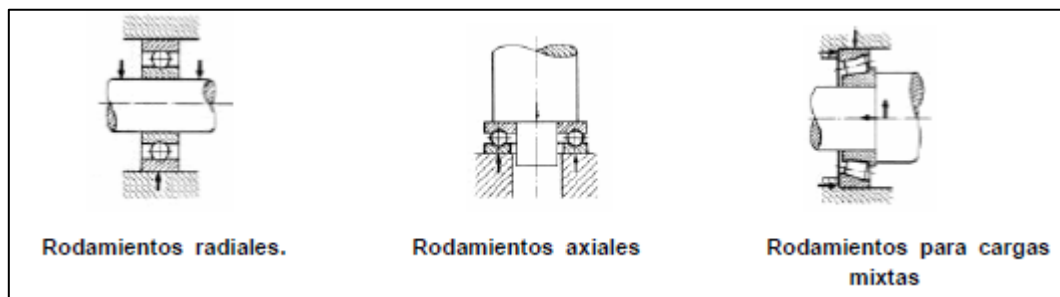


Figura 37: Tipos de rodamientos.

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2018).

Rodamientos radiales para cargas perpendiculares al eje

– Rodamiento rígido de bolas, de una o dos hileras. Este tipo de rodamiento no soporta más que empujes radiales.

– Rodamiento rígido de bolas de contacto angular. La carga se transmite de un camino de rodadura al otro, bajo un ángulo de contacto de 40° , con lo que se consigue una elevada capacidad de carga axial. Existen rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas capaces de absorber las cargas axiales en ambos sentidos.

– Rodamiento oscilante de bolas o de rótula. Dispone de dos hileras de bolas con un camino de rodadura común y esférico en el aro exterior. Tiene la propiedad de

auto-orientarse, y compensar de este modo posiciones inclinadas del árbol respecto al soporte, así como flexiones del árbol.

– Rodamiento de rodillos cilíndricos. No pueden soportar más que empujes radiales.

– Rodamiento de agujas. Únicamente soportan cargas radiales. Se usan cuando interesa que haya poca diferencia de diámetros y existen cargas bruscas.

– Rodamiento oscilante de rodillos. Contiene dos hileras de rodillos simétricos en forma de tonel, que pueden orientarse libremente en la superficie de rodadura esférica del aro exterior.

Rodamientos axiales para cargas paralelas al eje

– Rodamiento axial de bolas. Pueden ser de simple efecto absorbiendo cargas axiales en un solo sentido, o de doble efecto, absorbiendo cargas axiales en los dos sentidos.

Rodamientos para cargas oblicuas

Los rodamientos cónicos pueden transmitir grandes cargas axiales y radiales. Permiten simplificar considerablemente los montajes, mediante la supresión de combinaciones de rodamientos axiales y radiales, ya que los rodillos cónicos cumplen la finalidad de ambos.

Comparaciones de los distintos Rodamientos

Se puede hacer una comparación entre los diferentes rodamientos para saber qué tipo de rodamiento elegir en función de las cargas radiales y axiales existentes y la desalineación que se nos permite según la Tabla 13.

Vida útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{Ld}{10^6} = \frac{C^a}{Fd} \quad \text{Ec. (55)}$$

Dónde:

C: es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones

Ld: es la vida útil del diseño

Fd: es la carga de diseño

a: vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

La carga necesaria C para una carga y una vida útil de diseño específicas será

$$C = Fd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (56)}$$

Tabla 13: Comparación entre rodamientos.

| Tipo de cojinete | Capacidad de carga radial | Capacidad de carga de empuje | Capacidad de desalineación |
|-----------------------|---------------------------|------------------------------|----------------------------|
| Bola de hilera única | Buena | Aceptable | Aceptable |
| Bola de doble hilera | Excelente | Buena | Aceptable |
| Contacto angular | Buena | Excelente | Pobre |
| Rodamiento cilíndrico | Excelente | Pobre | Aceptable |
| Aguja | Excelente | Pobre | Pobre |
| Rodamiento esférico | Excelente | Aceptable/buena | Excelente |
| Rodamiento ahusado | Excelente | Excelente | Pobre |

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2018).

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, Ld (Número de revoluciones de diseño) se calcularía de la forma:

$$Ld = \frac{rpm}{60} (min) \quad \text{Ec. (57)}$$

Donde:

h: es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Tabla 14.

Así se puede escoger un rodamiento de algún catálogo resolviendo la ecuación (56), encontrando la capacidad básica de carga, y con el diámetro del eje se puede hacer la escogencia del rodamiento.

Tabla 14: Vida útil de diseño.

| <i>Uso</i> | <i>Vida útil de diseño L₁₀, h</i> |
|--|--|
| Aparatos domésticos | 1 000–2 000 |
| Motores para aviones | 1 000–4 000 |
| Automotriz | 1 500–5 000 |
| Equipo agrícola | 3 000–6 000 |
| Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple | 8 000–15 000 |
| Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general | 20 000–30 000 |
| Bombas y compresoras | 40 000–60 000 |
| Equipo crítico en operación continua las 24 horas | 100 000–200 000 |

Fuente: Avallone- Baumister (1986)

2.2.34. Motores Eléctricos

Definición y funcionamiento

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas rotatorias que transforman la energía eléctrica en energía mecánica. Debido a sus múltiples ventajas dentro de las que cabe citar su economía, limpieza, comodidad y seguridad de su funcionamiento, el motor eléctrico ha reemplazado en gran parte a otras fuentes de energía, tanto en la industria como en el transporte.

Los motores eléctricos satisfacen una amplia gama de necesidades de servicio, desde arrancar, acelerar, mover o frenar, hasta sostener y detener una carga. Estos motores se fabrican en potencias que varían desde una pequeña fracción de caballos hasta varios miles, y con una amplia variedad de velocidades, que pueden ser fijas, ajustables o variables.

Los motores eléctricos tienen el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el cual circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, este tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético.

El conductor tiende a funcionar como electroimán debido a la corriente eléctrica que circula por el mismo adquiriendo de esta manera propiedades magnéticas, que provocan, debido a la interacción con los polos ubicados en el estator, el movimiento circular que se observa en el rotor del motor.

Partiendo del hecho de que cuando la corriente eléctrica pasa por un conductor se produce un campo magnético, además si lo ponemos dentro de la acción de un conductor magnético potente, el producto de la interacción de ambos campos magnéticos hace que el conductor tienda a desplazarse produciendo así la energía mecánica. Dicha energía es comunicada al exterior mediante un dispositivo llamado flecha.

Un motor eléctrico contiene un número de partes mucho más pequeño de piezas que un motor de combustión interna o uno de una máquina de vapor, por lo que es menos propenso a los fallos. Los motores eléctricos son los más ágiles de todos los que respecta a variación de potencia y pueden pasar instantáneamente desde la posición de reposo a la de funcionamiento al máximo.

Ventajas

En diversas circunstancias presenta muchas ventajas respecto a los motores de combustión:

- A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- Se pueden construir de cualquier tamaño.
- Tiene un par de giro elevado y, según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75%, aumentando el mismo a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Este tipo de motores no emite contaminantes, aunque en la generación de energía eléctrica de la mayoría de las redes de suministro si emiten contaminantes.

2.2.34.1. Tipos de motores eléctricos

Motores de corriente continua

Los motores de corriente continua se clasifican según la forma como estén conectados, en:

- Motor serie

- Motor compound
- Motor shunt
- Motor eléctrico sin escobillas

Además de los anteriores, existen otros tipos que son utilizados en electrónica:

- Motor paso a paso
- Servomotor
- Motor sin núcleo

Motores de corriente alterna

Los motores de C.A. se clasifican de la siguiente manera:

a. Asíncrono o de inducción

Los motores asíncronos o de inducción son aquellos motores eléctricos en los que el rotor nunca llega a girar en la misma frecuencia con la que lo hace el campo magnético del estator. Cuanto mayor es el par motor mayor es esta diferencia de frecuencias.

b. Jaula de ardilla

Un rotor de jaula de ardilla es la parte que rota usada comúnmente en un motor de inducción de corriente alterna. Un motor eléctrico con un rotor de jaula de ardilla también se llama "motor de jaula de ardilla". En su forma instalada, es un cilindro montado en un eje. Internamente contiene barras conductoras longitudinales de aluminio o de cobre con surcos y conectados juntos en ambos extremos poniendo en cortocircuito los anillos que forman la jaula. El nombre se deriva de la semejanza entre esta jaula de anillos y barras y la rueda de un hámster (ruedas probablemente similares existen para las ardillas domésticas).

c. Monofásicos

- Motor de arranque a resistencia. Posee dos bobinas una de arranque y una bobina de trabajo.
- Motor de arranque a condensador. Posee un condensador electrolítico en serie con la bobina de arranque la cual proporciona más fuerza al momento de la marcha y

se puede colocar otra en paralelo la cual mejora la reactancia del motor permitiendo que entregue toda la potencia.

- Motor de marcha.
- Motor de doble condensador.
- Motor de polos sombreados o polo sombra.

d. Trifásicos

d.1. A tres fases

La mayoría de los motores trifásicos tienen una carga equilibrada, es decir, consumen lo mismo en las tres fases, ya estén conectados en estrella o en triángulo. Las tensiones en cada fase en este caso son iguales al resultado de dividir la tensión de línea por raíz de tres. Por ejemplo, si la tensión de línea es 380 V, entonces la tensión de cada fase es 220 V.

d.2. Rotor Devanado

El rotor devanado o bobinado, como su nombre lo indica, lleva unas bobinas que se conectan a unos anillos deslizantes colocados en el eje; por medio de unas escobillas se conecta el rotor a unas resistencias que se pueden variar hasta poner el rotor en corto circuito al igual que el eje de jaula de ardilla.

d.3. Síncrono

En este tipo de motores y en condiciones normales, el rotor gira a las mismas revoluciones que lo hace el campo magnético del estator.

2.2.34.2. Usos de los motores eléctricos

Los motores eléctricos se utilizan en la gran mayoría de las máquinas modernas. Su reducido tamaño permite introducir motores potentes en máquinas de pequeño tamaño, por ejemplo taladros o batidoras.

2.2.34.3. Cambio de sentido de giro

Para efectuar el cambio de sentido de giro de los motores eléctricos de corriente alterna se siguen unos simples pasos tales como:

- Para motores monofásicos únicamente es necesario invertir las terminales del devanado de arranque, esto se puede realizar manualmente o con unos relevadores
- Para motores trifásicos únicamente es necesario invertir dos de las conexiones de alimentación correspondientes a dos fases de acuerdo a la secuencia de trifases.
- Para motores de a.c. es necesario invertir los contactos del par de arranque.

2.2.34.4. Regulación de velocidad

En los motores asíncronos trifásicos existen dos formas de poder variar la velocidad, una es variando la frecuencia mediante un equipo electrónico especial y la otra es variando la polaridad gracias al diseño del motor. Esto último es posible en los motores de devanado separado, o los motores de conexión Dahlander.

2.2.35. Reductores de velocidad

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos).

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad aunque en algunos países hispanos parlantes también se le denomina caja reductora.

2.2.35.1. Tipos de reductores de velocidad

Los reductores de velocidad se suelen clasificar de un modo bastante anárquico, solapándose en algunos casos las definiciones de modo intrínseco y en otros casos hay que usar diversas clasificaciones para definirlos.

Clasificación por tipo de engranajes

Los reductores se pueden clasificar por la tipología de sus engranajes, las clasificaciones más usuales son: Sin fin-Corona, engranajes y planetarios.

Reductores de velocidad de Sin fin-Corona

Es quizás el tipo de reductor de velocidad más sencillo, se compone de una corona dentada, normalmente de bronce en cuyo centro se ha embutido un eje de acero (eje lento), esta corona está en contacto permanente con un husillo de acero en forma de tornillo sin-fin. Una vuelta del tornillo sin fin provoca el avance de un diente de la corona y en consecuencia la reducción de velocidad. La reducción de velocidad de un corona sin fin se calcula con el producto del número de dientes de la corona por el número de entradas del tornillo sin fin.

Paradójicamente es el tipo de reductor de velocidad más usado y comercializado a la par que todas las tendencias de ingeniería lo consideran obsoleto por sus grandes defectos que son, el bajo rendimiento energético y la pérdida de tiempo entre ciclos.

Reductores de velocidad de engranajes

Los reductores de engranajes son aquellos en que toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranajes de cualquier tipo excepto los basados en tornillo sin fin. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y menor tamaño.

Reductores Cicloidales

El sistema de reducción de velocidad de Cicloidal se basa en un principio ingeniosamente simple.

El reductor de velocidad sólo tiene tres partes móviles:

- El eje de entrada de alta velocidad con una leva excéntrica integral y un conjunto de cojinete de rodillo
- El disco cicloidal y el conjunto del eje de salida de baja velocidad. La acción de rodamiento progresiva y pareja de los discos cicloidales eliminan la fricción y los puntos de presión de los engranajes convencionales.

Todos los componentes que transmiten el par de torsión de Cicloidal ruedan y están dispuestos en forma simétrica alrededor del eje para una operación equilibrada, pareja y silenciosa.

Reductores de velocidad Planetarios

Son reductores de engranaje con la particularidad de que no están compuestos de pares de sino de una disposición algo distinta, y sirve para diferentes tipos de variaciones de velocidad.

Hay dos tipos de engranajes planetarios para reducir la velocidad de la hélice con respecto a la del cigüeñal.

Un sistema tiene el engranaje principal sol fijado rígidamente a la sección delantera del motor, y una corona interna es impulsada por el cigüeñal. El piñón esta unido al eje de lo que quiere mover. Y montado en ella y son una serie de piñones que cuando el cigüeñal gira, los piñones giran en torno al principal fijo, en compañía de la hélice en la misma dirección, pero a una velocidad reducida.

Los reductores de velocidad de engranajes planetarios, interiores o anulares son variaciones del engranaje recto en los que los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Los engranajes interiores suelen ser impulsados por un piñón, (también llamado piñón Sol, que es un engranaje pequeño con pocos dientes). Este tipo de engrane mantiene el sentido de la velocidad angular. El tallado de estos engranajes se realiza mediante talladoras mortajadoras de generación.

La eficiencia de este sistema de reductores planetarios es igual a $0,98^{(\#etapas)}$; es decir si tiene 5 etapas de reducción la eficiencia de este reductor seria 0,904 o 90,4%.

Debido a que tienen más dientes en contacto que los otros tipos de reductores, son capaces de transferir / soportar más torque; por lo que su uso en la industria cada vez es más difundido. Ya que generalmente un reductor convencional de flechas paralelas en aplicaciones de alto torque debe de recurrir a arreglos de corona / cadenas lo cual vuelve no solo requiere de más tamaño sino que también implicara el uso de lubricantes para el arreglo corona / cadena.

La selección de reductores planetarios se hace como la de cualquier reductor, en función del torque Newton-metro. Como cualquier reductor tienen engranajes y

rodamientos, los engranajes también son afectos a la fricción y agotamiento de los dientes.

Debido a que los fabricantes utilizan diferentes formas de presentación del tiempo de operación para sus engranajes y del torque máximo que soportan, la ISO tiene estándares para regular esto:

- ISO 6636 para los engranajes
- ISO 281 para los rodamientos e
- UNI 7670 para los ejes

De esta forma se pueden comparar realmente las especificaciones técnicas de los reductores y se puede proyectar un tiempo de operación antes de fallo de cualquiera de los componentes principales del reductor, (ya sea planetario o flechas paralelas).

Clasificación por disposición de los ejes lento y rápido

Los reductores se pueden clasificar por la posición relativa del eje lento del reductor con respecto al eje rápido del mismo, las clasificaciones más usuales son; paralelos, ortogonales y coaxiales.

Clasificación por sistema de fijación

Los reductores se pueden clasificar por su sistema de fijación, fijo o pendular.

2.2.35.2. Características de los reductores de velocidad

La fabricación o selección de un reductor de velocidad es algo sumamente complejo en algunas ocasiones dada la gran cantidad de parámetros a tener en cuenta. Los principales son:

El par motor, es la potencia que puede transmitir un motor en cada giro. También llamado "Torque"

2.2.36. Sensores

Un sensor es un dispositivo para detectar y señalar una condición de cambio. ¿Y qué es esta “condición de cambio”? Con frecuencia se trata de la presencia o ausencia de un objeto o material (detección discreta). También puede ser una cantidad capaz de medirse, como un cambio de distancia, tamaño o color (detección analógica). Esta

información, o salida del sensor, es la base del proceso de monitoreo y control de un proceso de fabricación.

Sensores de contacto y sin contacto

Los sensores de contacto son dispositivos electromecánicos que detectan cambios a través del contacto físico directo con el objeto en cuestión. Los sensores de contacto:

- generalmente no requieren de energía eléctrica;
- pueden soportar más corriente y tolerar mejor las alteraciones de la línea eléctrica;
- generalmente son más fáciles de entender y diagnosticar.

Los encoders, los interruptores de final de carrera y los interruptores de seguridad son sensores de contacto. Los encoders transforman el movimiento de las máquinas en señales y datos. Los interruptores de final de carrera se utilizan cuando es posible un contacto físico con el objeto. Los interruptores de seguridad ofrecen resistencia a posibles interpolaciones y contactos de apertura directa, lo cual permite utilizarlos como protectores de máquinas y paradas de emergencia.

Los sensores sin contacto son dispositivos electrónicos de estado sólido que crean un campo de energía o haz y reaccionan ante una alteración en ese campo. Algunas características de los sensores sin contacto son:

- no se requiere contacto físico;
- no tienen componentes móviles que puedan atascarse, desgastarse o romperse (por lo tanto, necesitan menos mantenimiento);
- generalmente operan más rápido;
- son más flexibles en cuanto a su aplicación.

Los sensores fotoeléctricos, inductivos, capacitivos y ultrasónicos corresponden a sensores sin contacto. Al no haber contacto físico, se elimina la posibilidad de desgaste; sin embargo, en raras ocasiones podría haber una interacción entre el sensor

y el objeto. Los sensores sin contacto también son susceptibles a la energía emitida por otros dispositivos o procesos.

2.2.36.1. Tipos de sensores

Interruptores de final de carrera

Un interruptor de final de carrera es un dispositivo electromecánico que consta de un accionador unido mecánicamente a una serie de contactos. Cuando un objeto entra en contacto con el accionador, el dispositivo activa (o acciona) los contactos para establecer o interrumpir una conexión eléctrica.

Los interruptores de final de carrera se utilizan en diversas aplicaciones y ambientes por su resistencia, facilidad de instalación y confiabilidad. Pueden determinar la presencia, ausencia, paso y posicionamiento de un objeto. En un comienzo se los utilizaba para definir el final del recorrido de un objeto, de ahí que se llamen

"interruptores de final de carrera".

Sensores de proximidad inductivos

Los sensores de proximidad inductivos son dispositivos de estado sólido diseñados para detectar objetos metálicos. Con una correcta instalación, esta tecnología sin contactos junto con la ausencia de partes móviles hace que los sensores de proximidad inductivos no estén sujetos a daños ni desgaste mecánicos. Además, funcionan bien en ambientes muy sucios, en los cuales no se ven afectados por la acumulación de contaminantes tales como polvo, grasa, aceite u hollín en la cara de detección. Esto hace de la tecnología inductiva un candidato ideal para aplicaciones industriales intensas.

Los sensores de proximidad inductivos operan según el principio del oscilador neutralizado de corrientes parásitas (ECKO, Eddy Current Killed Oscillator). Estos sensores están diseñados para generar un campo electromagnético. Cuando un objeto metálico entra en este campo, se inducen corrientes de superficie (corrientes parásitas) en el objeto metálico, las cuales restan energía al campo electromagnético,

dando lugar a una pérdida de energía en el circuito del oscilador y, por tanto, a una reducción de la amplitud de la oscilación. El circuito activador detecta este cambio y genera una señal de encendido o apagado. Cuando el objeto sale del campo electromagnético, el oscilador se regenera y el sensor vuelve a su estado normal.

Los sensores de proximidad inductivos detectan tanto metales férricos (que contienen hierro) como no férricos. Generalmente, estos dispositivos se utilizan para detectar la posición de objetos metálicos en procesos de maquinado automatizado, o bien para detectar piezas metálicas en procesos de montaje automatizado y en operaciones de detección de presencia de envases metálicos en procesos automatizados de envasado de alimentos o bebidas.

Ventajas

Las ventajas de los sensores de proximidad inductivos son:

- a. No se ven afectados por la humedad.
- b. No se ven afectados por el polvo o la suciedad.
- c. Carecen de partes móviles, por lo que no hay desgaste mecánico.
- d. No dependen del color.
- e. Tienen una dependencia menor de la superficie que otras tecnologías de detección.
- f. No existe una zona ciega.

Desventajas

Los inconvenientes de los sensores de proximidad inductivos son:

- a. Sólo detectan la presencia de objetos metálicos.
- b. El margen de operación es más corto que el de otros dispositivos de detección disponibles.
- c. Pueden verse afectados por campos electromagnéticos intensos.

Sensores de proximidad capacitivos

Los sensores capacitivos permiten detectar objetos metálicos y no metálicos, sólidos y líquidos, si bien son más apropiados para detectar objetos no metálicos

debido a sus características y costo en comparación con los sensores de proximidad inductivos. En la mayoría de las aplicaciones con objetos metálicos es preferible usar sensores inductivos por su confiabilidad y asequibilidad.

Los sensores de proximidad capacitivos son similares a los inductivos en cuanto a su tamaño, forma y "concepto". Sin embargo, a diferencia de estos últimos que utilizan campos magnéticos para detectar objetos, los sensores de proximidad capacitivos reaccionan a alteraciones en campos electrostáticos. La sonda situada detrás de la cara del sensor es una placa condensadora. Al aplicar corriente al sensor, se genera un campo electrostático que reacciona a los cambios de la capacitancia causados por la presencia de un objeto. Cuando el objeto se encuentra fuera del campo electrostático, el oscilador permanece inactivo, pero cuando el objeto se aproxima, se desarrolla un acoplamiento capacitivo entre éste y la sonda capacitiva. Cuando la capacitancia alcanza un límite especificado, el oscilador se activa, lo cual dispara el circuito de encendido y apagado.

Ventajas

Las ventajas de los sensores de proximidad capacitivos son:

- a. Detectan objetos metálicos y no metálicos, así como líquidos y sólidos.
- b. Pueden “ver a través” de ciertos materiales (cajas de productos).
- c. Son de estado sólido y tienen una larga vida útil.
- d. Disponen de muchas configuraciones de montaje.

Desventajas

Las desventajas de los sensores de proximidad capacitivos son:

- a. Distancia de detección corta (1 pulgada o menos) que varía en función del material detectado.
- b. Son muy sensibles a factores ambientales: la humedad en climas costeros o lluviosos puede afectar el resultado de la detección.
- c. No son selectivos con respecto al objeto detectado: es esencial controlar qué es lo que se aproxima al sensor.

2.2.37. Automatización

Se define como, el proceso de hacer que las máquinas sigan un orden predeterminado de operaciones con poca o ninguna mano de obra, usando equipos y dispositivos especializados que ejecutan y controlan los procesos de manufactura.

Objetivos de la automatización:

Los objetivos principales son:

- Integrar los diversos aspectos de las operaciones de manufactura para mejorar la calidad y la uniformidad del producto, minimizar los tiempos de ciclo y esfuerzos, y con ello reducir los costos de mano de obra.
- Mejorar la productividad, reduciendo los costos de manufactura a través del mejor control de la producción. Las piezas se cargan, alimentan y descargan de las máquinas con más eficiencia; las máquinas se usan con mayor eficacia y la producción se organiza con mayor eficiencia.
- Mejorar la calidad empleando procesos más repetibles.
- Reducir la intervención humana, el aburrimiento y la posibilidad del error humano.
- Reducir daño a las piezas, causados por el manejo manual de las partes.
- Aumentar el nivel de seguridad para el personal, en especial bajo condiciones de trabajo peligrosas.
- Economizar espacio en la planta manufacturera, arreglando en forma más eficiente las máquinas, el movimiento de materiales y el equipo auxiliar.

Tabla 15: Ventajas e inconvenientes de los modos de detección fotoeléctrica.

| Modo de detección | Aplicaciones | Ventajas | Inconvenientes |
|-------------------------------|---|---|---|
| Haz transmitido | Detección con fines generales Conteo de piezas | <ul style="list-style-type: none"> Elevado margen para ambientes contaminados Mayor distancia de detección No se ve afectado por reflejos de segunda superficie Probablemente el más confiable al usar objetos muy reflectivos | <ul style="list-style-type: none"> Más caro porque se necesita que la fuente de luz y el receptor estén separados; además el cableado es más caro La alineación es importante No se detectan objetos transparentes |
| Retroreflectivo | Detección con fines generales | <ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección moderada Menos caro que el haz transmitido porque el cableado es más sencillo Fácil alineación | <ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección más corta que el haz transmitido Menos margen que el haz transmitido Detecta reflejos de objetos brillantes (para evitarlo, use el retroreflectivo polarizado) |
| Retroreflectivo polarizado | Detección con fines generales para objetos brillantes | <ul style="list-style-type: none"> Ignora los reflejos de primera superficie Utiliza un haz rojo visible para facilitar la alineación | <ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección más corta que el retroreflectivo normal Puede ver los reflejos de una segunda superficie |
| Difuso normal | Aplicaciones en las que no se puede acceder a ambos lados del objeto | <ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto No es necesario un reflector Fácil de alinear | <ul style="list-style-type: none"> Difícil de aplicar si el fondo que hay detrás del objeto es suficientemente reflectivo y está cerca del objeto |
| Difuso de corte abrupto | Detección a corta distancia de objetos con la necesidad de ignorar fondos cercanos | <ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ofrece protección contra la detección de fondos cercanos Detecta objetos independientemente del color dentro de la distancia especificada | <ul style="list-style-type: none"> Solo es útil para detección a muy corta distancia |
| Difuso con supresión de fondo | Detección con fines generales Zonas en las que se necesita ignorar fondos cercanos al objeto | <ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ignora el fondo situado más allá de la distancia de detección nominal independientemente de su reflectividad Detecta objetos a la distancia especificada independientemente del color | <ul style="list-style-type: none"> Más caro que otros tipos de sensores difusos Distancia de detección máxima limitada |
| Difuso de corte abrupto | Detección a corta distancia de objetos con la necesidad de ignorar fondos cercanos | <ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ofrece protección contra la detección de fondos cercanos Detecta objetos independientemente del color dentro de la distancia especificada | <ul style="list-style-type: none"> Solo es útil para detección a muy corta distancia |
| Difuso con supresión de fondo | Detección con fines generales Zonas en las que se necesita ignorar fondos cercanos al objeto | <ul style="list-style-type: none"> No es necesario acceder a ambos lados del objeto Ignora el fondo situado más allá de la distancia de detección nominal independientemente de su reflectividad Detecta objetos a la distancia especificada independientemente del color | <ul style="list-style-type: none"> Más caro que otros tipos de sensores difusos Distancia de detección máxima limitada |
| Difuso de foco fijo | Detección de objetos pequeños Detección de objetos a una distancia específica del sensor Detección de marcas de color | <ul style="list-style-type: none"> Detección exacta de objetos pequeños en una posición específica | <ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección muy corta No es adecuado para detección con fines generales El objeto debe estar colocado con precisión |
| Difuso gran angular | Detección de objetos que no estén colocados con precisión Detección de fibras muy finas en una zona extensa | <ul style="list-style-type: none"> Ignora los reflejos del fondo Detecta objetos que no están colocados con precisión No es necesario un reflector | <ul style="list-style-type: none"> Distancia de detección corta |
| Fibras ópticas | Permite la detección fotoeléctrica en zonas en las que no se puede montar un sensor por problemas de tamaño o ambiente | <ul style="list-style-type: none"> Cables de fibra óptica de vidrio disponibles para aplicaciones con elevadas temperaturas ambientales Resistente a choques y vibraciones Se pueden utilizar cables de fibra óptica de plástico en zonas en las que se necesita un movimiento continuo Se inserta en un espacio limitado Inmunidad al ruido Se puede colocar en zonas corrosivas | <ul style="list-style-type: none"> Más caro que los sensores de lentes Distancia de detección corta |

Fuente: Allen-Bradley. Fundamentos del censado o detección de presencia. (2015).

2.2.38. Controlador lógico programable (PLC)

Un controlador lógico programable, más conocido por sus siglas en inglés PLC (Programmable Logic Controller) o por autómeta programable, es una computadora utilizada en la ingeniería automática o automatización industrial, para automatizar procesos electromecánicos, tales como el control de la maquinaria de la fábrica en líneas de montaje o atracciones mecánicas.

Los PLC son utilizados en muchas industrias y máquinas. A diferencia de las computadoras de propósito general, el PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, rangos de temperatura ampliados, inmunidad al ruido eléctrico y resistencia a la vibración y al impacto. Los programas para el control de funcionamiento de la máquina se suelen almacenar en baterías, copia de seguridad o en memorias no volátiles. Un PLC es un ejemplo de un sistema de tiempo real, donde los resultados de salida deben ser producidos en respuesta a las condiciones de entrada dentro de un tiempo limitado, de lo contrario no producirá el resultado deseado.

Ventajas y desventajas

Dentro de las ventajas que estos equipos poseen se encuentra que, gracias a ellos, es posible ahorrar tiempo en la elaboración de proyectos, pudiendo realizar modificaciones sin costos adicionales. Por otra parte, son de tamaño reducido y mantenimiento de bajo costo, además permiten ahorrar dinero en mano de obra y la posibilidad de controlar más de una máquina con el mismo equipo.

Sin embargo, y como sucede en todos los casos, los controladores lógicos programables, o PLCs, presentan ciertas desventajas como es la necesidad de contar con técnicos calificados y adiestrados específicamente para ocuparse de su buen funcionamiento.

2.3 Definición de términos básicos.

Abrasividad: Desgaste superficial producto de la fricción producida entre materiales en contacto.

Acoplamiento: Se denota al dispositivo o método que tiene por objetivo transferir energía. Los acoplamientos a veces permiten ser desactivados durante su funcionamiento de forma que se interrumpe la transferencia de energía.

Carcasa: Jaula o cámara externa de un dispositivo mecánico o eléctrico dispuesta para la protección de sus partes internas.

Eje: Elemento estático de sección circular que sirve de apoyo a uno o más órganos móviles que giran sobre él.

Factor de servicio. El factor de servicio de un motor se obtiene considerando la aplicación del motor, para demandarle más, o menos potencia, y depende directamente del tipo de maquinaria impulsada.

Fibra: Se designa con el término de fibra a aquellos filamentos que intervienen en la composición de los tejidos orgánicos, vegetales o animales, de ciertos minerales y de algunos productos químicos.

Motor reductor: Es un sistema constituido por un motor y un reductor de velocidad que se utiliza para regular la velocidad de giro de un sistema mecánico en específico. Existen de distintos tipos como de engranajes, sin-fin, variadores de frecuencia, etc. Pueden ser monofásicos o trifásicos.

Polipasto: Es una máquina compuesta por dos o más poleas y una cuerda, cable o cadena que alternativamente va pasando por las diversas gargantas de cada una de aquellas. Se utiliza para levantar o mover una carga con una gran ventaja mecánica, porque se necesita aplicar una fuerza mucho menor que el peso que hay que mover.

Re ventilado: Acción en la limpieza de moldes que sirve para limpiar los canales de desalojo del aire atrapado dentro del molde en el momento de la vulcanización.

Rodillos: Dispositivos cilíndricos generalmente no motorizados que se disponen equidistantes a lo largo de la estructura de la banda transportadora

con distintas funciones particulares, como soportar el peso, para el retorno, para alinear la banda, etc.

Rugosidad: Es el conjunto de irregularidades que posee una superficie. Esto depende del acabado superficial del mismo o el proceso de manufactura. permite definir la micro geometría de las superficies para hacerlas válidas para la función para la que hayan sido realizadas.

Tambores: Dispositivos cilíndricos generalmente de metal, que dependiendo de su función pueden tener un recubrimiento exterior o no, que gira en torno a un eje fijo para darle movilidad a la banda transportadora.

Vulcanizar: Es un proceso mediante el cual se calienta el caucho crudo en presencia de azufre, con el fin de volverlo más duro y resistente al frío. Y permite la utilización de la goma para diversos usos donde implique desgaste.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de investigación

El tipo de investigación se refiere a la clase de estudio que se va a realizar. Orienta sobre la finalidad general del estudio y sobre la manera de recoger las informaciones o datos necesarios. De acuerdo al problema planteado y a los objetivos alcanzar, la investigación va referida al diseño y determinación de un sistema de transportación para la galleta Maria. Con respecto, a lo anteriormente mencionado, este proyecto se denomina como proyecto factible, ya que es la elaboración de una propuesta viable, destinada atender necesidades específicas a partir de un diagnóstico.

El proyecto debe tener apoyo de una investigación de tipo documental, y de campo, o un diseño que incluya ambas modalidades. Del mismo modo, Arias, (2006, p. 134), señala: “Que se trata de una propuesta de acción para resolver un problema práctico o satisfacer una necesidad. Es indispensable que dicha propuesta se acompañe de una investigación, que demuestre su factibilidad o posibilidad de realización.”

3.2 Nivel de la investigación.

La investigación es de nivel descriptivo ya que se centra en medir con la mayor precisión posible los distintos fenómenos a estudiar en dicho trabajo, buscando especificar sus propiedades y características a partir de un modelo o criterio definido previamente, con el fin de arrojar los mejores resultados posibles, teniendo en cuenta que es esencial el reconocimiento de los niveles a estudiar, durante el tiempo destinado a la realización de la investigación.

Según Arias F. (2012): “La investigación descriptiva consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su

estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere.”

Tal como lo proponen los objetivos del proyecto, este trabajo de grado es de nivel descriptivo, la investigación se basa en determinar y diseñar un sistema de transportación más apropiado del tubular de galleta Maria y analizar la rentabilidad del proyecto.

3.3 Diseño de investigación

Según Arias F. (2.012): “El diseño de investigación es la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño, la

Investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental”

Según Arias (2006) una investigación de campo “consiste en la recolección de datos directamente de los sujetos investigados, o de la realidad donde ocurren los hechos (datos primarios), sin manipular o controlar variable alguna” (p.31). Por lo tanto, este estudio se enmarcó en una investigación de campo, ya que los datos fueron extraídos en forma directa de la realidad y por el propio investigador, a través del uso de instrumentos para recolectar la información.

3.4 Población y muestra

Según Arias (2012):“la población, o en términos más precisos población objetivo, es un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuáles serán extensivas las conclusiones de la investigación. Esta queda delimitada por el problema y por los objetivos del estudio”. (p.81).

Tomando en cuenta lo antes mencionado logramos puntualizar que son elementos seleccionados con características comunes para lograr llevar a cabo la investigación que en este caso será la Empresa Galletera Italia C.A; ubicada en el municipio Barinas Estado Barinas.

“La muestra es un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible” (Arias, 2.012, p. 83). Tomando esto de referencia tenemos que

la muestra es un grupo que será seleccionado en la zona de estudio del proyecto que representara a la población total. Tomando esto de referencia tenemos que la muestra es un grupo que será seleccionado en la zona de estudio del proyecto que representara a la población total. Teniendo claro esto la muestra son las maquinas empaquetadoras "Multipack".

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Las técnicas de recolección de datos pueden considerarse como la forma o procedimiento que utiliza el investigador para recolectar la información necesaria en el diseño de la investigación. Así lo expresa Arias (2006) "son las distintas formas o maneras de obtener la información" (p.53). Entre las técnicas de recolección de información están la observación en sus distintas modalidades, la entrevista, el análisis documental, entre otras. Dada la naturaleza de esta investigación, y en función de los datos que se requerían, las técnicas que se utilizaron fueron:

- La Observación, es la acción de observar, de mirar detenidamente, en el sentido del investigador es la experiencia, es el procesos de mirar detenidamente, o sea, en sentido amplio, el experimento, el proceso de someter conductas de algunas cosas o condiciones manipuladas de acuerdo a ciertos principios para llevar a cabo la observación. La observación significa también el conjunto de cosas observadas, el conjunto de datos y conjunto de fenómenos. En este sentido, que pudiéramos llamar objetivo, observación equivale a dato, a fenómeno, a hechos (Pardinas, 2005;89). Esta técnica se realizara con la finalidad de analizar la situación problemática que se presenta.
- Localización y consolidación de los datos, ya que es una investigación de campo, los datos se recolectaran directamente en la empresa Galletera Italia.
- Y por último, en el presente trabajo se contara con la utilidad de ordenadores para conseguir los resultados obtenidos por el diseño del

sistema de transportación, con los cuales luego se procederá analizar la rentabilidad del proyecto.

3.6 Fases Metodológicas.

Fase I: Diagnosticar la situación actual del proceso final de conformación de bultos del tubular de galletas María.

Para poder llevar a cabo la realización de cualquier proyecto es necesario el diagnóstico de la situación actual, ya que del mismo dependen las acciones correspondientes para poder concretar las soluciones a la problemática. Dicha situación actual en la empresa Alimentos Galletera Italia C.A. radica en el esfuerzo repetitivo que deben realizar los operarios para poder desplazar las cestas en donde caen los paquetes de galletas Maria hacia la área donde se encuentra la maquina termoencogible, para así obtener finalmente el bulto que es la presentación comercial de la empresa. El empaclado se realiza en forma manual; así como también afecta la salud laboral de los trabajadores involucrados en el proceso ya que el mismo no es ergonómico.

Fase II: Analizar los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso.

Para optimizar el sistema es necesario realizar un rediseño o reestructuración del sistema de transportación porque las pérdidas de tiempo debido a la manipulación totalmente manual del empaclado y traslado del producto hay que subsanarlas, además de los riesgos ergonómicos que existen con los operadores del equipo, para tal situación se plantea realizar el rediseño del sistema y cambiar el sistema actual manual a uno semiautomático.

Fase III: Determinar y diseñar el sistema de transportación más apropiado.

Es necesaria la medición del espacio físico disponible ya que el mismo es factor preponderante a la hora de realizar el rediseño del sistema. De acuerdo a este espacio físico, y a las necesidades actuales respectivas, se determina el sistema de transportación más adecuado para posteriormente realizar el diseño correspondiente.

Fase IV: Realizar un análisis de rentabilidad del proyecto.

Resulta necesaria la evaluación de los costes pertinentes en la inversión inicial de la empresa para el empleo y la puesta en marcha del semiautomatizado. Además, de la evaluación de todos los posibles elementos involucrados para poder realizar su construcción; ya que de esta manera, la empresa cuantificaría el coste total del proyecto, verificando si el mismo repercutiría en las ganancias netas.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1. Diagnosticar la situación actual del proceso final de conformación de bultos del tubular de galletas María.

Resulta de vital importancia el diagnóstico de la situación en la actualidad, porque a través de este, se comprende de mejor manera lo que está sucediendo en la empresa, exactamente en la línea de producción de galletas María, donde se lleva a cabo el proceso de empaquetado y traslado de la galleta. Las tareas de empaquetado del producto se hace de forma automática, solo es el traslado lo que se realiza de manera manual, y es allí donde existe la problemática, ya que como se mencionó en capítulos anteriores, este embalado manual afecta tanto la salud laboral del trabajador, como la producción en sí, ya que se ve incluido el factor humano generando a la postre que la producción a lo largo de las jornadas de trabajo no se lleve a cabo de manera constante, eficiente y eficaz. La línea de producción de galletas María es la única línea con la que cuenta la empresa. Evidentemente el problema radica en el traslado del producto, ya que la empresa no cuenta con una línea de traslado del producto. Para poder subsanar este inconveniente, es necesario el diseño de un transportador que cumpla con los requerimientos actuales. En esta línea se produce un solo tipo de producto, lo que las dimensiones, el peso y el volumen del mismo permanecen constante.

Además de los elementos constitutivos de la línea mencionados anteriormente, existen otros elementos, tales como una mesa de acero inoxidable, en la cual es donde se colocan los paquetes de galletas para posteriormente meter manualmente a la termoencogible. Estos paquetes son transportados en cestas por un operador desde la maquina Multipack, donde ellas caen finalizado el empaquetado del producto en la cesta, hacia la mesa de acero.

Ahora bien, existen otros elementos que constituyen la línea, tal como es la maquina termoencogible, en donde un operador se encarga de meter manualmente en la maquina (12) doce paquetes de galletas María, (6) seis primero y los otros (6) seis encima de los ya colocados, para luego esta avanzar y envolver con un plástico los (12) doce paquetes, finalmente este entra al horno de la máquina para que el plástico se adhiera a los paquetes, este sale del horno para después pasar por un transportador de rodillos y tomados por una persona que se encarga del paletizado del bulto. La

empresa tomó en consideración la inversión de un sistema de transportación el cual reemplazará a los operadores (el que transporta la galletas de la maquina multipack a la termoencogible), ya que la fabrica cuenta con 3 maquinas Multipack, así como también el que coloca los paquetes manualmente en la termoencogible. Con la sustitución de los operadores, se garantiza la salud laboral del operador, ya que este no tendrá que realizar el esfuerzo de levantar las cestas y de hacer el movimiento repetitivo en caso del operador que coloca los paquetes en la termoencogible.

De esta manera, se mejorará y optimizará el proceso, basándose en que el operador que estará presente en la línea, no estará encargado de realizar otras acciones, solo el de supervisar el mecanismo de la termoencogible, tarea que no será agobiante en una jornada de trabajo, por lo tanto su rendimiento será mayor y más provechoso; su salud laboral no se verá afectada, su productividad aumentará y por ende, la producción también.

El estándar de producción de esta línea, viene dado por el volumen de producto almacenado (producto elaborado en el área de empaque) en la máquina empaquetadora Multipack, la cual puede sacar un máximo de 75 paquetes por minuto. Partiendo de este valor, se calcula la producción total en una jornada de trabajo de 8 horas, pero como es relativo dependiendo de la cantidad de batidos que se realicen en el día puede variar, en mayor o menor tiempo, la línea en teoría debería trabajar como máximo 7,5 horas. Partiendo de esta premisa se tiene que trabajando 7,5 horas, equivalentes a 450 min, multiplicado por 75 paquetes da un total de 33.750 paquetes por maquina empaquetadora Multipack en una jornada de trabajo. La empresa cuenta con 3 maquinas empaquetadoras Multipack, multiplicando el valor de paquetes 33.750, por maquinas nos da un total de 101.250 paquetes por jornada de trabajo. Se embalan de a 12 paquetes por bulto, lo que da un total de 8.437 bultos. Las paletas de producto ya embalado se conforman en camadas de 250 bultos, lo que da 33 paletas por turno. Todo esto significa, que en un turno de trabajo sin parada alguna, esta línea tiene una producción máxima de 33 paletas de producto terminado, lo que corresponde a una eficiencia del 100%. Como se sabe, es imposible que una línea de producción trabaje al 100% de su capacidad, por diferentes motivos, es por esto que la empresa establece una eficiencia objetiva, de manera tal que el estándar de producción sea el más real posible, fijando como número el 80% de esas 33 paletas, dando un valor aproximado de 26 paletas, lo que quiere decir, que la línea en promedio deberá producir 26 paletas por turno. Haciendo un análisis diario a los reportes de producción de la línea, se pudo comprobar que la misma produce un promedio por turno de 17 paletas, lo que equivale a 4.250 bultos, es decir, que la línea

trabaja a un 65% del estándar de producción, y apenas a un 56% de la producción máxima.

La mayoría de esta pérdida en la producción se atribuye al cansancio que se genera en los operadores que transportan las cestas hacia la termoencogible, así como también el operador que coloca manualmente la galleta en la termoencogible, teniendo que abandonar su puesto de trabajo en ocasiones. Además se debe incluir las fallas que puedes presentar las diferentes máquinas. Es allí donde el mecanismo automatizado encargado del traslado, juega un rol importante al momento de elevar el estándar de producción lo más cercano posible a esas 36 paletas por turno. Para mejor entendimiento ver la siguiente tabla 16.

Tabla 16: Capacidad máxima de producción y producción real.

| Por Jornada de Trabajo (8Horas) | Paquetes | Bultos | Paletas | % |
|--|-----------------|---------------|----------------|----------|
| Capacidad Max. Producción | 101.250 | 8.437 | 33 | 100 |
| Producción Real | 51.000 | 4.250 | 17 | 65 |

Fuente: Lo Piparo (2018)

4.2. Analizar los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso.

Como consecuencia del análisis de la situación problemática que se presenta, como lo es el traslado y el empaquetado final (conformación de bulto), se plantea el diseño de un sistema de transportación automatizado que permita el traslado del paquete hasta el área donde se encuentra la maquina termoencogible. Dentro de este marco, el rediseño de un sistema de conformación del bulto automatizado, que sea preciso y eficaz. Considerando al mismo tiempo una parada imprevista del rediseño del sistema de conformación del bulto, se diseñara un sistema de transportación que permita la

acumulación de los paquetes y al mismo tiempo que este se encargue del reingreso del paquete hacia la maquina termoencogible.

Uno de los métodos para el análisis de los requerimientos utilizados fue la observación del proceso producción de una jornada de trabajo, donde se observó que el traslado de los paquetes de un área a otra disminuye la velocidad de producción por las largas distancias que se separan un área de otra, dentro de este mismo marco el trabajador debe esperar a llenar una paleta con 16 cestas para llevarla al área de la maquina termoencogible. El otro método utilizado fue la encuesta al personal que realiza la tarea del traslado y del conformado del bulto en la maquina termoencogible, donde se le realizaron una serie de preguntas como, "¿La tarea que realiza lo cansa muy rápido? ¿El traslado de las paletas resulta pesado? ¿Cuántas paletas sacan por jornada laboral? ¿Qué ideas propondría para mejorar el proceso?".

4.3. Determinar y diseñar el sistema de transportación más apropiado.

Como se mencionó anteriormente, es necesario el diseño de un nuevo transportador a lo largo de la línea de producción, que cumpla con los requerimientos básicos que demanda la conformación de la línea. Estos requerimientos radican en el ancho del transportador que debe cubrir las dimensiones del paquete. Las maquinas multipack se encuentran ubicadas una paralela a la otra a distancias relativamente largas (17.8metros), por lo tanto el transportador debe ser lineal. Para garantizar una mejor distribución del espacio, el transportador estará a una altura de (2.1metros) del suelo, pasando por arriba de las maquinas ya ubicadas.

4.3.1. Determinación del sistema de transportación más apropiado

Se determinó que el sistema de transportación más apropiado para satisfacer los requerimientos ya mencionados, consiste en un transportador de bandas modulares plástica. Su aplicación radica en el transporte de paquetes donde las bandas modulares cumplen la misma función que una cinta transportadora pero con algunos beneficios extras. Sistema diseñado con acceso abierto para conseguir la limpieza total de la banda ya que las bandas se pueden levantar y limpiar fácilmente in situ sin necesidad de ajustar el transportador, lo que mejora drásticamente el mantenimiento y reduce el tiempo de inactividad, el gasto de agua y los costos. Son mucho más efectivas para la liberación del producto, la superficie de plástico impermeable de las bandas transportadoras evitan que la humedad se adhiera a la banda. La fácil

liberación del producto reduce las marcas y garantiza la calidad del producto. El diseño de banda transportadora modular facilita las reparaciones y hace que los cambios sean rápidos y sencillos, lo que reduce de forma significativa el mantenimiento.

4.3.2. Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de bandas modulares plástica)

El sistema de transporte consiste en una banda plástica con guías laterales para los paquetes. El sistema motriz se compone de un motorreductor en cuyo eje de salida va acoplado un piñón dentado que es el encargado de mover la banda transportadora.

i) Selección de la Banda

Se seleccionaron dos tipos de banda modulares, una de baja fricción y otra con una rugosidad para evitar el deslizamiento del paquete, estas son fabricadas por Hoken.

El primer modelo que se selecciono fue una FlapTop modelo 9000 (Figura 38), fabricada en resina de acetal de baja fricción para disminuir el roce con los paquetes y evitar el desgaste inminente de ambos elementos, con tapones contenedores de las varillas de articulación. Todas las características de la banda se encuentran en el anexo A.



Figura 38: Banda Modelo 9000 marca Hoken.

Fuente: Catalogo modelo 9000 marca Hoken (2018).

Para la selección del ancho de la banda, se tomo en cuenta el ancho del paquete (Figura 39) el cual es de 75mm de ancho, tomando en cuenta que:

$$\text{Ancho de la banda} > \text{ancho del paquete}$$

Del catálogo de HOKEN se seleccionaron tres anchos de banda a criterio de la serie de FlapTop, modelo 9000 de 1" (25,4 mm) de paso, la primera tendrá un ancho de banda de 5" (125mm), la segunda de 7" (178mm), y por ultimo 10" (254mm), ya que todas estas cumplen con los requerimientos.



Figura 39: Paquete de Galleta Maria Italia.

Fuente: Lo Piparo (2018).

El segundo modelo es una GripTop modelo 5000 (Figura 40), diseñada para el transporte curvilíneo, rectilíneo, e inclinado, fabricada de resina de acetal, se selecciono por el tipo de superficie que es ideal para que el paquete no deslice, con pines de acero inoxidable para la unión de los eslabones. Todas las características de la banda se encuentran en el anexo B.



Figura 40: Banda Modelo 5000 marca HOKEN.

Fuente: Catalogo modelo 5000 HOKEN (2018).

Para la selección del ancho de la banda, se tomo en cuenta el ancho del paquete (Figura 39) Pagina anterior, 75mm de ancho.

$$\text{Ancho de la banda} > \text{ancho del paquete}$$

En el catálogo Hoken modelo 5000 se seleccionó un ancho de banda a criterio propio, modelo 5000 de 1" (25.6 mm) de paso, y un ancho de banda de 4.3" (110mm) ya que esta cumple con dicho requerimiento y es la de menor ancho que tiene HOKEN.

ii) Selección del Piñón

Siguiendo los lineamientos del catálogo HOKEN se seleccionó un piñón de una pieza de 18 dientes para las bandas de tipo FlapTop modelo 9000 (Figura 41), con un paso diametral de 5,7" (146mm). Todas las características del piñón se aprecian en el anexo C.

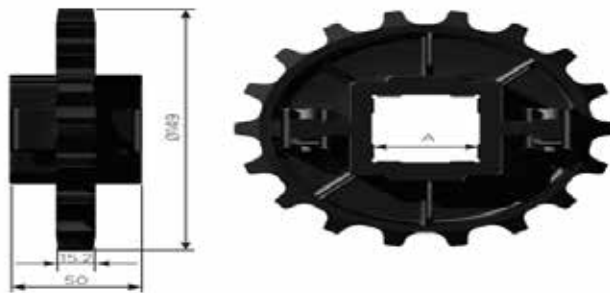


Figura 41: Piñón de 18 dientes marca Hoken.

Fuente: Piñones modelo 9000 marca HOKEN (2018).

Para el modelo 5000, se seleccionó un piñón de una pieza de 20 dientes para la banda modelo 5000 (Figura 42), con un paso diametral de 4,6'' (117mm). Todas las características del piñón se aprecian en el anexo D.

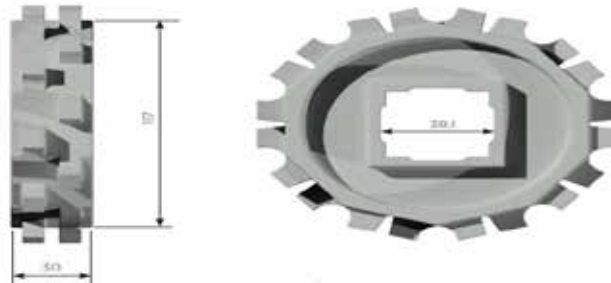


Figura 42: Piñón de 20 dientes marca Hoken.

Fuente: Piñones modelo 9000 marca HOKEN (2018).

iii) Cálculo de la potencia requerida para el transporte de los paquetes

Para los efectos del cálculo se tomará el peso del paquete, igual a 150gr. Tomando como caso crítico también el hecho de que toda la banda transportadora estará llena con paquetes posicionados en forma consecutiva sin espacio entre ellos, y sabiendo que para cada sistema de transportación será independiente y tendrán longitudes diferentes, para esto se calcula el número de paquetes estimados sobre cada banda transportadora. Recordando que la ubicación de cada máquina multipack están a diferentes distancias de la maquina termoencogible.

El primer tramo que se calcula es desde la salida de producto de la maquina multipack de línea 3 desde el punto 3.1 hasta elevar el producto al punto 3.2, ver apéndice A, utilizando el modelo de banda GripTop con un ancho de banda de 110mm:

$$= 9,022m$$

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 45 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0,15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{TPaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 45 \text{ paquetes} = 6,75 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 7,74 kg/m² (según anexo B) y la longitud estimada es de 18,779 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 9,022m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,117m) \cdot 18,779m$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,110m \cdot 18,779m = 2,065m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{7,74kg}{m^2} \cdot 2,065m^2 = 15,988 \text{ kg}$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 15,988kg + 6,75kg = 22,739kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum F_y: N \quad (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum F_y: N \quad (22,739kg \cdot 9,81m/s^2) = 0$$

$$\sum F_y = N \quad 223,065N$$

$$N = 223,065N$$

Con el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) que es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu N$$

$$Fr = 0,1 \quad 223,065N = 22,307 N$$

Para determinar la fuerza tangencial de la rueda dentada para la banda modular, se procede a calcular la aceleración requerida en el arranque del sistema transportador. La velocidad del transportador tiene que estar en concordancia con el resto de las máquinas que están en la línea, porque las mismas están programadas.

Tabla 17: Coeficiente de fricción de la banda y pista de deslizamiento.

| COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ENTRE BANDA Y PISTA DE DESLIZAMIENTO | | | | | | | | |
|--|--------|------|--------|------|----------|------|--------|------|
| MATERIAL BANDA | UHMW | | HDPE | | NILATRON | | ACERO | |
| | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco |
| POLIPROPILENO (Superficie limpia y lisa) | 0,11 | 0,13 | 0,09 | 0,11 | 0,24 | 0,25 | 0,26 | 0,26 |
| POLIPROPILENO (Superficie sucia y abrasiva) | NA | NA | NA | NA | 0,29 | 0,3 | 0,31 | 0,31 |
| POLIETILENO (Superficie limpia y lisa) | 0,24 | 0,32 | NA | NA | 0,14 | 0,13 | 0,14 | 0,15 |
| RESINA ACETAL (Superficie limpia y lisa) | 0,1 | 0,1 | 0,09 | 0,08 | 0,13 | 0,15 | 0,18 | 0,19 |

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018)

Para operar en conjunto; esta velocidad fue suministrada por el departamento de ingeniería que es el encargado del control y tiempos de todas las líneas de producción, obteniendo un valor de 0,250 m/s, y un tiempo de asentamiento de 1s, partiendo del reposo. De allí se tiene:

0 m/s

0,250 m/s

1s

$$V_f \quad V_i = a \quad t_{asent}$$

Despejando la aceleración

$$a = \frac{V_f - V_i}{t_{asent}}$$

$$a = \frac{0,250m/s - 0}{1s} = 0,250 m/s^2$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada. Como se observa en la Figura 43.

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum F_x: T - Fr = m \cdot a$$

$$T = 22,307 N + (22,739kg \cdot 0,250m/s^2)$$

$$T = 27,992 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \cdot \frac{D_p}{2}$$

$$M = 27,992 N \cdot \frac{0,117m}{2}$$

$$M = 1,637 Nm$$

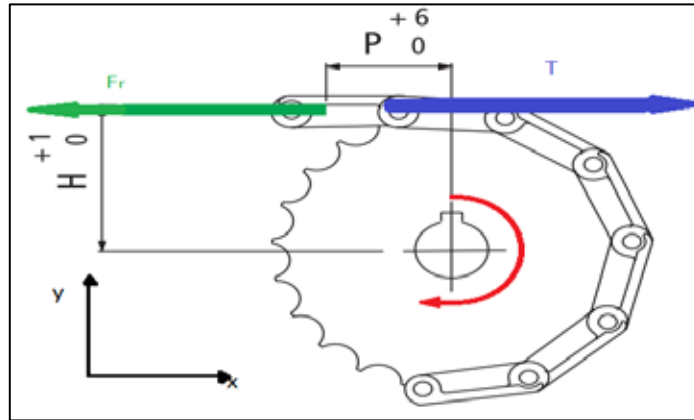


Figura 43: Diagrama esquemático de la dirección de fuerzas tangenciales en la rueda dentada.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2018).

Sabiendo que la velocidad de la cadena transportadora equivale a la velocidad tangencial de la rueda dentada, se calcula la velocidad angular.

$$V = \omega \frac{Dp}{2}$$

$$\omega = V \frac{2}{Dp}$$

$$\omega = \frac{0,250m \ s}{0,117} = 4,273rad/s \quad 40,804rpm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \ \omega$$

$$P = 1,637 \ Nm \ 4,273 \ rad/s$$

$$P = 6,995W = 0,0094HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,0094HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,019HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.



Figura 44: Motorreductor Technobi.

Fuente: Catalogo Technobi (2018).

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1375 RPM, y la velocidad de giro requerida en el piñón es de 41 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$R_t = \frac{1375 \text{ rpm}}{41 \text{ rpm}} = 33,536$$

La relación de transmisión para la caja reductora debe estar comprendida entre una relación de transmisión comercial comprendida entre 1:40 y 1:50.

El segundo tramo que se calcula será desde el final de la banda GripTop de línea 3 (Inicio de Banda FlapTop punto 3.3) hasta el final de la banda GripTop de línea 2 (Inicio de la banda FlapTop punto 2.3), ver apéndice A, el cual esta ubicadas a una distancia de 17,8 metros de longitud, utilizando el modelo de banda FlapTop con un ancho de banda de 127mm:

$$= 17,8m$$

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 89 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0.15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 89 \text{ paquetes} = 13,35 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 13,8 kg/m2 (según anexo A) y la longitud estimada es de 36,536 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 17,8m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,149m) = 36,536 \text{ m}$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,127m \cdot 36,535m = 4,640m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{13,8kg}{m^2} \cdot 4,640m^2 = 64,033kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 64,033kg + 13,35kg = 77,383kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum Fy: N \quad (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (77,383kg \cdot 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 759,127N$$

En la Tabla 16 se aprecia que el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \cdot N$$

$$Fr = 0,1 \cdot 759,127N = 75,9127N$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum Fx: T - Fr = m \cdot a$$

$$T = Fr + (m \cdot a)$$

$$T = 75,9127N + (77,383kg \cdot 0,250m/s^2)$$

$$T = 95,258 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$M = 95,258N \cdot \frac{0,149m}{2}$$

$$M = 7,096 Nm$$

Sabiendo que la velocidad de la cadena transportadora equivale a la velocidad tangencial de la rueda dentada, se calcula la velocidad angular.

$$V = \omega \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$\omega = V \cdot \frac{2}{Dp}$$

$$\omega = \frac{0,250m \cdot s^{-2}}{0,149} = 3,356rad/s \quad 32,047rpm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \omega$$

$$P = 7,096Nm \cdot 3,356rad/s$$

$$P = 23,817W = 0,032HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,032HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,065HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1375 RPM, y la velocidad de giro requerida en el piñón es de 32 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$Rt = \frac{1375 rpm}{32 rpm} = 42,968$$

La relación de transmisión para la caja reductora debe estar comprendida entre una relación de transmisión comercial comprendida entre 1:40 y 1:50.

El tercer tramo que calcularemos será desde la salida de producto de la maquina multipack de línea 2 desde el punto 2.1 hasta elevar el producto al punto 2.2, ver apéndice A, utilizando el modelo de banda GripTop con un ancho de banda de 110mm:

$$= 7,571m$$

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 37 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0.15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 37 \text{ paquetes} = 5,55 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 7,74 kg/m² (según anexo A) y la longitud estimada es de 15,877 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 7,571m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,117m) \cdot 15,877m$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,110m \cdot 15,877m = 1,746m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{7,74kg}{m^2} \cdot 1,746m^2 = 13,518kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 13,518kg + 5,55kg = 19,068kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum Fy: N \quad (m_{total} \quad g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (19,068kg \quad 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 187,055N$$

Con el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \quad N$$

$$Fr = 0,1 \quad 187,055N = 18,805 N$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum Fx: T \quad Fr = m \quad a$$

$$T = 18,805 N + (19,068kg \quad 0,250m/s^2)$$

$$T = 23,473 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \frac{Dp}{2}$$

$$M = 23,473N \frac{0,117m}{2}$$

$$M = 1,373 Nm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \omega$$

$$P = 1,373 Nm \cdot 4,273 rad/s$$

$$P = 5,867W = 0,008HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,008HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,016HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.

El cuarto tramo que calcularemos será desde el final de la banda GripTop de línea 2 (Inicio de Banda FlapTop punto 2.3) hasta el final de la banda GripTop de línea 1 (Inicio de la banda FlapTop punto 1.3), ver apéndice A, el cual esta ubicadas a una distancia de 17,8 metros de longitud, utilizando el modelo de banda FlapTop con un ancho de banda de 178mm:

$$= 17,8m$$

En esta ocasión el número de paquetes se multiplica por 2, ya que está entrando producto de las 2 maquinas multipack (Línea 2 y Línea 3), ver apéndice A:

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 89 \text{ paquetes} \cdot 2 = 178 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0.15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 178 \text{ paquetes} = 26,7 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 13,8 kg/m² (según anexo A) y la longitud estimada es de 36,42 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 17,8m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,149m) = 36,536 \text{ m}$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,178m \cdot 36,536m = 6,503m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{13,8kg}{m^2} \cdot 6,503m^2 = 89,741kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 89,741kg + 26,7kg = 116,441kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum F_y: N - (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum F_y: N - (116,441 kg \cdot 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 1142,286N$$

En la Tabla 16 se aprecia que el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu N$$

$$Fr = 0,1 \cdot 1142,286N = 114,229 N$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum F_x: T - Fr = m \cdot a$$

$$T = Fr + (m \cdot a)$$

$$T = 114,229N + (116,441kg \cdot 0,250m/s^2)$$

$$T = 143,339 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$M = 143,339N \cdot \frac{0,149m}{2}$$

$$M = 10,679 Nm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 10,679 \text{ Nm } 3,356 \text{ rad/s}$$

$$P = 35,835 \text{ W} = 0,048 \text{ HP}$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,048 \text{ HP}}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,098 \text{ HP}$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.

El quinto tramo que calcularemos será desde la salida de producto de la maquina multipack de línea 1 desde el punto 1.1 hasta elevar el producto al punto 1.2, ver apéndice A, utilizando el modelo de banda GripTop con un ancho de banda de 110mm:

$$= 6,170 \text{ m}$$

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 30 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0.15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 30 \text{ paquetes} = 4,5 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 7,74 kg/m² (según anexo A) y la longitud estimada es de 13,075 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 6,170m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,117m) \cdot 13,075 \text{ m}$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,110m \cdot 13,075m = 1,438m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{7,74kg}{m^2} \cdot 1,438m^2 = 11,132kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 11,132kg + 4,5kg = 15,632kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum Fy: N \quad (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (15,632kg \cdot 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 153,350N$$

Con el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \cdot N$$

$$Fr = 0,1 \cdot 153,350N = 15,335 N$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum Fx: T \quad Fr = m \cdot a$$

$$T = 15,335 N + (15,632kg \cdot 0,250m/s^2)$$

$$T = 19,243 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$M = 19,243 N \frac{0,117m}{2}$$

$$M = 1,126 Nm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \omega$$

$$P = 1,126 Nm \cdot 4,273 rad/s$$

$$P = 4,810W = 0,006HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,006HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,012HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.

El sexto y último tramo que calcularemos será desde el final de la banda GripTop de línea 1 (Inicio de Banda FlapTop punto 2.3) hasta el final del recorrido de la banda transportadora, ver apéndice A, el cual esta ubicadas a una distancia de 8,8 metros de longitud, utilizando el modelo de banda FlapTop con un ancho de banda de 254mm:

$$= 8,8m$$

En esta ocasión el número de paquetes se multiplica por 3, ya que está entrando producto de las 3 máquinas multipack (Línea 1, Línea 2 y Línea 3), ver apéndice A,:

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 44 \text{ paquetes} \quad 3 = 132 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0.15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \quad 132 \text{ paquetes} = 19,8 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 13,8 kg/m² (según anexo A) y la longitud estimada es de 18,536 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 8,8m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,149m) \quad 18,536 \text{ m}$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,254m \quad 18,536m = 4,708m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{13,8kg}{m^2} \quad 4,708m^2 = 64,972kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 64,972kg + 19,8kg = 84,772kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum Fy: N \quad (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (84,772 \text{ kg} \cdot 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 831,617N$$

En la Tabla 16 se aprecia que el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \cdot N$$

$$Fr = 0,1 \cdot 831,617N = 83,1617 N$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum Fx: T \quad Fr = m \cdot a$$

$$T = Fr + (m \cdot a)$$

$$T = 83,1617N + (84,772kg \cdot 0,250m/s^2)$$

$$T = 104,355 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 130,80mm.

$$M = T \cdot \frac{Dp}{2}$$

$$M = 104,355 N \cdot \frac{0,149m}{2}$$

$$M = 7,774Nm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 7,774 Nm \cdot 3,356 rad/s$$

$$P = 26,091 W = 0,035HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,035HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 0,073HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 44) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 0,50 HP y 1375 rpm.

iv) Catenaria y su radio de entrada

En el catalogo de Hoken del modelo 9000, se encuentra indicado de la siguiente manera la distancia vertical y la distancia horizontal de la catenaria tal como se muestra en la Figura 45.

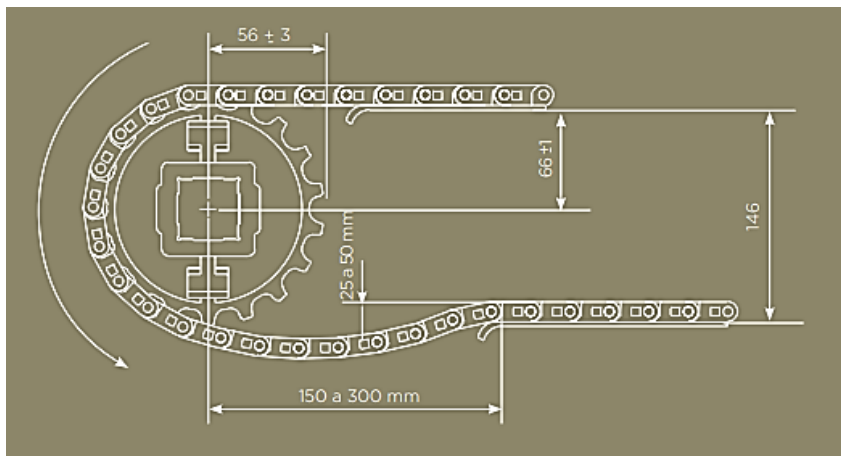


Figura 45: Catenaria para la cadena.

Fuente: Catalogo Hoken Modelo 9000 (2018).

En el catalogo de Hoken del modelo 5000, se encuentra indicado de la siguiente manera la distancia vertical y la distancia horizontal de la catenaria tal como se muestra en la Figura 46.

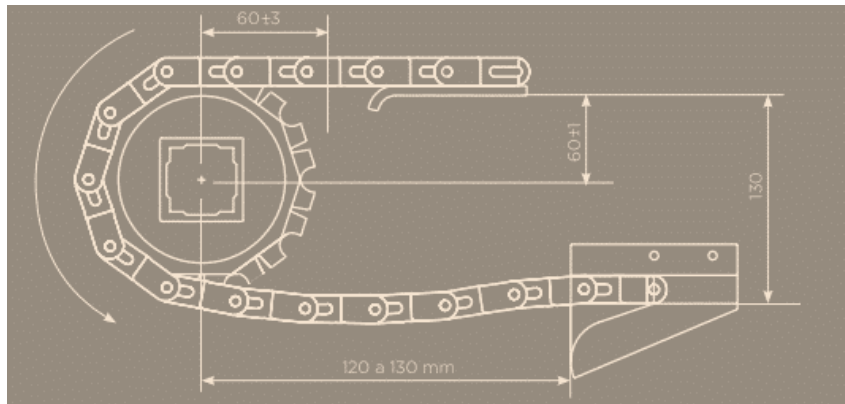


Figura 46: Catenaria para la cadena.

Fuente: Catalogo Hoken Modelo 5000 (2018).

v) Dispositivos de sujeción del eje

Los dispositivos de sujeción son elementos que se colocan en los ejes motriz y conducido para fijar el piñón central. Esto se hace para evitar posibles deslizamientos laterales de la banda modular, como consecuencia de deslizamientos de los piñones sobre el eje. Estos elementos, son provistos en conjunto con la banda modular y sus piñones tal como se muestra en la figura 47.

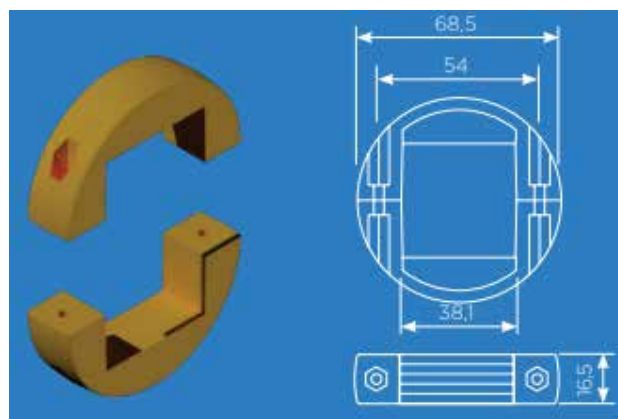


Figura 47: Dispositivos de sujeción del eje.

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018).

vi) Cálculo del eje

El cálculo del eje se centra solo en el conductor, ya que es allí donde existen mayores esfuerzos y es necesario realizarlo porque nos determinará los diámetros del mismo, además de que con dichos diámetros, y las reacciones en los apoyos se podrá calcular los respectivos rodamientos. La longitud del mismo y el diseño propuesto se observa en la Figura 48.

El punto A (20mm) es longitud del extremo libre, el punto C (100mm) es la longitud total del extremo de mando, el punto B (120mm) es la longitud de la sección cuadrada, el punto D es el diámetro de montaje de la corona de mando, L_s es la longitud total del eje, A_e es el ancho del cubo del engranaje, L_{ch} es el largo del chavetera y $\varnothing D$ es el diámetro de montaje de los rodamientos.

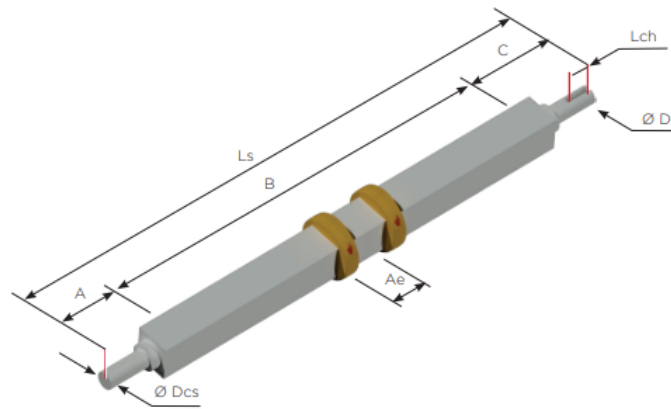


Figura 48: Eje Motriz GripTop.

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018).

Cabe destacar que se tomara en cuenta los valores mayores de las bandas transportadoras FlapTop y GripTop para el diseño de los ejes de cada modelo, ya que con esto sabremos exactamente cual son los diámetros nominales a utilizar y que servirán también a las demás bandas.

Para el caso del eje de la banda GripTop, se puede ver la distribución de las fuerzas (Figura 49), así como también la ubicación de los rodamientos y el piñón.

En el punto A y C se aprecian las reacciones por medio de los rodamientos, en el punto B se encuentra la fuerza tangencial necesaria para poder mover los paquetes (by) y la fuerza ejercida por el peso del piñón (bx). El torque al cual va estar sometido

el eje es el calculado anteriormente de valor $T = 1,637 \text{ Nm}$ y entra por el punto D donde estará acoplado el motorreductor. El material de construcción para el eje será de un acero al carbono AISI 1040 laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Las propiedades mecánicas de este tipo de material se ubican en el anexo E y son $S_y = 290 \text{ MPa}$ y $S_u = 524 \text{ MPa}$.

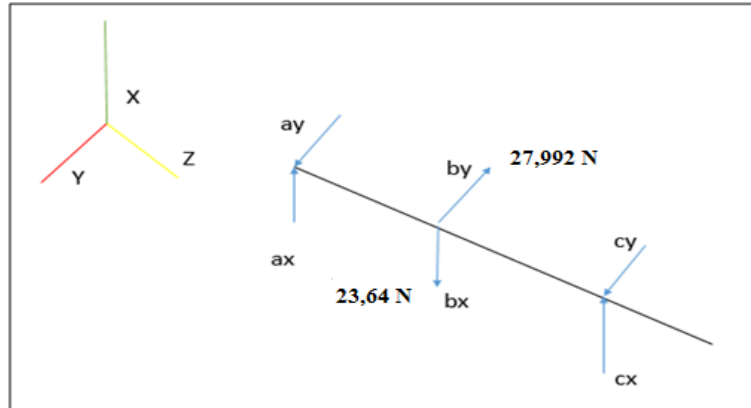


Figura 49: Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Se procede al cálculo de las reacciones haciendo sumatoria de momentos y de fuerzas en los planos x-z y y-z.

Para el plano x-z tenemos:

$$\sum M_{cx}: 0 \quad (ax \cdot 0,14 \text{ m}) + (23,64 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m}) = 0$$

$$ax = \frac{23,64 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m}}{0,14 \text{ m}} = 11,82 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de cx realizando sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fx: 0 \quad ax \quad cx = 23,64 N$$

$$11,82N \quad 23,64N + cx = 0$$

$$cx = 23,64N \quad 11,82N = 11,82N$$

Ahora se procede al cálculo de las reacciones en el plano y-z.

$$\sum Mcy: 0 \quad (ay \quad 0,14m) + (27,992N \quad 0,07m) = 0$$

$$ay = \frac{27,992N \quad 0,07m}{0,14m} = 13,996N = cy \text{ (por simetría)}$$

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 50.

Como el eje va a estar sometido a esfuerzos combinados y a cargas repetidas se tiene que diseñar a resistencia por fatiga, por ende, esta será modificada como se expresa en la ecuación para obtener S_n . A continuación se obtienen los factores que modifican la resistencia a la fatiga: Como la ubicación del transportador no estará sometido a altas temperaturas se tiene que $C_b = 1$. Con S_u y el tipo de fabricación del eje (mecanizado) se entra a la Figura 26 y se obtiene un $C_s = 0,88$. El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se entra en la Tabla 9, y con la ecuación 53 se obtiene un valor de $C_r = 0,7188$. El valor de $C_o = 1,3$ (acero laminado). Y por último, $S'_n = 0,5 * S_u$; arrojando un valor de 262 MPa. Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de S_n .

$$S_n = 1 \quad 0,88 \quad 0,7188 \quad 1,3 \quad 262 = 215,444 MPa$$

Ahora se determinan los diámetros correspondientes con la geometría planteada en la Figura 51. Con respecto al punto C, debido a que es el extremo libre del eje, no hay

momento de flexión en C. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el τ_{adm} , ecuación 51, con S_y y un factor de seguridad N igual a 3, de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} = \frac{0,577 \cdot 290}{3} = 55,777 \text{ MPa}$$

τ_{adm} , se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando D , la ecuación queda de la siguiente manera:

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,637 \text{ Nm}}{\pi \cdot 55,777 \text{ MPa}}} = 0,5301 \text{ cm} = 5,307 \text{ mm}$$

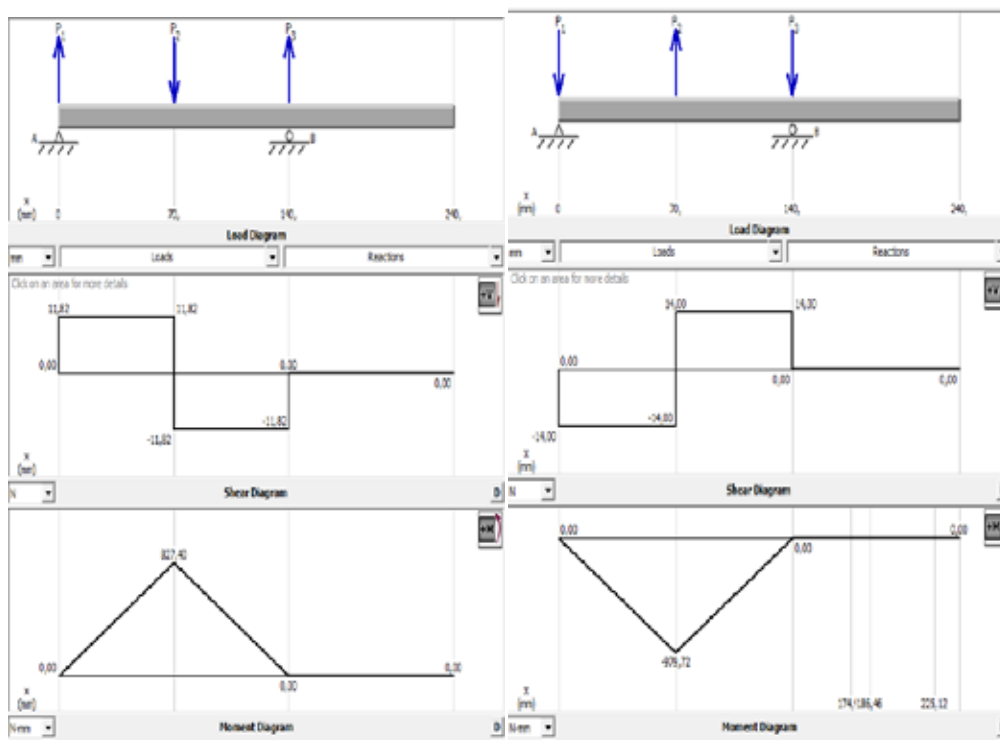


Figura 50: Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.

Fuente: Lo Piparo (2018).

En el punto B, donde está ubicado el piñón, es donde se encuentra el momento flector máximo, por consiguiente, se utiliza la ecuación 54 para obtener el diámetro en ese punto. El $K_t = 1,6$; porque el piñón se ensamblará con el eje mediante una cuña de corredera.

El momento flector será la sumatoria de los momentos máximos tanto en el plano x-z como en el plano y-z, por consiguiente:

$$M_{fb} = \sqrt{(M_{bx})^2 + (M_{by})^2} = \sqrt{(979,72\text{Nmm})^2 + (827,40\text{Nmm})^2}$$

$$M_{fb} = 1282,358\text{Nmm} = 1,282358\text{Nm}$$

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right)^3 \sqrt{\left(\frac{1,6 \cdot 1,282358\text{Nm}}{215,44\text{MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{1,637\text{Nm}}{290\text{MPa}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 6,8958 \times 10^{-3}\text{m} = 6,89\text{mm}$$

El punto A es el asiento del cojinete A, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos x - z e y - z, la fuerza de corte es:

$$P_a = \sqrt{(a_x)^2 + (a_y)^2}$$

$$P_a = \sqrt{(11,82\text{N})^2 + (14\text{N})^2} = 18,322\text{N}.$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es $\tau_{adm} = \frac{4Pd}{\pi D^2}$ por lo que el diámetro en A, vendrá dado por:

$$D_a = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18,322N}{\pi \cdot 55,777 MPa}} = 0,646mm$$

Esto es muy pequeño si se compara con los demás diámetros que se han calculado y, por lo regular, así será. En realidad, el diámetro en A se diseñara mucho más grande que este valor calculado debido al tamaño del cojinete razonable para que soporte la carga radial de 18,322N.

Para el caso del eje de la banda FlapTop, se puede ver la distribución de las fuerzas (Figura 52), así como también la ubicación de los rodamientos y el piñón. Las longitudes del eje se podrán apreciar en la (figura 51):

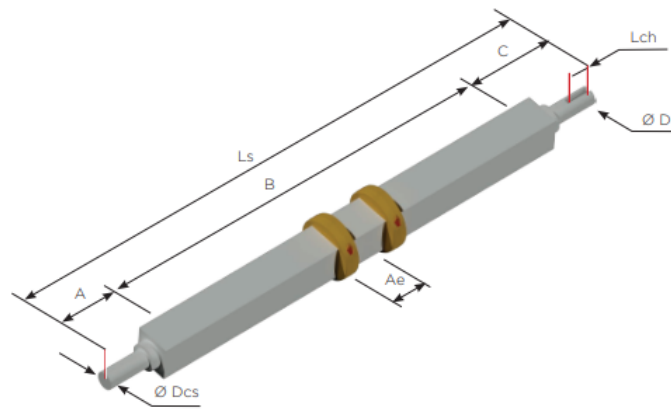


Figura 51: Eje Motriz FlapTop.

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018).

El punto A (20mm) es la longitud del extremo libre, el punto C (100mm) es la longitud total del extremo de mando, el punto B (220mm) es la longitud de la sección

cuadrada, el punto D es el diámetro de montaje de la corona de mando, L_s es la longitud total del eje, A_e es el ancho del cubo del engranaje, L_{ch} es el largo del chavetera y D_{cs} es el diámetro de montaje de los rodamientos. Cabe destacar que se tomara en cuenta los valores mayores de las bandas transportadoras FlapTop y GripTop para el diseño de los ejes de cada modelo, ya que con esto sabremos exactamente cual son los diámetros nominales a utilizar y que servirán también a las demás bandas.

Tomando en cuenta los valores de la banda de línea dos, ya que en esta es donde se encuentra los valores más altos de las fuerzas que ejercerán sobre el eje motriz.

En el punto A y D se aprecian las reacciones por medio de los rodamientos, en el punto B y C se encuentra la fuerza tangencial necesaria para poder mover los paquetes (b_y y c_y) y la fuerza ejercida por el peso del piñón (b_x y c_x). El torque al cual va estar sometido el eje es el calculado anteriormente de valor $T = 10,679 \text{ Nm}$ y entra por el punto E donde estará acoplado el motorreductor.

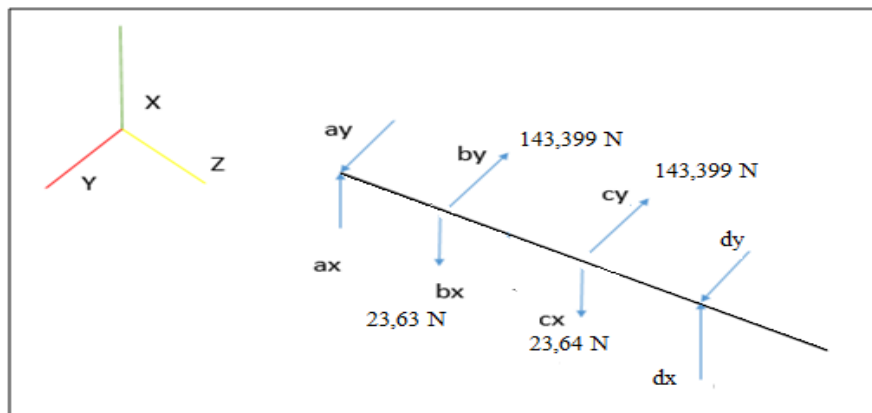


Figura 52: Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje.

Fuente: Lo Piparo (2018).

El material de construcción para el eje será de un acero al carbono AISI 1040 laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Las propiedades mecánicas de este tipo de material se ubican en el anexo E y son $S_y = 290 \text{ MPa}$ y $S_u = 524 \text{ MPa}$.

Se procede al cálculo de las reacciones haciendo sumatoria de momentos y de fuerzas en los planos x-z y y-z.

Para el plano x-z tenemos:

$$\sum Mdx: 0 \quad (ax \ 0,24 \ m) + (23,64 \ N \ 0,16 \ m) + (23,64 \ N \ 0,08 \ m) = 0$$

$$ax = \frac{(23,64 \ N \ 0,14 \ m) + (23,64 \ N \ 0,07 \ m)}{0,21 \ m} = 23,64 \ N$$

Se procede al cálculo de cx realizando sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fx: 0 \quad ax \quad dx = 23,64 \ N + 23,64 \ N$$

$$23,64 \ N + 23,64 \quad 23,64 \ N + dx = 0$$

$$dx = 23,64 \ N$$

Ahora se procede al cálculo de las reacciones en el plano y-z.

$$\sum Mdy: 0 \quad (ay \ 0,24 \ m) + (143,339 \ N \ 0,16 \ m) + (143,339 \ N \ 0,08 \ m) = 0$$

$$ay = \frac{(143,339 \ N \ 0,14 \ m) + (143,339 \ N \ 0,07 \ m)}{0,21 \ m} = 143,339 \ N$$

$= cy \ (por \ simetría)$

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 53.

Como el eje va a estar sometido a esfuerzos combinados y a cargas repetidas se tiene que diseñar a resistencia por fatiga, por ende, esta será modificada como se expresa en la ecuación para obtener S_n . A continuación se obtienen los factores que modifican la resistencia a la fatiga: Como la ubicación del transportador no estará sometido a altas temperaturas se tiene que $C_b = 1$. Con S_u y el tipo de fabricación del eje (mecanizado) se entra a la Figura 26 y se obtiene un $C_s = 0,88$. El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se entra en la Tabla 9, y con la ecuación 53 se obtiene un valor de $C_r = 0,7188$. El valor de $C_o = 1,3$ (acero laminado). Y por último, $S'_n = 0,5 * S_u$; arrojando un valor de 262 MPa. Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de S_n .

$$S_n = 1 \cdot 0,88 \cdot 0,7188 \cdot 1,3 \cdot 262 = 215,444 \text{ MPa}$$

Ahora se determinan los diámetros correspondientes con la geometría planteada en la Figura 51. Con respecto al punto D, debido a que es el extremo libre del eje, no hay momento de flexión en D. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el τ_{adm} , ecuación 51, con S_y y un factor de seguridad N igual a 3, de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} = \frac{0,577 \cdot 290}{3} = 55,777 \text{ MPa}$$

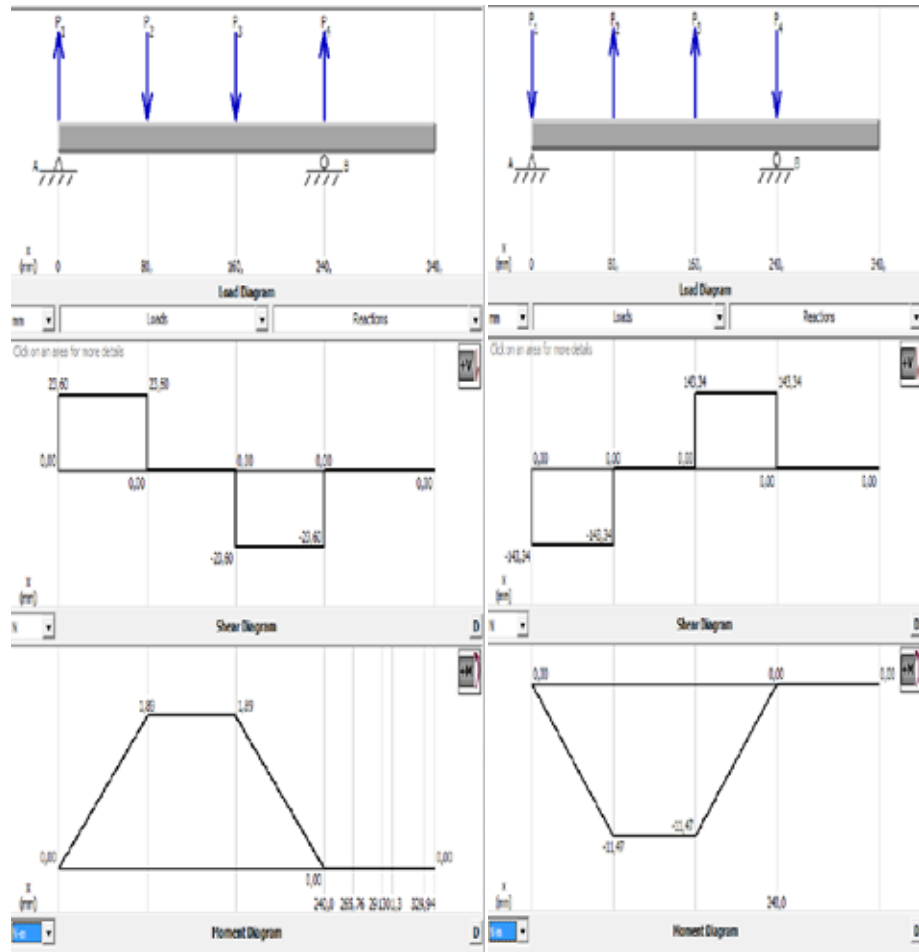


Figura 53: Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.

Fuente: Lo Piparo (2018).

adm, se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando D, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$Dd = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10,679 \text{ Nm}}{\pi \cdot 55,777 \text{ MPa}}} = 9,916 \times 10^{-3} \text{ m} = 9,916 \text{ mm}$$

En el punto B y C, donde están ubicados los piñones, es donde se encuentra el momento flector máximo, por consiguiente, se utiliza la ecuación 54 para obtener el diámetro en ese punto. El $K_t = 1,6$; porque el piñón se ensamblará con el eje mediante una cuña de corredera.

El momento flector será la sumatoria de los momentos máximos tanto en el plano x-z como en el plano y-z, por consiguiente:

$$M_{fb} = \sqrt{(M_{bx})^2 + (M_{by})^2} = \sqrt{(1,89Nm)^2 + (11,47Nm)^2}$$

$$M_{fb} = 11,625Nm$$

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right)^3 \sqrt{\left(\frac{1,6 \cdot 11,625Nm}{215,44MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{10,679Nm}{290MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 0,0141m = 14,115mm$$

El punto A es el asiento del cojinete A, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos x - z e y - z, la fuerza de corte es:

$$P_a = \sqrt{(ax)^2 + (ay)^2}$$

$$P_a = \sqrt{(23,60N)^2 + (143,34N)^2} = 145,2698N.$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es $\tau_{adm} = \frac{4Pd}{\pi D^2}$ por lo que el diámetro en A, vendrá dado por:

$$D_a = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 145,2698N}{\pi \cdot 55,777 MPa}} = 1,821mm$$

Esto es muy pequeño si se compara con los demás diámetros que se han calculado y, por lo regular, así será. En realidad, el diámetro en A se diseñara mucho más grande que este valor calculado debido al tamaño del cojinete razonable para que soporte la carga radial de 145,2698N.

vii) Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento se necesita determinar la capacidad básica de carga presente en el apoyo del cojinete en la banda GripTop y FlapTop, se calcula mediante la ecuación 56 y la carga de diseño será la sumatoria de las reacciones en kg. Antes de realizar el cálculo se hace una comparación entre rodamientos mediante la Tabla 13 para obtener el más adecuado; seleccionando uno de bola de hilera única para los puntos A y C del eje, para el caso de la banda GripTop.

Se calcula L_d (Número de revoluciones de diseño) mediante la ecuación 57, tomando de la Tabla 14 una vida útil de 100.000 horas, ya que el transportador puede trabajar los tres turnos de producción las 24 horas del día.

$$L_d = 100000 \cdot 40,804 \cdot 60(\text{min}) = 244824000 \text{ rev}$$

$F_d = 18,322 N = 1,8676 \text{ kg}$ tanto en A como en C por la simetría, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

$$C = 1,8676 \left(\frac{244824000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 11,683 \text{ kg} = 0,1146KN$$

Con esta carga se va al catálogo SKF, para A como el diámetro obtenido fue muy pequeño, se opta por tomar un diámetro mayor y estándar, el elegido será de 12mm, por consiguiente el rodamiento seleccionado será un 61801. Para el punto C, se redondea el diámetro a uno estándar del catálogo (15mm), por lo tanto el rodamiento seleccionado es un 61802. Toda la información de los rodamientos seleccionados se ubica en el anexo F.

Ya con lo antes expuesto, el eje conductor para el transportador queda de la manera siguiente (Figura 54):

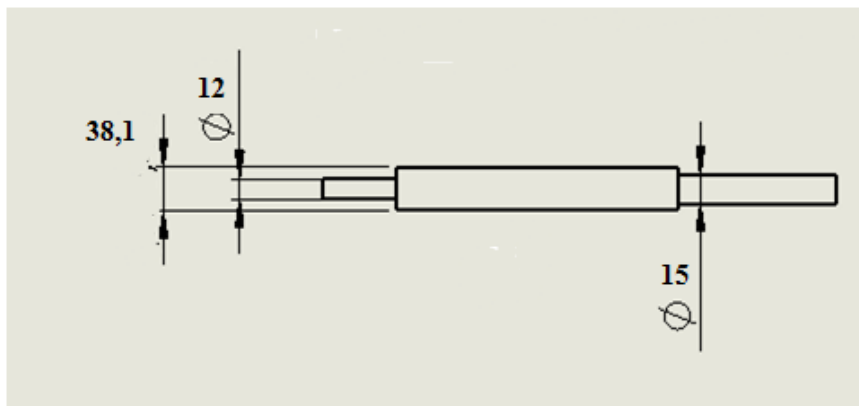


Figura 54: Diseño final del eje conductor.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Para el caso de la banda FlapTop se ha seleccionado uno de bola de hilera única para los puntos A y D del eje, se procede a realizar los cálculos de igual manera como la GripTop:

$$Ld = 100000 \cdot 32,047 \cdot 60(\text{min}) = 192282000 \text{ rev}$$

$F_d = 145,2698 \text{ N} = 14,8083 \text{ kg}$ tanto en A como en D por la simetría, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

$$C = 14,808 \left(\frac{192282000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 85,321 \text{ kg} = 0,8369 \text{ KN}$$

Con esta carga se va al catálogo SKF, para A como el diámetro obtenido fue muy pequeño, se opta por tomar un diámetro mayor y estándar, el elegido será de 17mm, el cual también servirá para el punto D, por consiguiente el rodamiento seleccionado será un 61803. Toda la información de los rodamientos seleccionados se ubican en el anexo F.

Ya con lo antes expuesto, el eje conductor para el transportador queda de la manera siguiente (Figura 55):

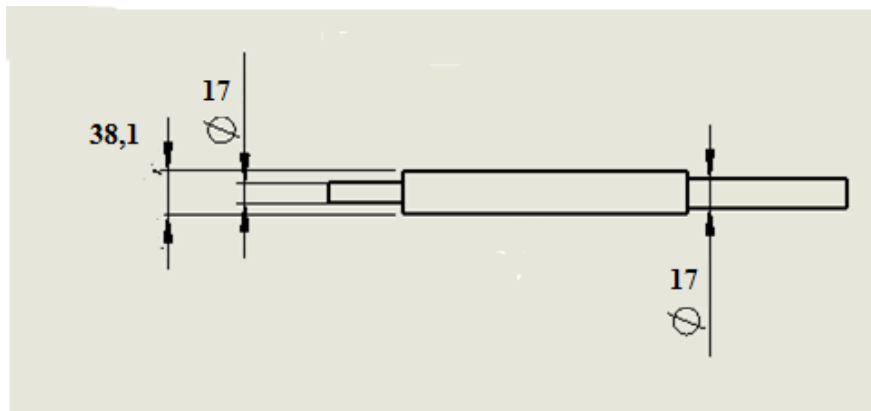


Figura 55: Diseño final del eje conductor.

Fuente: Lo Piparo (2018).

viii) Chaveta

Utilizando las indicaciones de REXNORD (ver Tabla 14) se obtuvieron las especificaciones de la chaveta del eje (Figura 56), para el caso de la banda GripTop:

Diámetro del eje = 15mm

Materia (Acero AISI 1040)

Sy = 42KPSI

Se selecciono una chaveta de 5/16" de ancho y 5/16" de alto

$$L = \frac{4TN}{DwSy} = \frac{4 \left(\frac{29,208Lbf}{Pulg} \right) (3)}{(1,5'') \left(\frac{5}{16''} \right) (42000Kpsi)} = 0,0178pulg$$

$$T = \frac{(63025) (0,019HP)}{(41RPM)} = 29,208Lbf/pulg$$

Esta longitud está muy por debajo del espesor o el ancho de la masa o del engrane. Es permitente mantener el cuñero libre de las ranuras para anillos de sujeción. Por tanto, la longitud de la cuña se especifica en 1,50pulg. En resumen la cuña presenta las características siguientes:

Material: Acero AISI 1040. Espesor: 5/16", Altura: 5/16" y longitud: 1,5"

Tabla 18: Indicaciones de REXNORD para chavetas.

English:

| KEYWAY | | | | |
|--------------------|---------------|----------------|---------------------|---------------|
| Shaft Diameter | Key Width (w) | Key Height (h) | Keyseat Depth (h/2) | Setscrew Size |
| > 9/16" to 7/8" | 3/16" | 3/16" | 3/32" | 1/4-20 |
| > 7/8" to 1-1/4" | 1/4" | 1/4" | 1/8" | 3/8-16 |
| > 1-1/4" to 1-3/8" | 5/16" | 5/16" | 5/32" | 3/8-16 |
| > 1-3/8" to 1-3/4" | 3/8" | 3/8" | 3/16" | 3/8-16 |
| > 1-3/4" to 2-1/4" | 1/2" | 1/2" | 1/4" | 1/2-13 |
| > 2-1/4" to 2-3/4" | 5/8" | 5/8" | 5/16" | 1/2-13 |

Metric:

| Shaft Diameter | Key Width (w) | Key Height (h) | Keyseat Depth (h/2) | Setscrew Size |
|----------------|---------------|----------------|---------------------|---------------|
| > 22mm to 30mm | 8mm | 7mm | 3.5mm | M6 x 1 |
| > 30mm to 38mm | 10mm | 8mm | 4mm | M8 x 1.25 |
| > 38mm to 44mm | 12mm | 8mm | 4mm | M10 x 1.5 |
| > 44mm to 50mm | 14mm | 9mm | 4.5mm | M10 x 1.5 |
| > 50mm to 58mm | 16mm | 10mm | 5mm | M12 x 1.75 |
| > 58mm to 65mm | 18mm | 11mm | 5.5mm | M12 x 1.75 |

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2018).

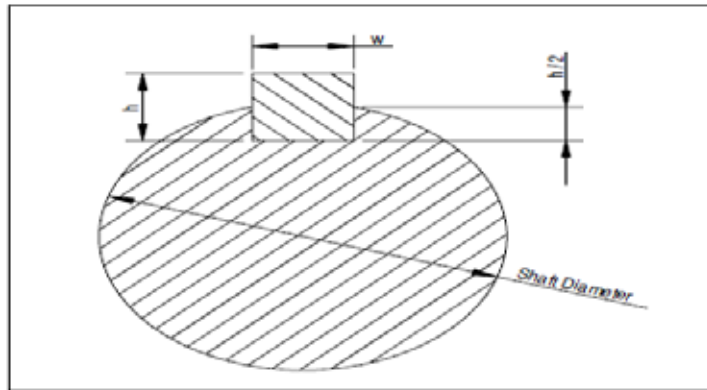


Figura 56: Especificaciones de la chaveta del eje.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2018).

Utilizando las indicaciones de REXNORD (ver Tabla 14) se obtuvieron las especificaciones de la chaveta del eje (Figura 56), para el caso de la banda FlapTop:

Diámetro del eje = 17mm

Materia (Acero AISI 1040)

$S_y = 42\text{KPSI}$

Se selecciono una chaveta de 5/16" de ancho y 5/16" de alto

$$L = \frac{4TN}{DwS_y} = \frac{4 \left(\frac{193,014\text{Lbf}}{\text{Pulg}} \right) (3)}{(1,5'') \left(\frac{5}{16''} \right) (42000\text{Kpsi})} = 0,1176\text{pulg}$$

$$T = \frac{(63025) (0,098\text{HP})}{(32\text{RPM})} = 193,014\text{Lbf/pulg}$$

Esta longitud está por debajo del espesor o el ancho de la masa o del engrane. Es permitiente mantener el cuñero libre de las ranuras para anillos de sujeción. Por tanto, la longitud de la cuña se especifica en 1,50pulg. En resumen la cuña presenta las características siguientes:

Material: Acero AISI 1040. Espesor: 5/16", Altura: 5/16" y longitud: 1,5"

ix) Base del transportador

La base del transportador se debe diseñar de tal manera que pueda soportar el peso del mismo, además del ejercido por las guías laterales, para el caso del transportador de línea 3, que es el primer tramo que va desde el final de la banda GripTop de línea 3 (Inicio de Banda FlapTop punto 3.3), ver apéndice A, hasta el punto 2.2 que es el final de la banda FlapTop, el peso de las guías laterales es de 565,2 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Inventor, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los paquetes, calculados anteriormente (77,382 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 642,582 kg, equivalentes a 6303,729 N. Ya que el transportador mide 17,8m, si se utilizan 6 bases, se divide esta carga también en 12, de manera equitativa, quedando un peso equivalente por base de 630,370 N.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 58 y 59.

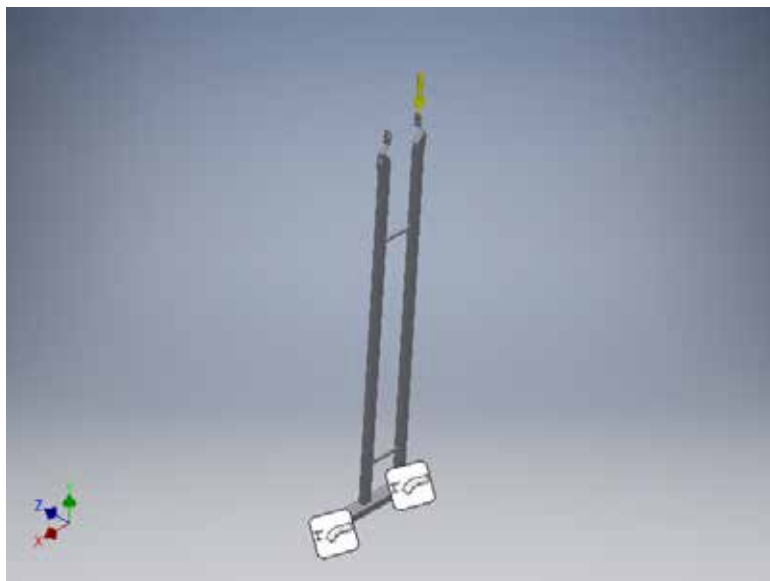


Figura 57: Base de transportador línea 3-2.

Fuente: Lo Piparo (2018).

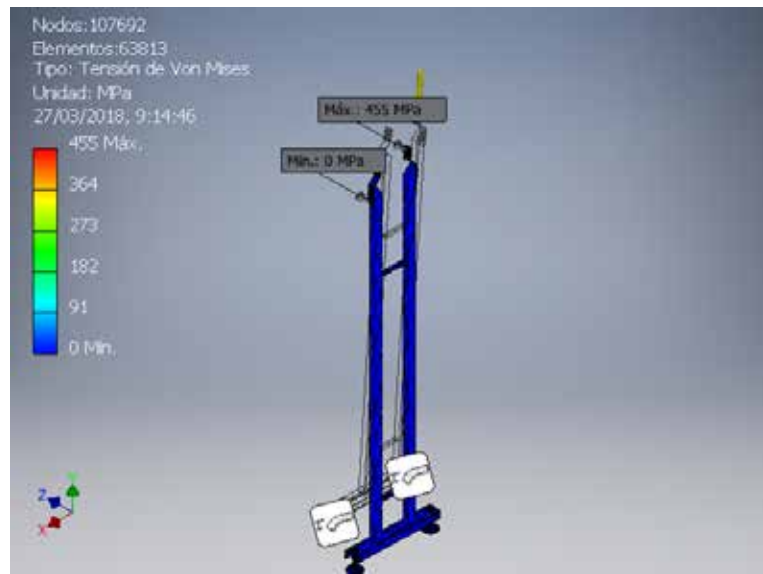


Figura 58: Análisis de Von Mises en la base.

Fuente: Lo Piparo (2018).

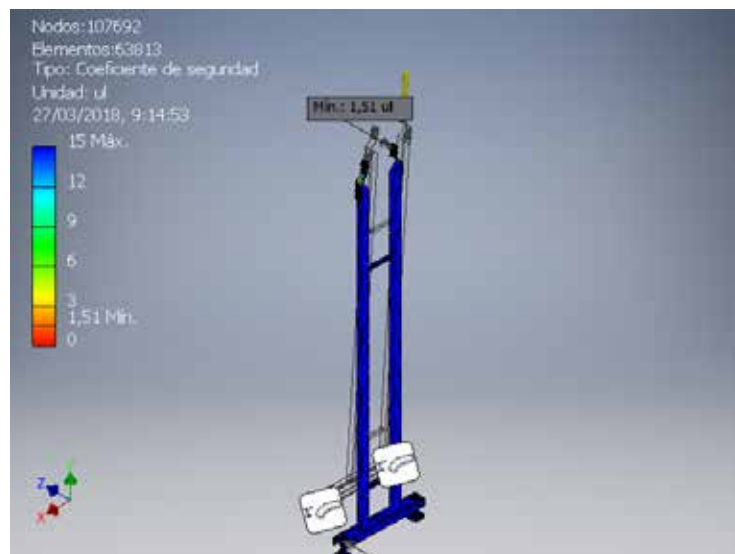


Figura 59: Análisis del coeficiente de seguridad.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 6, brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 60. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.

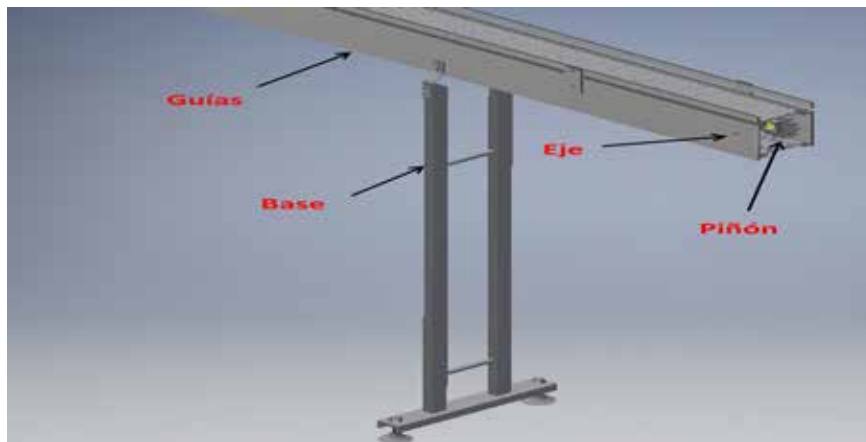


Figura 60: Diseño final del transportador Línea 3-2.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Para el caso del transportador de línea 2, que es el último tramo que va desde el final de la banda GripTop de línea 2 (Inicio de Banda FlapTop punto 2.3), ver apéndice A, hasta el punto 1.2 que es el final de la banda FlapTop, el peso de las guías laterales es de 565,2 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Inventor, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los paquetes, calculados anteriormente (116,441 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 681,641 kg, equivalentes a 6686,898 N. Ya que el transportador mide 17,8m, si se utilizan 6 bases, se divide esta carga también en 12, de manera equitativa, quedando un peso equivalente por base de 557,241 N.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 62 y 63.



Figura 61: Base de transportador línea 2-1.

Fuente: Lo Piparo (2018).

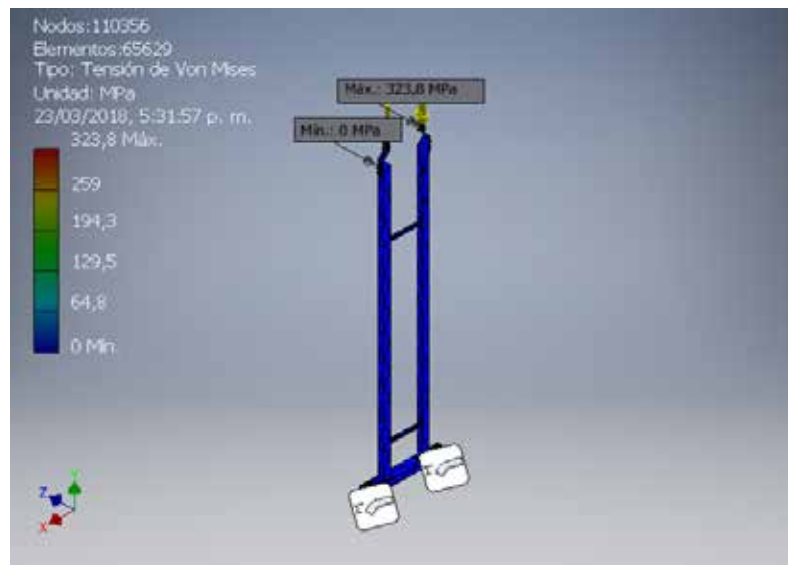


Figura 62: Análisis de Von Mises en la base.

Fuente: Lo Piparo (2018).

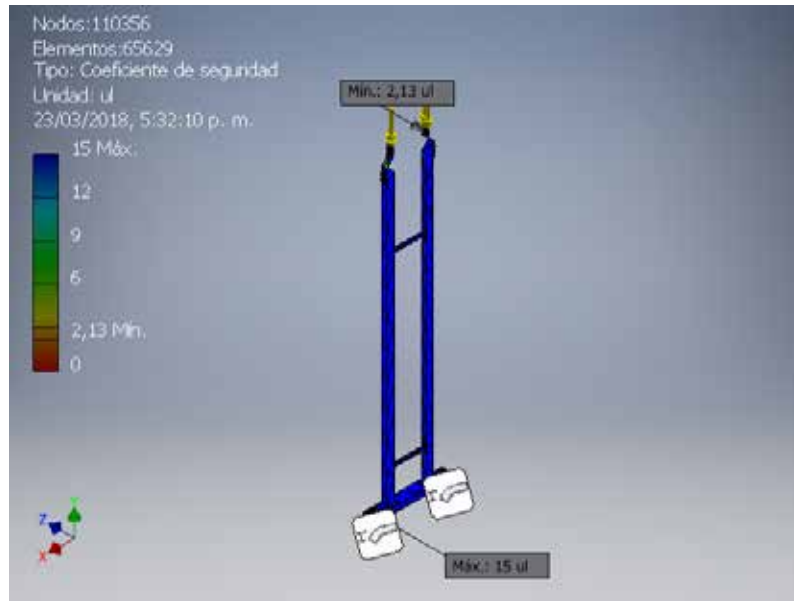


Figura 63: Análisis del coeficiente de seguridad.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 6, brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 64. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.

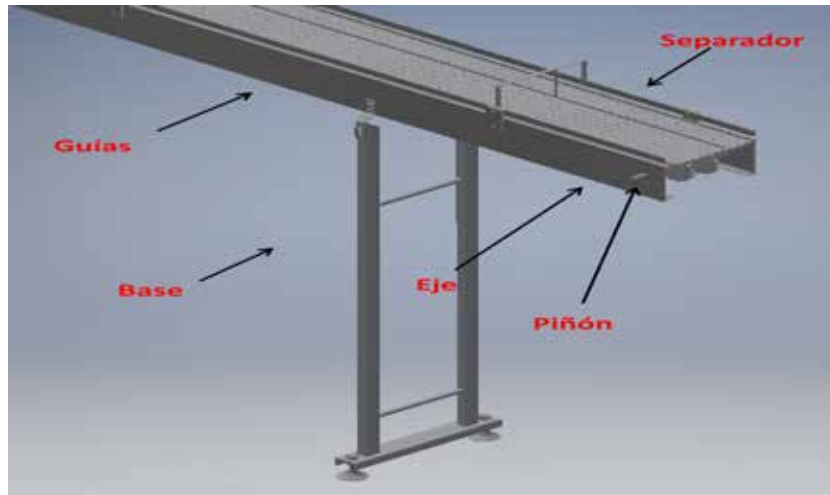


Figura 64: Diseño final del transportador Línea 2-1.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Para el caso del transportador de línea 1, que es el último tramo que va desde el final de la banda GripTop de línea 1 (Inicio de Banda FlapTop punto 1.3), ver apéndice A, hasta el final del recorrido de la banda transportadora, el peso de las guías laterales es de 141,3 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Inventor, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los paquetes, calculados anteriormente (84,772 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 226,072 kg, equivalentes a 2217,766 N. Ya que el transportador mide 8,8m, si se utilizan 4 bases, se divide esta carga también en 6, de manera equitativa, quedando un peso equivalente por base de 369, 616 N.

El diseño consiste en un tubo estructural base de 500 milímetros de longitud, en una estructura de dos tubos paralelos acoplada a esa base, así como también dos planchas, que van apernadas a estos dos tubos, que sostendrán las guías laterales, todo hecho en acero AISI 1040. La base se observa en la Figura 65.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 66 y 67.



Figura 65: Base de transportador línea 1-final.

Fuente: Lo Piparo (2018).

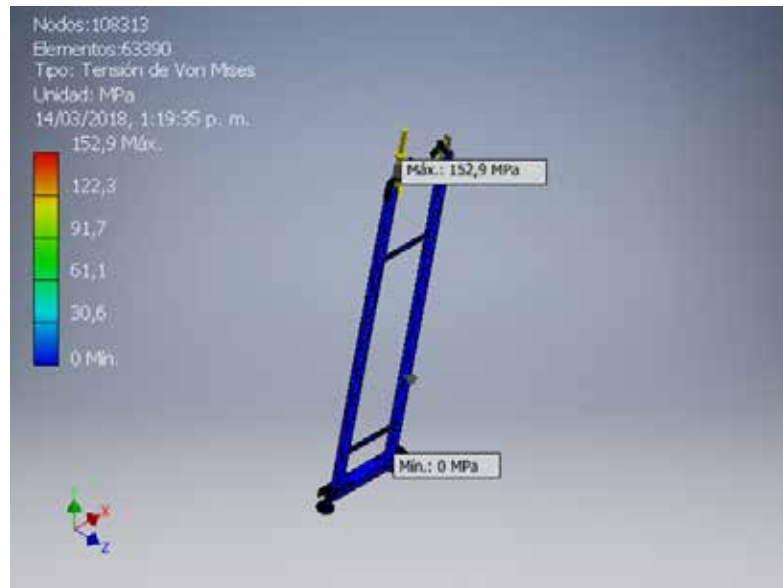


Figura 66: Análisis de Von Mises en la base.

Fuente: Lo Piparo (2018).

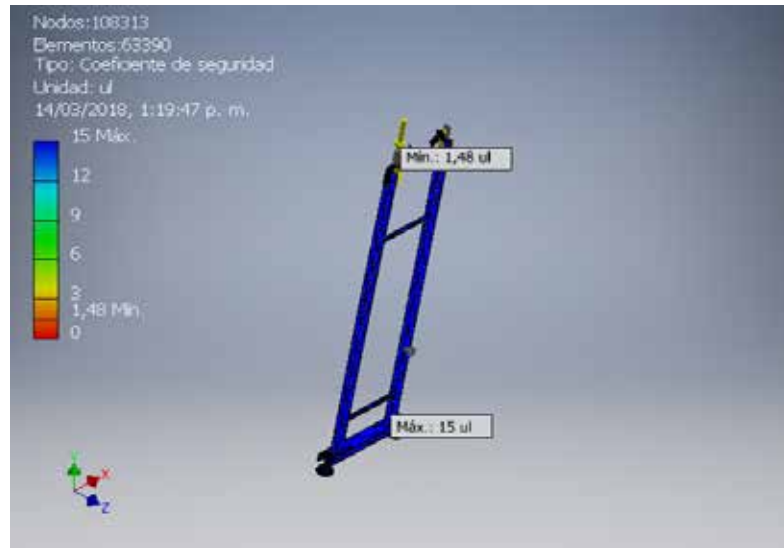


Figura 67: Análisis del coeficiente de seguridad.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 6, brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 68. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.

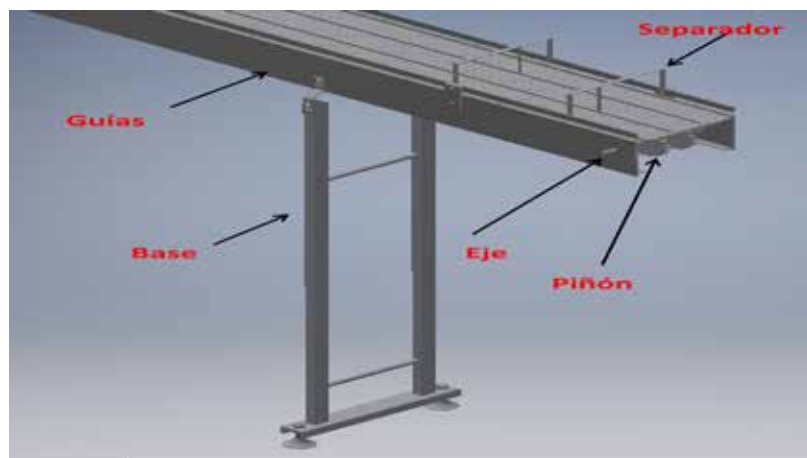


Figura 68: Diseño final del transportador Línea 1-Final.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Para el caso del transportador de la banda GripTop, que es desde la salida del paquete de la maquina multipack hasta elevar el producto a 2.1 metros, el peso de las guías laterales es de 282,6 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Inventor, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los paquetes, calculados anteriormente (22,739 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 305,339 kg, equivalentes a 2995,375 N. Ya que el transportador mide 8,8m, si se utilizan 6 bases, se divide esta carga también en 6, de manera equitativa, quedando un peso equivalente por base de 748,843 N.

El diseño consiste en un tubo estructural base de 500 milímetros de longitud, en una estructura de dos tubos paralelos acoplada a esa base, así como también dos planchas, que van apernadas a estos dos tubos, que sostendrán las guías laterales, todo hecho en acero AISI 1040. La base se observa en la Figura 69.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 70 y 71.



Figura 69: Base de transportador banda GripTop.

Fuente: Lo Piparo (2018).

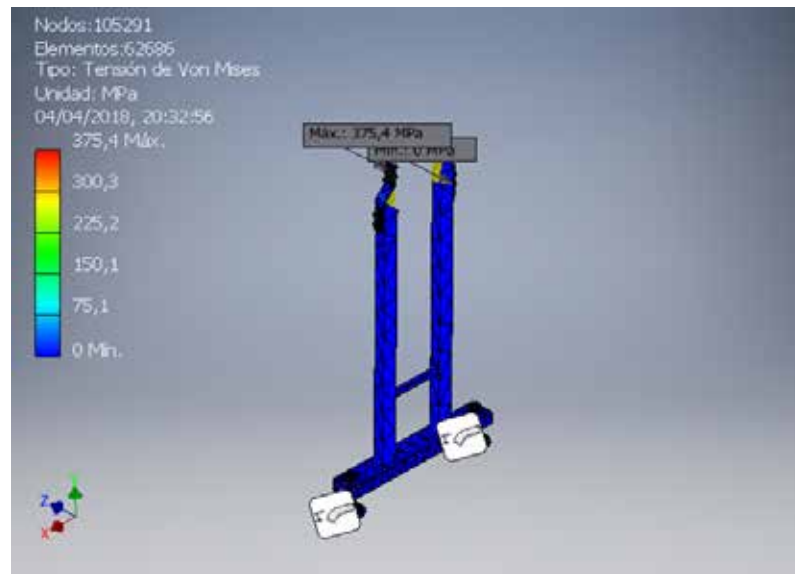


Figura 70: Análisis de Von Mises en la base.

Fuente: Lo Piparo (2018).

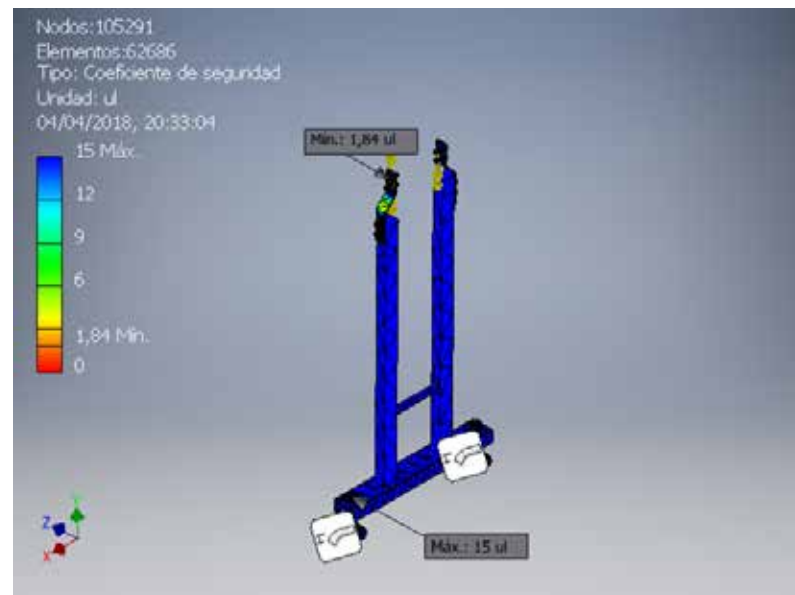


Figura 71: Análisis del coeficiente de seguridad.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 6, brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 72. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.



Figura 72: Diseño final de transportador Línea 1 Banda GripTop.

Fuente: Lo Piparo (2018).

En la figura 72, se puede observar la banda modular GripTop donde saldrá el producto de la maquina Multipack, puntos (1.1, 1.2, 1.3), para mejor entendimiento ver apéndice A, para caer directamente sobre la banda para luego ser elevado y transportado hacia la siguiente banda punto (1.2, 2.2, 2.3).

En la siguiente figura 74, se puede observar la entrada de galletas de línea 2 de la banda GripTop, hacia la banda FlapTop que va desde el punto 2.3 a 3.2, para mejor entendimiento ver apéndice A. Al mismo tiempo se puede observar la entrada de producto de la banda FlapTop de línea 3, hacia la banda FlapTop 2.3, para ser transportado al punto 3.2.

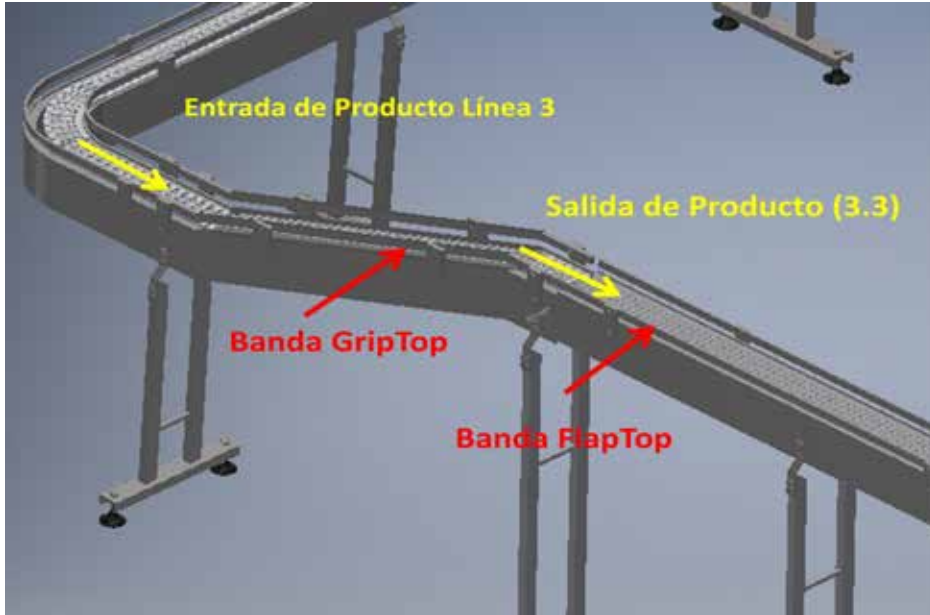


Figura 73: Diseño final del transportador línea 3.

Fuente: Lo Piparo (2018).



Figura 74: Diseño final del transportador línea 3-2.

Fuente: Lo Piparo (2018).

4.3.3 Propuesta de mecanismo de bulto para paquetes de galletas Maria

Este mecanismo resulta de mucha importancia, ya que será el encargado de elevar los niveles de producción en la línea. Con el objetivo de seleccionar el mejor mecanismo posible, se implementó un método de generación de soluciones y de descarte que siguiera los lineamientos de la empresa en función de la situación problemática descrita.

4.3.4. Función principal

La principal característica del mecanismo es introducir los paquetes de galleta directamente a la maquina termoencogible, para poder obtener el bulto y realizar el paletizado y posterior almacenamiento.

4.3.5. Propuestas de mecanismo

Para la selección del mecanismo fueron generadas tres posibles soluciones con el fin de tener una mejor perspectiva de lo que se quería lograr.

4.3.5.1. Propuesta de soluciones para el mecanismo de empacado

- **Propuesta 1:** Mecanismos con Cilindros Neumáticos

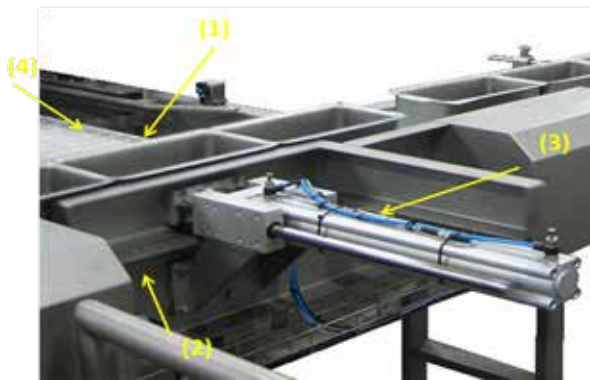


Figura 75: Propuesta 1 de mecanismo de bulto.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Los paquetes de galletas (1), entran por la cinta transportador (2), y son empujados por el cilindro neumático (3), hacia la banda de la termoencogible (4).

- **Propuesta 2:** Mecanismo de Colocación Automática

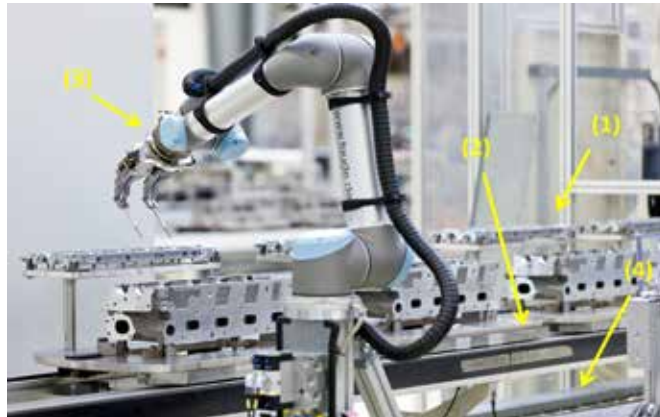


Figura 76: Propuesta 2 de mecanismo de bulto.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Los paquetes de galletas (1), entran por la banda de producción (2), el seleccionador (3) tomara un paquete (1) para colocarlo sobre la banda de la maquina termoencogible (4).

- **Propuesta 3:** Mecanismo de Brazo Robotizado



Figura 77: Propuesta 3 de mecanismo de bulto.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Los paquetes de galletas (1) entran por el transportador de entrada (2) hacia el VMZ (3) para luego de cargar 6 paquetes desplazarlos hasta la posición (4) debajo del brazo robotizado (5) que los tomara y los colocara sobre la banda transportadora de la maquina termoencogible (6).

4.3.6. Selección de la mejor solución

A continuación, se establecieron los diferentes inconvenientes que presentan la implementación de dos de las propuestas y la factibilidad de una de las mismas.

- **Propuesta 1**

Una propuesta con expectativas de cumplir el requerimiento de introducir los paquetes directamente en la maquina termoencogible. Un sistema neumático conformado por cilindros neumáticos que empujaran directamente 6 paquetes de galletas sobre la banda de la maquina termoencogible. Sin embargo este sistema se ve limitado, ya que solo podría colocar 6 paquetes sobre la banda transportadora de la maquina termoencogible y no los 12, (6 paquetes abajo y 6 en la parte superior), como normalmente es el bulto, que es la presentación comercial de la empresa.

- **Propuesta 2**

Este es un mecanismo que garantiza un ordenamiento y una entrada neta de paquetes rápida para no tener una acumulación de producto. Mediante un sistema neumático direccionales de paquetes el cual entraran de forma ordenada y rápida. Sin embargo al igual que la propuesta anterior se vería limitado al no poder colocar los 6 paquetes encima de los primeros, a pesar de ser una propuesta con altas expectativas y rendimiento.

- **Propuesta 3**

Siendo esta la propuesta más competente resultante del descarte anteriormente realizado, es la que cumple con los parámetros que las demás propuestas no.

Posee las ventajas de ser un sistema limpio ya que utiliza la neumática como fuente de generación de potencia, aprovechando las instalaciones neumáticas ya instaladas en la empresa. No hay conflictos con la colocación ordenada y adecuada de los paquetes que irían uno encima de los otros para entrar en la maquina termoencogible. Así como también tendría un alto desempeño y rendimiento con respecto a la producción, el cual no permitiría la acumulación de producto debido a lo anteriormente mencionado.

4.3.7. Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación

La propuesta seleccionada está conformada por un brazo robotizado, el cual funciona a través de un sistema neumático, el cual se encargara de sujetar, movilizar y colocar los paquetes de galleta de forma rápida y ordenada garantizando un alto rendimiento en la producción diaria. La implementación de este mecanismo tiene como objetivo principal, aumentar y mantener una producción constante a lo largo de los turnos de trabajo, obteniendo beneficios monetarios, debido a mayores ganancias. Y no solo gana la empresa, gana el trabajador también ya que su salud laboral no se verá afectada, debido a que lo único que hará verificar el correcto funcionamiento del brazo robotizado. Con respecto a la entrada de paquetes a la maquina termoencogible, como anteriormente habíamos mencionado, la línea de producción cuenta con 3 maquinas multipack que sacan, en máxima velocidad, 75 paquetes por minuto por maquina, el cual nos daría 225 paquetes por minutos el cual el brazo robotizado recibirá.

4.3.8. Selección del tipo de brazo robotizado

El mecanismo del brazo robotizado fue seleccionado por una empresa que fabrica maquinas termoencogible y que proporciona sistemas robotizados automatizadas de gran rendimiento para este tipo de equipos. IFP es una empresa que diseña, fabrica y suministra maquinas de embalaje automático, en donde ellos ofrecen un zócalo robótico para el envasado a alta velocidad de paquetes de flujo, en un paquete que contiene película retráctil.

4.3.9. Descripción de funcionamiento del mecanismo de brazo robotizado

El funcionamiento del mecanismo de brazo robotizado explicado de forma sencilla, es básicamente un brazo mecánico que contiene unos succionadores neumáticos en la parte inferior de la articulación, el cual se encarga de sujetar los paquetes de galletas que ingresen desde el sistema de transportación previamente diseñado. Este se encargara de sujetar 6 paquetes de galletas el cual serán colocados en paralelo uno al lado del otro gracias a un VMZ, que es un mecanismo que se encarga de cambiar la dirección de los paquetes y ordenarlos de forma paralela uno al lado del otro, para que así el brazo robotizado sujete los 6 paquetes y así colocarlos encima de la banda transportadora de la maquina termoencogible. Posteriormente este proceso se repite colocando nuevamente 6 paquetes mas encima de los primeros ya colocados para que luego finalmente sean envueltos, sellado, cortados e ingresados al horno de la maquina termoencogible para obtener el bulto.

El mecanismo de empaclado consiste en un sistema automatizado, donde la acción de control la realizará un autómatas programable (PLC). Al llegar los paquetes de galletas al tramo final del transportador anteriormente diseñado, estos se encontraran con una obstrucción, donde se acumularan un paquete atrás del otro, al inicio de la obstrucción un sensor (I12 o I13 o I14) tomara lectura de que se encuentra producto en ese línea de carga, a una distancia de 2,2m del sensor (I12 o I13 o I14) de la línea de carga, habrá otro sensor (I9 o I10 o I11) que indique si hay producto acumulado después de una lectura 2 segundos, el cual indicara que en la línea esta en máxima carga.



Figura 78: Ubicación sensores de mínimo y máximo de cargadores.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Al indicar máxima carga la obstrucción del inicio se moverá y permitirá el paso de los paquetes a un transportador que entra directo a la maquina termoencogible. Este sistema de cargadores estará aplicado a las 3 líneas de transportación, el cual se encontraran en paralelo como se diseño. Los paquetes de las 3 líneas de cargadores se desviarán a una sola banda transportadora, que es la entrada hacia la maquina termoencogible. En la mitad del recorrido de la banda, entre la línea de cargadores y la entrada de la maquina termoencogible, habrá un descartador neumático (I1) con el objetivo de desviar el producto afuera de la banda transportadora, en caso de que la maquina termoencogible se detenga por falta de material de empaque o se genere una falla electrónica en el sistema del brazo robotizado, esto provocara que el paquete caiga sobre una cesta, mientras un operador cambia las bobinas o soluciona el inconveniente que se presente en la maquina termoencogible. Los paquetes al avanzar hacia la maquina termoencogible, entraran a un VMZ, que es un sistema de transportación giratorio que acumula paralelamente los paquetes y les cambia el sentido de desplazamiento lineal a horizontal, con el objetivo de que al obtener 6 paquetes este los movilice hacia la parte inferior del brazo robotizado, para que posteriormente este ultimo baje los sujete y los coloque sobre la banda transportadora de la maquina termoencogible. Este procedimiento se repite una vez más, al colocar los 12 paquetes sobre la banda transportadora un sensor tomara lectura y activara la banda transportadora de la maquina termoencogible para así avanzar a envolver los 12 paquetes con el material de empaque.

4.3.10. Diseño del mecanismo de acumulación de paquetes de galletas

El diseño de este mecanismo resulta de mucha importancia, ya que será el encargado de elevar los niveles de producción en la línea. Con el objetivo de diseñar el mejor mecanismo posible, se implementó un método de generación de soluciones y de descarte que siguiera los lineamientos de la empresa en función de la situación problemática descrita.

4.3.11. Función principal

La principal característica del mecanismo es evitar la caída de los paquetes sobre la cesta al ser estos descartados por el descartador de paquetes antes de entrar a la maquina termoencogible en caso de que se provoque una parada imprevista en la termoencogible.

4.3.12. Propuestas de diseño

Para el diseño mecánico fueron generadas tres posibles soluciones con el fin de tener una mejor perspectiva de lo que se quería lograr.

4.3.12.1. Propuesta de soluciones para el mecanismo de acumulación de paquetes

- **Propuesta 1:** Sistema de transportación lineal

Los paquetes de galletas descartados (1), entran al transportador lineal (2) el cual se acumularan uno atrás del otro y serán desviados por unas obstrucciones (3) hasta llegar al final del recorrido.



Figura 79: Propuesta 1 de mecanismo de acumulación.

Fuente: Technology Group (2018).

· **Propuesta 2: Mecanismo de rueda giratoria**

Los paquetes de galleta (3) entran al transportador (2) al ser descartados, estos se desvían por la obstrucción (1) y caen sobre la mesa giratoria (4) para girar hasta ser tomados por el operador.

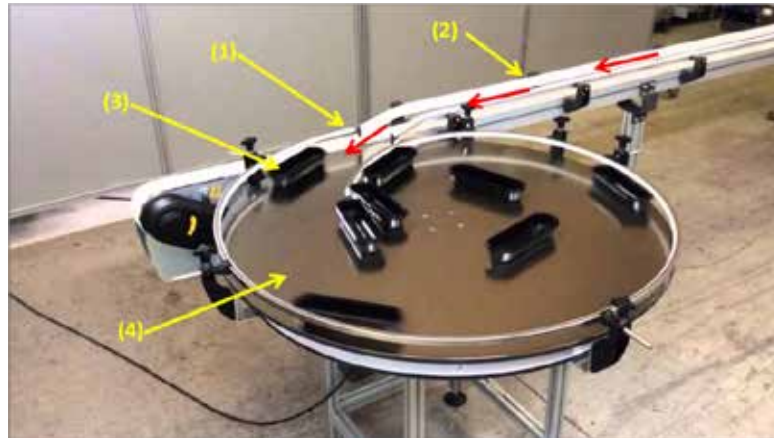


Figura 80: Propuesta 2 de mecanismo de acumulación.

Fuente: Technology Group (2018).

- **Propuesta 3:** Sistema de transportador giratorio

Los paquetes de galletas descartados (1), entran a la banda transportadora (2) para subir y luego ser almacenados en la primera torre espiral (3). Para Posteriormente pasar a la segunda torre espiral (4) y bajar los paquetes.

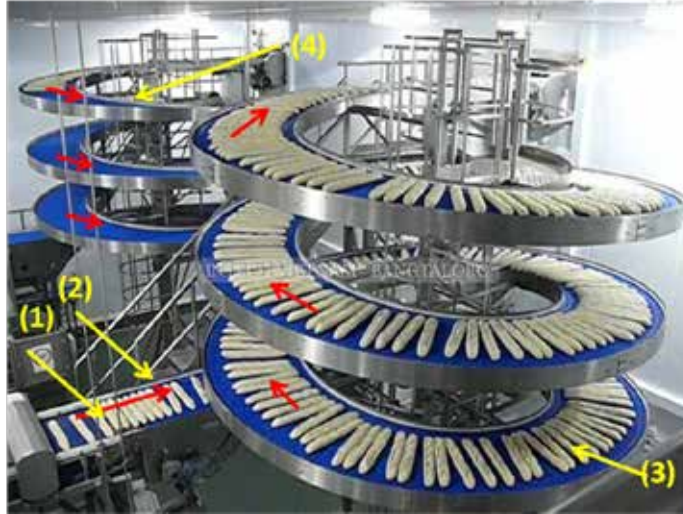


Figura 81: Propuesta 3 de mecanismo de acumulación.

Fuente: Intech Viet Nam (2018).

4.3.13. Selección de la mejor solución

A continuación, se establecieron los diferentes inconvenientes que presentan la implementación de dos de las propuestas y la factibilidad de una de las mismas.

- **Propuesta 1**

Este es un mecanismo que cumple con las expectativas y objetivo que son necesarios para la acumulación de paquetes en el descarte de paquetes, siendo un sistema de transportador sencillo de baja velocidad para la acumulación de paquetes y no permitan la caída sobre la cestas. Sin embargo este mecanismo presenta la desventaja que al ser lineal ocuparía mucho espacio con respecto a la cantidad de paquetes que acumularía el sistema de transportación.

- **Propuesta 2**

Una propuesta con expectativas de cumplir el requerimiento de acumulación de paquetes, así como también un mecanismo básico y sencillo comparado con las dos propuestas. Una banda transportadora que estará paralela a la banda del descarte de paquetes, el cual llegaran a una mesa giratoria acumuladora, en donde estos simplemente quedaran estáticos sobre la mesa, para que luego un operador tome los paquetes manualmente y los ordene en una cesta, para finalmente llevarla a otra máquina termoencogible y colocarlos manualmente. Sin embargo este mecanismo se ve limitado al no permitir un flujo tan grande de paquetes en el cual la mesa giratoria colapsaría.

· **Propuesta 3**

Siendo esta la propuesta más competente resultante del descarte anteriormente realizado, es la que cumple con los parámetros que las demás propuestas no.

Un sistema de transportación que utilizara los mismos parámetros de diseño del sistema de transportación anteriormente diseñado, en donde los paquetes se acumularan en una torre de almacenamiento tipo espiral, esto es una gran ventaja ya que al ser vertical no acupara mucho espacio y permitirá una gran capacidad de almacenamiento. Así como también tendría un alto desempeño y rendimiento con respecto a la producción, el cual no permitiría la acumulación de producto debido a lo anteriormente mencionado.

4.3.14. Especificaciones de la propuesta seleccionada y los beneficios de su implementación

La propuesta seleccionada está conformada por dos torres de almacenamiento giratorio (espiral), el cual tiene como objetivo principal la transportación, acumulación y el reintegración automática de los paquetes a la línea de producción, garantizando un alto desempeño en las jornadas de trabajo. El sistema de transportación será diseñado bajo los mismos parámetros del anterior sistema de transportación. La implementación de este mecanismo aumentara los niveles de producción y los mantendrá constante a lo largo de los turnos de trabajo, obteniendo beneficios monetarios, debido a mayores ganancias.

4.3.15. Descripción de funcionamiento del sistema de transportación giratorio

El funcionamiento del sistema de transportación comienza con una banda transportadora paralela a la banda de entrada de los paquetes de la maquina termoencogible, en donde los paquetes descartados entraran directamente a ella por un descartador neumático que obstruirá el paso y los desviara hacia dicha banda

transportadora, el descartador es activado en caso de que en la maquina termoencogible se genere una parada imprevista o por el cambio de las bobinas del material plástico con que va recubierto los paquetes de galletas para generar el bulto. Una vez ingresados los paquetes descartados, estos se transportaran y harán un recorrido hacia la primera torre tipo espiral, donde la velocidad de la torre será baja para permitir la acumulación de los paquetes uno atrás del otro. Los paquetes subirán a una altura de 3,6 metros sobre el suelo y luego pasaran hacia la segunda torre, con el objetivo de que bajen nuevamente los paquetes al nivel del transportador inicial. Al llegar los paquetes a la parte inferior de la segunda torre, estos pasaran a un sistema de cargadores de paquetes, idéntico al anteriormente diseñado para el ingreso de los paquetes en la maquina termoencogible, con el objetivo de tener una capacidad de paquetes necesaria para que ingresen nuevamente a la banda de entrada de la maquina termoencogible. Al llegar los paquetes de galletas al tramo final del transportador, estos se encontraran con una obstrucción, donde se acumularan un paquete atrás del otro, al inicio de la obstrucción un sensor I3 tomara lectura de que se encuentra producto en ese línea de carga, a una distancia de 2,2m del sensor I3 de la línea de carga, habrá otro sensor I4 que indique si hay producto acumulado después de una lectura 2 segundos, el cual indicara que el cargador esta en máxima carga.

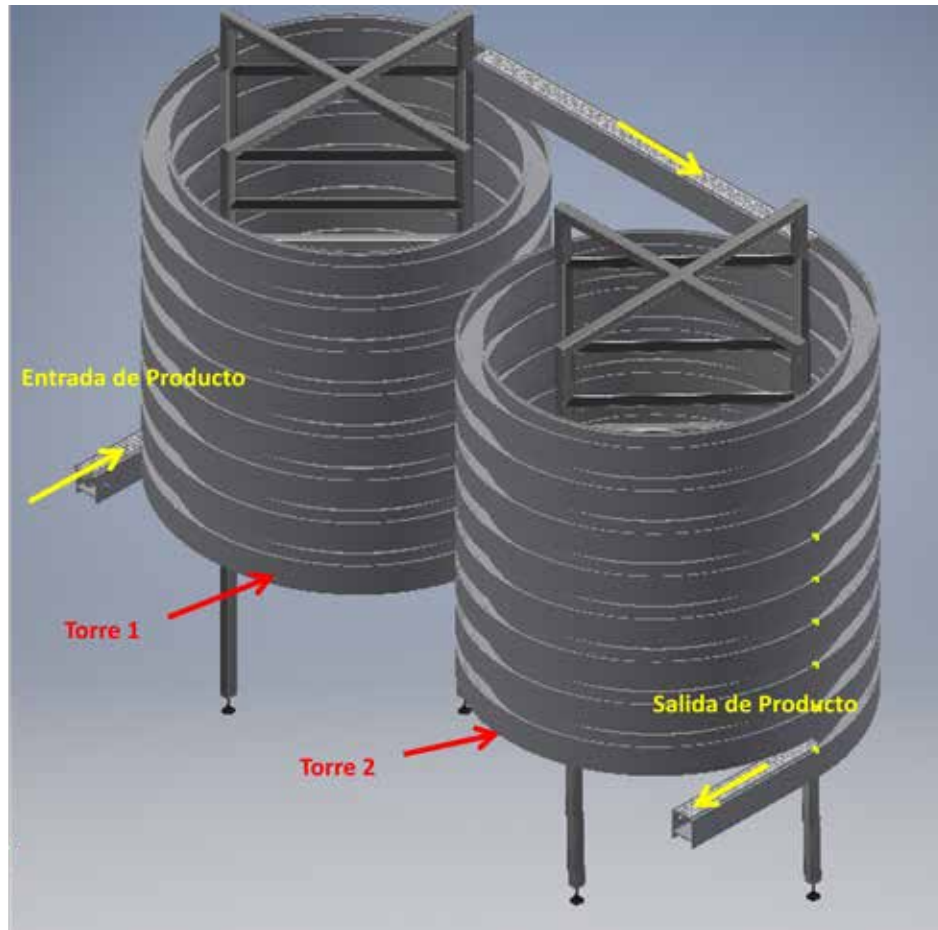


Figura 82: Diseño final de torres de almacenamiento.

Fuente: Intech Viet Nam (2018).

Al indicar máxima carga la obstrucción del inicio se moverá y permitirá el paso de los paquetes al un transportador que entra directo a la maquina termoencogible. Se colocara un sensor I5 en la entrada de la primera torre con el objetivo de que si hay producto en I3, I4, I5, esto quiere decir que el sistema se encuentra en máxima capacidad, esto activara un descartador neumático después de la salida de la galleta en la segunda torre, con el objetivo de aliviar el sistema. El sistema de carga de paquetes a diferencia de los otros, es que este no quitara la obstrucción inmediatamente al ver I3 y I4 con producto, si no que entrara en lógica con los sensores de los otros 3 cargadores que si mandan paquetes directamente a la maquina termoencogible. Cuando no exista carga lectura de producto en los 3 cargadores (I9,

I 10, I11), y el cargador de las torres este tomando lectura de producto, este quitara la obstrucción y mandara producto a la banda paralela a la de la entrada de la maquina termoencogible. Finalmente estas se desviarán por defecto directamente a la entrada de la maquina termoencogible por una obstrucción que obligara que los paquetes se entren a la banda de entrada de la maquina termoencogible. Para mejor visualización de las variables entradas y salidas ver Apéndice B.

Tabla 19: Entradas y salidas del PLC

| | | |
|-----|--------------------------------------|------|
| | | |
| I1 | ABIERTO CINTA HACIA LA TORRE | I0.1 |
| I3 | SENSOR MINIMO | I0.2 |
| I4 | SENSOR MAXIMO | |
| I5 | SENSOR MAXIMO PRODUCTO TORRES | I0.4 |
| I6 | BOTON DE INICIO | I0.6 |
| I7 | BOTON DE PARADA | I0.7 |
| I8 | BOTON EMERGENCIA | I1.0 |
| I9 | SENSOR MAXIMO PRODUCTO LINEA 1 | I1.1 |
| I10 | SENSOR MAXIMO PRODUCTO LINEA 2 | I1.2 |
| I11 | SENSOR MAXIMO PRODUCTO LINEA 3 | I1.3 |
| I12 | SENSOR MINIMA PRODUCTO LINEA 1 | I1.4 |
| I13 | SENSOR MINIMA PRODUCTO LINEA 2 | I1.5 |
| I14 | SENSOR MINIMA PRODUCTO LINEA 3 | I1.6 |
| Q1 | BANDA DE ENTRADA A LA TORRE | Q0.0 |
| Q2 | BANDA DE TORRE PRINCIPAL | Q0.1 |
| Q3 | BANDA SALIDA DE LA TORRE | Q0.2 |
| Q4 | BANDA DEL CARGADOR | Q0.3 |
| Q5 | LUZ DE MARCHA (VERDE) | Q0.4 |
| Q6 | LUZ DE PARADA (ROJA) | Q0.5 |
| Q7 | CARGA MAXIMA (SONORA) | Q0.6 |
| Q8 | PISTON DE SALIDA | Q0.7 |
| Q9 | VALVULA ANGULAR DESCARTE DE CARGADOR | Q1.0 |

Fuente: Lo Piparo (2018).

4.3.16. Diseño del sistema de transportación giratorio (transportador de bandas modulares plástica)

El sistema de transporte consiste en una banda transportadora plástica con guías laterales para los paquetes. El sistema motriz se compone de un motorreductor en cuyo eje de salida va acoplado un piñón dentado que es el encargado de mover la banda transportadora.

i) Selección de la Banda

Se selecciono una banda modular, de baja fricción y otra con una rugosidad para evitar el deslizamiento del paquete, estas son fabricadas por Hoken.

El modelo seleccionado es una GripTop modelo 5000 (Figura 40), diseñada para el transporte curvilíneo, rectilíneo, e inclinado, fabricada de resina de acetal, se selecciono por el tipo de superficie que es ideal para que el paquete no deslice, con pines de acero inoxidable para la unión de los eslabones. Todas las características de la banda se encuentran en el anexo B.

En el catálogo Hoken modelo 5000 se seleccionó un ancho de banda a criterio propio, modelo 5000 de 1" (25.6 mm) de paso, y un ancho de banda de 4.3" (110mm) ya que esta cumple con dicho requerimiento y es la de menor ancho que tiene HOKEN.

ii) Selección del Piñón

Se seleccionó a criterio un piñón de una pieza de 20 dientes para la banda modelo 5000 (Figura 42), con un paso diametral de 4,6" (117mm). Todas las características del piñón se aprecian en el anexo D.

iii) Cálculo de la potencia requerida para el transporte de los paquetes

Para los efectos del cálculo se tomará el peso del paquete, igual a 150gr. Tomando como caso crítico también el hecho de que toda la banda transportadora estará llena con paquetes posicionados en forma consecutiva sin espacio entre ellos, para esto se calcula el número de paquetes estimados sobre las torre tipo espiral.

Se procede a calcular con una longitud de 134 metros, utilizando el modelo de banda GripTop, para las dos torres tipo espiral, con 2,6m de diámetro cada una, con un ancho de banda de 163mm:

$$L_{porvuelta} = 2\pi r = 2\pi(1,3m) = 8,343m \quad 8,3m$$

Ahora se procede a calcular la longitud por torre, cada torre tendrá 8 vueltas:

$$L_{portorre} = L_{porvuelta} \text{ vueltas} = 8,3m \cdot 8vueltas = 66,4m$$

Finalmente la longitud de la banda total es:

$$L_{total} = L_{portorre} \cdot 2torres = (66,4m) \cdot 2torres = 132,8m$$

A esto se le debe sumar el largo del tramo recto del paso de una torre a otra, se tomo a criterio 1,2m:

$$L_{total} = 132,8m + 1,2m = 134m$$

$$= 134m$$

$$n^{\circ}_{paquetes} = \frac{L_{sist}}{L_{paquetes}} = 670 \text{ paquetes}$$

Al conocer la masa de 0,15 kg por cada paquete y el número total de paquetes, la masa sobre el sistema de transporte por los paquetes será:

$$m_{Tpaquetes} = \frac{0,15kg}{paquetes} \cdot 670 \text{ paquetes} = 100,5 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cinta transportadora seleccionada es de 7,74 kg/m² (según anexo B) y la longitud estimada es de 268,735 m aproximadamente; según la siguiente ecuación:

$$L = (2 \cdot 134m) + (2 \cdot \pi \cdot 0,117m) \cdot 268,735m$$

Se procede a calcular el área de la cinta:

$$A = b \cdot L_{sis} = 0,163m \cdot 268,735m = 43,803m^2$$

Por lo que la masa de la cinta transportadora es:

$$m_{cinta} = \frac{7,74kg}{m^2} \cdot 43,803m^2 = 339,012 kg$$

Sumando la masa de los paquetes y la cinta se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{total} = m_{cinta} + m_{TPaquetes}$$

$$m_{total} = 339,012 kg + 100,5kg = 439,542kg$$

Determinando la fuerza normal producida por los paquetes y la cinta transportadora, se tiene que:

$$\sum F_y: N \quad (m_{total} \cdot g) = 0$$

$$\sum Fy: N \quad (439,542kg \quad 9.81m/s^2) = 0$$

$$N = 4311,903N$$

Con el coeficiente de fricción entre el acetal (material de la cinta de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento) que es de 0,1. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \quad N$$

$$Fr = 0,1 \quad 4311,903N = 431,1903 N$$

Tabla 16: Coeficiente de fricción de la banda y pista de deslizamiento.

| MATERIAL BANDA | UHMW | | HDPE | | NILATRON | | ACERO | |
|--|--------|------|--------|------|----------|------|--------|------|
| | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco | Húmedo | Seco |
| POLIPROPILENO (Superficie limpia y lisa) | 0,11 | 0,13 | 0,09 | 0,11 | 0,24 | 0,25 | 0,26 | 0,26 |
| POLIPROPILENO (Superficie sucia y abrasiva) | NA | NA | NA | NA | 0,29 | 0,3 | 0,31 | 0,31 |
| POLIETILENO (Superficie limpia y lisa) | 0,24 | 0,32 | NA | NA | 0,14 | 0,13 | 0,14 | 0,15 |
| RESINA ACETAL (Superficie limpia y lisa) | 0,1 | 0,1 | 0,09 | 0,08 | 0,13 | 0,15 | 0,18 | 0,19 |

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018)

Para determinar la fuerza tangencial de la rueda dentada para la banda modular, se procede a calcular la aceleración requerida en el arranque del sistema transportador. La velocidad del transportador tiene que estar en concordancia con el resto de las máquinas que están en la línea, porque las mismas están programadas. Para operar en conjunto; esta velocidad fue seleccionada a criterio, ya que tendría la misma velocidad que la cinta transportadora que descarta los paquetes antes de entrar a la maquina termoencogible, estimando un valor de 0,700 m/s, y un tiempo de asentamiento de 1s, partiendo del reposo. De allí se tiene:

0 m/s

0,600 m/s

1s

$$V_f - V_i = a \cdot t_{asent}$$

Despejando la aceleración

$$a = \frac{V_f - V_i}{t_{asent}}$$

$$a = \frac{\frac{0,600m}{s} - 0}{1s} = 0,600 m/s^2$$

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada. Como se observa en la Figura 43.

Con la aceleración calculada se determina la fuerza tangencial requerida con el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$\sum F_x: T - Fr = m \cdot a$$

$$T = 431,1903 N + (439,542kg \cdot 0,600m/s^2)$$

$$T = 694,915 N$$

Conocida la fuerza tangencial , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 117mm.

$$M = T \cdot \frac{D_p}{2}$$

$$M = 694,915 N \cdot \frac{0,117m}{2}$$

$$M = 40,653 Nm$$

Sabiendo que la velocidad de la cadena transportadora equivale a la velocidad tangencial de la rueda dentada, se calcula la velocidad angular.

$$V = \omega \frac{Dp}{2}$$

$$\omega = V \frac{2}{Dp}$$

$$\omega = \frac{0,600m \cdot s^{-2}}{0,117} = 10,256rad/s \quad 97,938rpm$$

Con la velocidad angular se determina la potencia de salida requerida en el eje de la rueda dentada.

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 40,653 Nm \cdot 10,256 rad/s$$

$$P = 416,933W = 0,559HP$$

Estimando una eficiencia del 70% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,559HP}{0,7 \cdot 0,7}$$

$$P_{sis} = 1,14HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 80) tipo tornillo sin fin marca Technobi, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 1,5 HP y 1375 rpm.



Figura 83: Motorreductor Technobi.

Fuente: Catalogo Technobi (2018).

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1375 RPM, y la velocidad de giro requerida en el piñón es de 97 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$Rt = \frac{1375 \text{ rpm}}{97 \text{ rpm}} = 14,175$$

La relación de transmisión para la caja reductora debe estar comprendida entre una relación de transmisión comercial comprendida entre 1:40 y 1:50.

iv) Catenaria y su radio de entrada

En el catalogo de Hoken del modelo 5000, se encuentra indicado de la siguiente manera la distancia vertical y la distancia horizontal de la catenaria tal como se muestra en la Figura 46.

v) Dispositivos de sujeción del eje

Los dispositivos de sujeción son elementos que se colocan en los ejes motriz y conducido para fijar el piñón central. Esto se hace para evitar posibles deslizamientos laterales de la banda modular, como consecuencia de deslizamientos de los piñones sobre el eje. Estos elementos, son provistos en conjunto con la banda modular y sus piñones tal como se muestra en la figura 47.

vi) Cálculo del eje

El cálculo del eje se centra solo en el conductor, ya que es allí donde existen mayores esfuerzos y es necesario realizarlo porque nos determinará los diámetros del mismo, además de que con dichos diámetros, y las reacciones en los apoyos se podrá calcular los respectivos rodamientos. La longitud del mismo y el diseño propuesto se observa en la Figura 81.

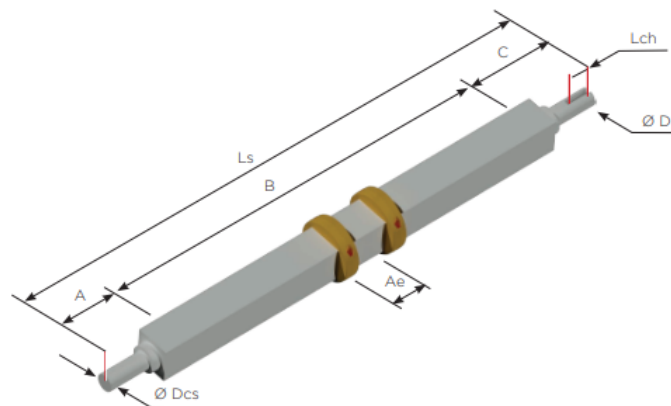


Figura 84: Eje Motriz GripTop Torre espiral.

Fuente: Catalogo de Generalidades Hoken (2018).

El punto A (20mm) es longitud del extremo libre, el punto C (100mm) es la longitud total del extremo de mando, el punto B (163mm) es la longitud de la sección cuadrada, el punto D es el diámetro de montaje de la corona de mando, L_s es la longitud total del eje, A_e es el ancho del cubo del engranaje, L_{ch} es el largo del chavetero y D_{cs} es el diámetro de montaje de los rodamientos.

Se puede ver la distribución de las fuerzas (Figura 82), así como también la ubicación de los rodamientos y piñón.

En el punto A y D se aprecian las reacciones por medio de los rodamientos, en el punto B y C se encuentra la fuerza tangencial necesaria para poder mover los paquetes (b_y y c_y) y la fuerza ejercida por el peso del piñón (b_x y c_x). El torque al cual va estar sometido el eje es el calculado anteriormente de valor $T = 40,653 \text{ Nm}$ y entra por el punto E donde estará acoplado el motorreductor.

El material de construcción para el eje será de un acero al carbono AISI 1040 laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Las propiedades mecánicas de este tipo de material se ubican en el anexo E y son $S_y = 290 \text{ MPa}$ y $S_u = 524 \text{ MPa}$.

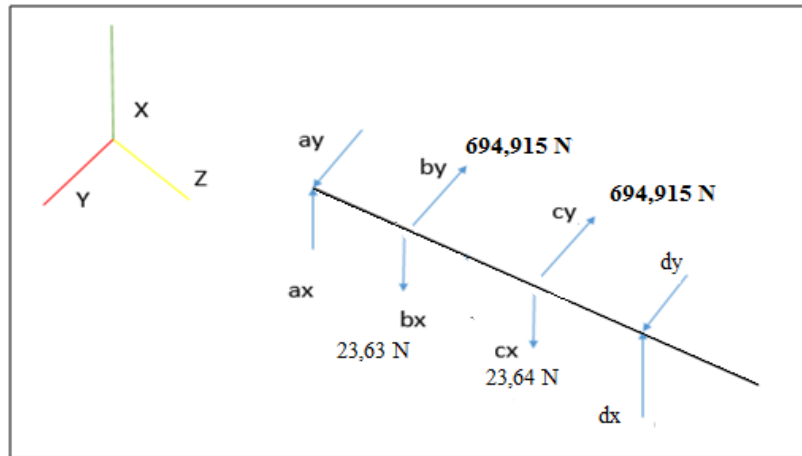


Figura 85: Diagrama del Cuerpo Libre Del Eje.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Se procede al cálculo de las reacciones haciendo sumatoria de momentos y de fuerzas en los planos x-z y y-z.

Para el plano x-z tenemos:

$$\sum M_{dx}: 0 \quad (ax \cdot 0,19 \text{ m}) + (23,64 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m}) + (23,64 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m}) = 0$$

$$ax = \frac{(23,64 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m}) + (23,64 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m})}{0,19 \text{ m}} = 23,64 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de cx realizando sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_x: 0 \quad ax \quad dx = 23,64 \text{ N} + 23,64 \text{ N}$$

$$23,64N + 23,64 \cdot 23,64 \cdot dx = 0$$

$$dx = 23,64N$$

Ahora se procede al cálculo de las reacciones en el plano y-z.

$$\sum Mdy: 0 \quad (ay \cdot 0,19m) + (694,915N \cdot 0,12m) + (694,915N \cdot 0,07m) = 0$$

$$ay = \frac{(694,915N \cdot 0,14m) + (694,915N \cdot 0,07m)}{0,19m} = 694,915N$$

= cy (por simetría)

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 46.

Como el eje va a estar sometido a esfuerzos combinados y a cargas repetidas se tiene que diseñar a resistencia por fatiga, por ende, esta será modificada como se expresa en la ecuación para obtener Sn. A continuación se obtienen los factores que modifican la resistencia a la fatiga: Como la ubicación del transportador no estará sometido a altas temperaturas se tiene que Cb= 1. Con Su y el tipo de fabricación del eje (mecanizado) se entra a la Figura 26 y se obtiene un Cs= 0,88. El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se entra en la Tabla 9, y con la ecuación 53 se obtiene un valor de Cr= 0,7188. El valor de Co= 1,3 (acero laminado). Y por último, S'n= 0,5 *Su; arrojando un valor de 262 MPa. Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de Sn.

$$Sn = 1 \cdot 0,88 \cdot 0,7188 \cdot 1,3 \cdot 262 = 215,444 \text{ MPa}$$

Ahora se determinan los diámetros correspondientes con la geometría planteada en la Figura 83. Con respecto al punto D, debido a que es el extremo libre del eje, no hay momento de flexión en D. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el σ_{adm} , ecuación 51, con Sy y un factor de seguridad N igual a 3, de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 Sy}{N} = \frac{0,577 \cdot 290}{3} = 55,777 \text{ MPa}$$

adm, se tendrá entonces que la inercia polar $I_p = \frac{T}{\tau_{adm}} = \frac{\pi D^3}{16}$; despejando D, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$Dd = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 40,653 \text{ Nm}}{\pi \cdot 55,777 \text{ MPa}}} = 0,015 \text{ m} = 15,483 \text{ mm}$$

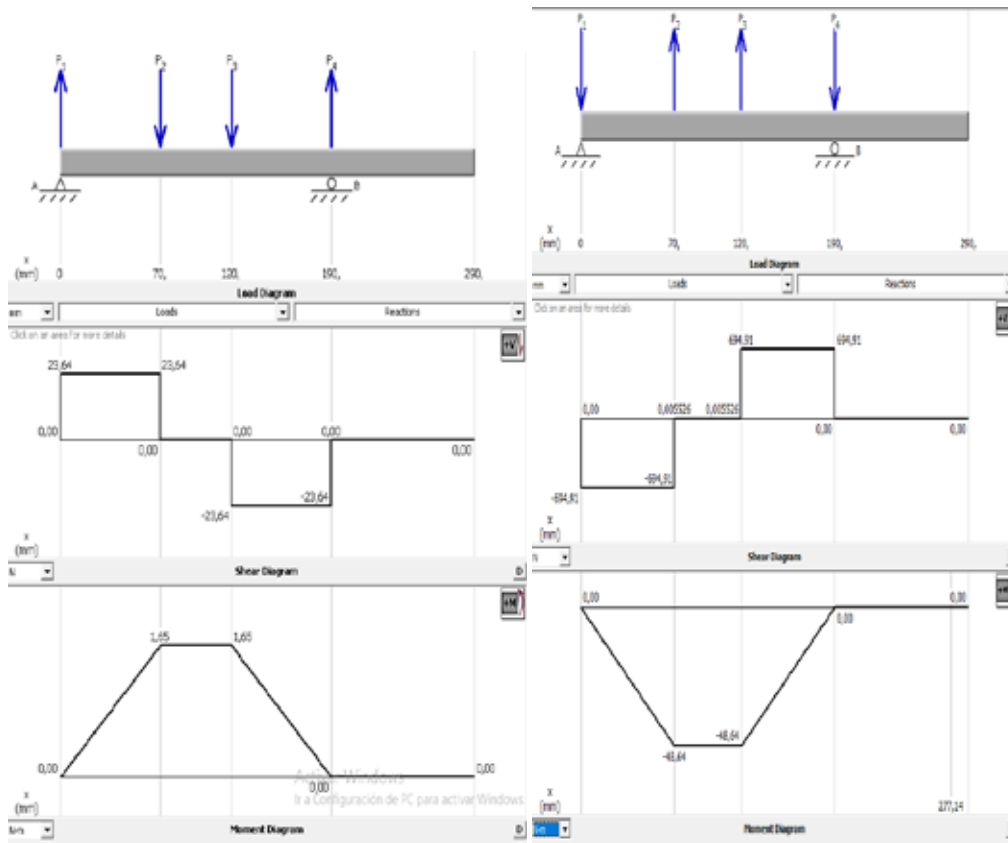


Figura 86: Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.

Fuente: Lo Piparo (2018).

En el punto B y C, donde están ubicados los piñones, es donde se encuentra el momento flector máximo, por consiguiente, se utiliza la ecuación 54 para obtener el diámetro en ese punto. El $K_t = 1,6$; porque el piñón se ensamblará con el eje mediante una cuña de corredera.

El momento flector será la sumatoria de los momentos máximos tanto en el plano x-z como en el plano y-z, por consiguiente:

$$M_{fb} = \sqrt{(M_{bx})^2 + (M_{by})^2} = \sqrt{(1,65Nm)^2 + (48,64Nm)^2}$$

$$M_{fb} = 48,668Nm$$

$$D_b = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right)^3 \sqrt{\left(\frac{1,6 \cdot 48,668Nm}{215,44MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{40,653Nm}{290MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_b = 0,022670m = 22,670mm$$

El punto A es el asiento del cojinete A, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos x - z e y - z, la fuerza de corte es:

$$P_a = \sqrt{(a_x)^2 + (a_y)^2}$$

$$P_a = \sqrt{(23,60N)^2 + (694,91N)^2} = 694,91N$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es $\tau_{adm} = \frac{4Pd}{\pi D^2}$ por lo que el diámetro en A, vendrá dado por:

$$D_a = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 694,91N}{\pi \cdot 55,777MPa}} = 3,984mm$$

Esto es muy pequeño si se compara con los demás diámetros que se han calculado y, por lo regular, así será. En realidad, el diámetro en A se diseñara mucho más grande que este valor calculado debido al tamaño del cojinete razonable para que soporte la carga radial de 694,91N.

vii) Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento se necesita determinar la capacidad básica de carga presente en el apoyo del cojinete, se calcula mediante la ecuación 63 y la carga de diseño será la sumatoria de las reacciones en kg. Antes de realizar el cálculo se hace una comparación entre rodamientos mediante la Tabla 13 para obtener el más adecuado; seleccionando uno de bola de hilera única para los puntos A y D del eje.

Se calcula L_d (Número de revoluciones de diseño) mediante la ecuación 64, tomando de la Tabla 14 una vida útil de 100.000 horas, ya que el transportador puede trabajar los tres turnos de producción las 24 horas del día.

$$L_d = 100000 \cdot 97,938 \cdot 60(\text{min}) = 587628000 \text{ rev}$$

$F_d = 694,91 \text{ N} = 70,840 \text{ kg}$ tanto en A como en D por la simetría, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

$$C = 70,840 \left(\frac{587628000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 593,352 \text{ kg} = 5,820 \text{ KN}$$

Con esta carga se va al catálogo SKF, para A como el diámetro obtenido fue muy pequeño, se opta por tomar un diámetro mayor y estándar, el elegido será de (17mm), por consiguiente el rodamiento seleccionado será un 16003. Para el punto D, se redondea el diámetro a uno estándar del catálogo (25mm), por lo tanto el rodamiento seleccionado es un 61905. Toda la información de los rodamientos seleccionados se ubican en el anexo E.

Ya con lo antes expuesto, el eje conductor para el transportador queda de la manera siguiente (Figura 84):

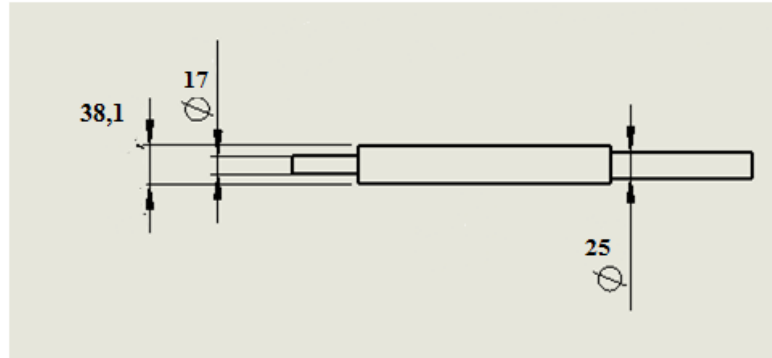


Figura 87: Diseño final del eje conductor de la torre.

Fuente: Lo Piparo (2018).

viii) Chaveta

Utilizando las indicaciones de REXNORD (ver Tabla 14) se obtuvieron las especificaciones de la chaveta del eje (Figura 56):

Diámetro del eje = 25mm

Materia (Acero AISI 1040)

$S_y = 42\text{KPSI}$

Se selecciono una chaveta de 5/8" de ancho y 5/8" de alto

$$L = \frac{4TN}{DwS_y} = \frac{4 \left(\frac{974,613\text{Lbf}}{\text{Pulg}} \right) (3)}{\left(\right) \left(\frac{5}{8} \right) (42000\text{Kpsi})} = 0,445\text{pulg} = 11,303\text{mm}$$

$$T = \frac{(63025)(1,5\text{HP})}{(97\text{RPM})} = 974,613\text{Lbf/pulg}$$

Esta longitud está por debajo del espesor o el ancho de la masa o del engrane. Es permitente mantener el cuñero libre de las ranuras para anillos de sujeción. Por tanto, la longitud de la cuña se especifica en 1,50pulg. En resumen la cuña presenta las características siguientes:

Material: Acero AISI 1040. Espesor: 5/8", Altura: 5/8" y longitud: 1,5"

Tabla 14: Indicaciones de REXNORD para chavetas.

English:

| KEYWAY | | | | |
|--------------------|---------------|----------------|---------------------|---------------|
| Shaft Diameter | Key Width (w) | Key Height (h) | Keyseat Depth (h/2) | Setscrew Size |
| > 9/16" to 7/8" | 3/16" | 3/16" | 3/32" | 1/4-20 |
| > 7/8" to 1-1/4" | 1/4" | 1/4" | 1/8" | 3/8-16 |
| > 1-1/4" to 1-3/8" | 5/16" | 5/16" | 5/32" | 3/8-16 |
| > 1-3/8" to 1-3/4" | 3/8" | 3/8" | 3/16" | 3/8-16 |
| > 1-3/4" to 2-1/4" | 1/2" | 1/2" | 1/4" | 1/2-13 |
| > 2-1/4" to 2-3/4" | 5/8" | 5/8" | 5/16" | 1/2-13 |

Metric:

| Shaft Diameter | Key Width (w) | Key Height (h) | Keyseat Depth (h/2) | Setscrew Size |
|----------------|---------------|----------------|---------------------|---------------|
| > 22mm to 30mm | 8mm | 7mm | 3.5mm | M6 x 1 |
| > 30mm to 38mm | 10mm | 8mm | 4mm | M8 x 1.25 |
| > 38mm to 44mm | 12mm | 8mm | 4mm | M10 x 1.5 |
| > 44mm to 50mm | 14mm | 9mm | 4.5mm | M10 x 1.5 |
| > 50mm to 58mm | 16mm | 10mm | 5mm | M12 x 1.75 |
| > 58mm to 65mm | 18mm | 11mm | 5.5mm | M12 x 1.75 |

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2018).

ix) Base del transportador

La base del transportador se debe diseñar de tal manera que pueda soportar el peso del mismo, además del ejercido por las guías laterales, alrededor de 4207,6 kg, dato que fue suministrado por el software de diseño Inventor, además se debe sumar el peso de la cadena y el de los envases, calculados anteriormente (439,542 kg). El peso total a soportar será alrededor de unos 4647,142 kg, equivalentes a 45588,463N. La longitud total del transportador es 134m, se utilizara una base, una para sostener las dos torre tipo espiral.

El diseño consiste en una estructura rectangular de tubos estructural, que a su vez lleva soldada 4 tubos que serán las patas base de la estructura, todo hecho en acero AISI 1040. La base se observa en la Figura 88.

El diseño fue sometido a un análisis de tensión mediante el software de simulación Autodesk Inventor, para verificar el comportamiento y desempeño del mismo. Ver Figuras 89 y 90.



Figura 88: Base de transportador de torre espiral.

Fuente: Lo Piparo (2018).

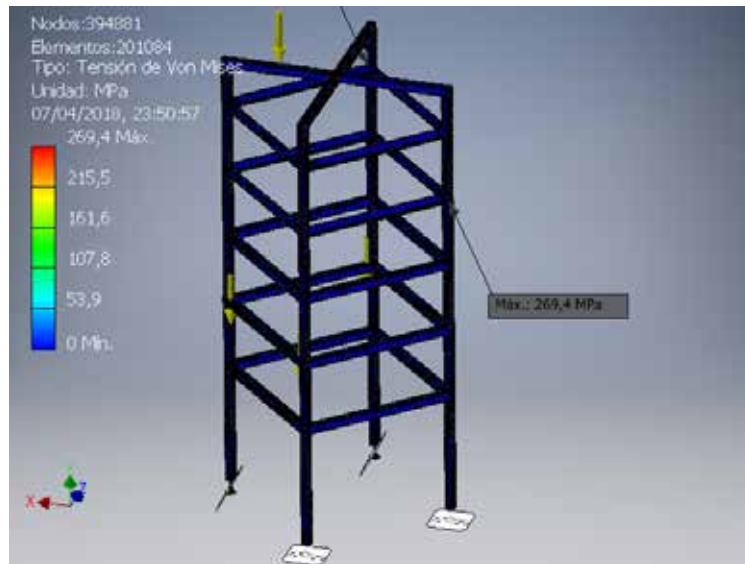


Figura 89: Análisis de Von Mises en la base.

Fuente: Lo Piparo (2018).

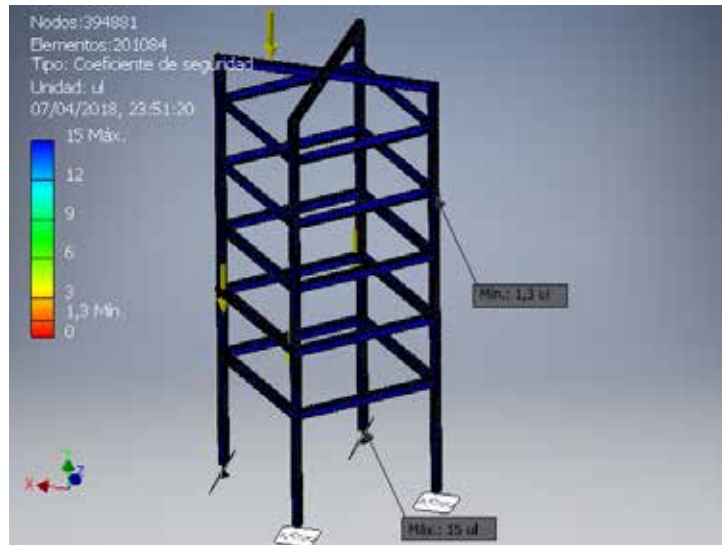


Figura 90: Análisis del coeficiente de seguridad.

Fuente: Lo Piparo (2018).

Del análisis de tensión se concluye que el diseño para la base resulta sumamente satisfactorio, además de que el valor de coeficiente de seguridad mínimo es de 1.3 , brindando una excelente confiabilidad para su aplicación.

Con toda esta información, el diseño final del transportador queda como lo indica la Figura 91. Donde se observan la cadena plástica, el motor y el piñón seleccionados, además de la base y las guías laterales, puestas de tal manera para guiar los envases por todo el transportador.

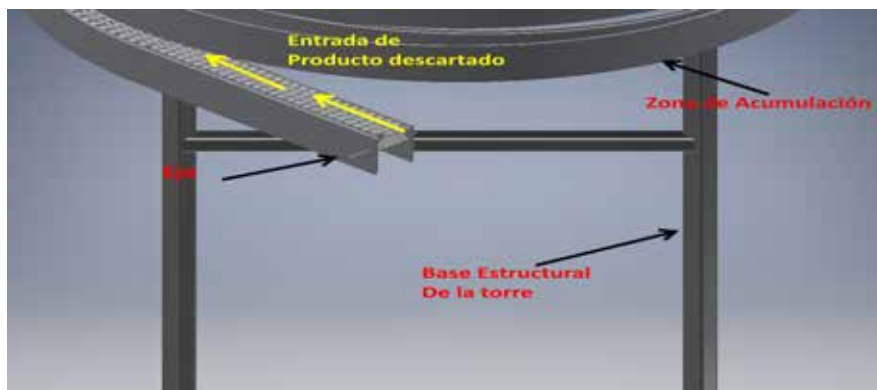


Figura 91: Diseño final de torre espiral.

Fuente: Lo Piparo (2018).

4.3.17. Selección de sensores y elementos neumáticos

Los sensores para la detección del descartador giratorio son del tipo magnético con tensión de funcionamiento de 24VC y conexión de 3 Hilos NPN, como se muestra en la Figura 92.



Figura 92: Sensor magnético.

Fuente: Catalogo FESTO. (2018).

Los sensores infrarrojos para la detención de producto en los cargadores de galletas, de marca Wenglor, con tensión de funcionamiento de 24V, modelo HM24PA2, como se muestra en la figura 93.



Figura 93: Sensor infrarrojo.

Fuente: Catalogo WENGLOR. (2018).

Se utilizarán electroválvulas de 5 vías y dos posiciones monoestables con retorno por muelle para el control de los cilindros, como se muestra en la Figura 94.



Figura 94: Electroválvula.
Fuente: Catalogo ASCO Numatics. (2018).

El PLC seleccionado es un Siemens Simatic, autómata programable ideal para este tipo de actividades. Se aprecia en la Figura 95.



Figura 95: PLC Siemens Simatic.
Fuente: Catalogo WENGLOR. (2018).

El actuador de giro neumático con paleta, con un ángulo de giro de 0° a 270° con detención de posiciones y amortiguación regulable, marca Festo. Se aprecia en la figura 96.



Figura 96: Actuador de giro neumático.
Fuente: Catalogo FESTO. (2018).

4.4. Realizar un análisis de rentabilidad del proyecto

El objetivo fundamental que se quiere lograr en este tópico es determinar la rentabilidad del sistema automatizada, tanto en el ámbito técnico como económico. Como se mencionó anteriormente, la línea produce alrededor de 24 paletas por turno. Con la implementación del sistema semiautomatizado se aumentaría la producción a la eficiencia objetiva propuesta por la empresa de 36 paletas, lo que se traduce en una mejora de la mitad de la producción actual (12 paletas ó un 50%), ya que el sistema trabajaría constantemente a lo largo de la jornada de trabajo, salvo interrupciones por causa (s) mayor (es). Además, algunos de los elementos necesarios para poder construir todo el sistema se encuentran disponibles en el mercado actualmente, haciendo la propuesta técnicamente posible y viable.

Para realizar el estudio de la factibilidad económica del proyecto en necesario implementar un modelo que resuma el valor monetario del mismo, este modelo se denomina Modelo de Rentabilidad o Modelo de Evaluación. La ingeniería económica utiliza distintos modelos para determinar la rentabilidad de un proyecto. En este caso, la evaluación económica se hará a través del modelo de valor actual. El valor actual, expresa la rentabilidad de un proyecto de inversión en forma de una cantidad de dinero (Bs) en el presente ($t=0$), que es equivalente a los flujos monetarios netos del proyecto a una determinada tasa mínima de rendimiento. En otras palabras, el valor actual representa el beneficio o pérdida equivalente en el punto cero en la escala del tiempo.

El valor actual se calcula actualizando los flujos monetarios netos de la propuesta, por lo que:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(1 + i)^{-1}$$

Donde:

Ft: flujos monetarios netos

n: número de períodos de interés que abarca el estudio

i: valor de interés en %

y, alternativamente:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(P Si, t)$$

Donde:

P/Si,t: factor de actualización de una cantidad de dinero futura, vendrá dado por n períodos a una tasa de interés i. Esta tabla se aprecia en el anexo K.

El valor actual se interpreta de la siguiente manera:

- VA(i)>0 Los ingresos del proyecto superan a los costos, incluyendo la tasa mínima de rendimiento, en una cantidad de dinero equivalente a la magnitud del valor actual. En este caso, el proyecto genera un beneficio superior al mínimo exigido, haciendo totalmente rentable.
- VA(i)=0 Los ingresos y los costos del proyecto, incluyendo la tasa mínima de rendimiento son iguales, por lo que el proyecto genera un beneficio igual al mínimo exigido.
- VA(i)<0 Los costos del proyecto, incluyendo la tasa mínima de rendimiento son superiores a los ingresos en una cantidad de dinero equivalente a la magnitud del valor actual. En este caso, el proyecto reporta perdidas.

Para determinar los flujos monetarios netos se tomaron las siguientes consideraciones:

El período de estudio para la rentabilidad económica será de 10 años como máximo, la inversión inicial y costos de mantenimiento serán hechos con capital propio de la empresa.

La construcción del sistema transportador y las torre de almacenamiento puede ser en 60 días laborales como máximo realizado por 4 trabajadores, con un tiempo de jornada diaria de trabajo de 8 horas.

El sistema automatizado requerirá de un operario. Además en funcionamiento puede operar 20 días al mes y los tres turnos, dependiendo de la programación del departamento de planificación.

- El sueldo de un trabajador mensual de Galletera Italia, C.A. incluyendo bono de alimentación y descuentos es de Bs. 350.000.
- El costo de personal por construcción del sistema será= sueldo del trabajador al mes * 2 = Bs. 1.800.000 * 2 = Bs. 3.600.000.
- Los costos totales de personal durante la construcción = Bs. 3.600.000 * 4 = Bs. 14.000.000.

El costo de los elementos para la construcción del sistema, viene dado por la Tabla 19.

Incluyendo Bs. 20.000.000 por gastos de traslado y transporte, el costo total de inversión será = costos de elementos + costos por construcción + costos por traslado y transporte= Bs. 14.000.000+ Bs. 700.000.000 + Bs. 20.000.000 = **Bs. 734.000.000.**

Además de la inversión inicial se determina los ingresos brutos (IB) que son los que representan el producto de los bienes producidos, tal que:

$$IB = Pv \cdot Q$$

Donde:

Pv: precio de venta del bien producido

Q: volumen de ventas producidos en el año

Debido a que por el sistema se pueden empaquetar distintos productos, los mismos poseen diferentes precios de venta, esto motiva a realizar un promedio entre productos. Esto da un valor de Bs. 57.600,66 por cada paquete. De esta manera se obtiene Pv. Como el sistema está diseñado para trabajar a la eficiencia efectiva sin parada de 36 paletas por turno, equivalentes a 108.000 paquetes, y suponiendo que el sistema solo trabaja un turno durante 20 días al mes, por los 12 meses del año, el valor Q será:

Q: 108.000 paquetes 1 turnos 20días mes 12 meses

Q: 25.920.000 paquetes producidos al año

Por lo que IB queda:

$$IB = 57.600,66 \text{ Bs/paquetes} \quad 25.920.000 \text{ paquetes/año}$$

$$IB = 1.492.992.000.000 \frac{\text{Bs}}{\text{año}} = 4.976.640 \text{ \$/Año}$$

Tabla 20: Costos de elementos.

| Equipo | Componente | Precio por Und. | Precio Total |
|----------------------------------|--------------------------|-----------------|--------------|
| Sistema de Transportación | Banda FlapTop | 80\$ m2 | 8100\$ |
| | Banda GripTop | 72\$ m2 | 1080\$ |
| | Motor 0,5HP | 150\$ | 900\$ |
| | Rodamientos | 5\$ | 100\$ |
| | Guías Laterales | 5\$ | 850\$ |
| | Material de Construcción | 25\$ | 1400\$ |
| Sensores | PLC | 50\$ | 50\$ |
| | Sensores capacitivos | 38\$ | 76\$ |
| | Electroválvula | 20\$ | 20\$ |
| | Sensor Infrarrojo | 48\$ | 384\$ |
| Torre Espiral | Material de Construcción | 25\$ | 2350\$ |
| | Motor 1,5HP | 180\$ | 280\$ |
| | Rodamientos | 5\$ | 50\$ |
| | Banda GripTop | 72\$ m2 | 9700\$ |
| | Guías Laterales | 5\$ | 205\$ |

Fuente: Lo Piparo (2018).

La empresa obtiene una ganancia del 20% por cada paquete producido, por lo que los costos operacionales (Cop) donde se incluye el pago por materia prima, de nómina, de servicios (electricidad, agua, internet), por paquete será: Bs. 43.776, y en el año serán iguales a:

$$Cop = 43.776 \text{Bs paquete} \quad 25.920.000 \text{ paquete año}$$

$$Cop = 1.134.673.920.000 \frac{\text{Bs}}{\text{año}} = 3.782.246 \text{\$/año}$$

A estos costos operacionales se le debe agregar los costos por mantenimiento al año, que serán:

Lubricación de componentes

Reemplazo de FableTop y cadenas transportadoras

Repuestos

Total de gastos en mantenimiento y suministros = Bs. 1.000.000.000/año.

Por lo que los costos operacionales incluyendo los costos de mantenimiento son: Bs. 1.135.673.920.000 (3.782.246\$).

El valor residual (VR) del proyecto se toma como el 5% del costo de los elementos constitutivos del sistema, por lo que se tendrá un valor de: Bs. 500.000.000.

La tasa mínima de interés se establece en i : 20%.

Debido a la estabilidad económica del país, se establece una tasa de inflación: 58%. Por lo que la tasa de interés combinada será:

20%

58%

$$ic = i + f + (i \cdot f)$$

$$ic = 0,2 + 0,58 + (0,2 \cdot 0,58)$$

$$ic = 0,9 = 90\%$$

Por lo que los flujos netos a una tasa de interés combinada de 90% se aprecian en la Tabla 21 y Tabla 22.

Tabla 21: Flujos monetarios constitutivos.

| | | | | |
|--|---|-------------|-------------|--|
| | | | | |
| | - | | | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |

| | | | | |
|--|--|-------------|-------------|--------|
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | |
| | | 4.976.640\$ | 3.785.579\$ | 1600\$ |

Fuente: Lo Piparo. (2018).

Tabla 21: Flujos monetarios netos.

| | | |
|--|-------------|---------|
| | | |
| | - | |
| | 1.191.060\$ | 0,52632 |
| | 1.191.060\$ | 0,27701 |
| | 1.191.060\$ | 0,14579 |
| | 1.191.060\$ | 0,07673 |
| | 1.191.060\$ | 0,04039 |
| | 1.191.060\$ | 0,02126 |
| | 1.191.060\$ | 0,01119 |
| | 1.191.060\$ | 0,00589 |
| | 1.191.060\$ | 0,00310 |
| | 1.191.226\$ | 0,00163 |

Fuente: Lo Piparo. (2018).

Por lo que el valor actual será:

$$\begin{aligned}
VA(90\%) = & 25.545\$ + (1.191.060\$ \cdot 0,52632) + (1.191.060\$ \cdot 0,27701) \\
& + (1.191.060\$ \cdot 0,14579) + (1.191.060\$ \cdot 0,07673) \\
& + (1.191.060\$ \cdot 0,04039) + (1.191.060\$ \cdot 0,02126) \\
& + (1.191.060\$ \cdot 0,01119) + (1.191.060\$ \cdot 0,00589) \\
& + (1.191.060\$ \cdot 0,00310) + (1.191.226 \cdot 0,00163)
\end{aligned}$$

$$VA(90\%) = \$1.415.662$$

Como él $VA(90\%) > 0$, la propuesta del sistema automatizado es económicamente factible, y la empresa obtendrá elevadas ganancias si lleva a cabo su implementación.

CONCLUSIONES

Mediante el estudio de la situación problemática, se concluye que los objetivos planteados fueron cumplidos satisfactoriamente en su totalidad.

Se implementó un sistema automatizado, además de aumentar la producción y generar ganancias, genera grandes beneficios en su implementación. El operario no debe realizar tareas repetitivas que expongan su salud laboral o enfermedades ocupacionales. En cuanto al diseño del sistema de transportación se puede decir que se han cumplido las expectativas y fases planteadas durante el desarrollo de este proyecto, que en el fondo conduce a principios y métodos muy bien fundamentados por la ingeniería.

El proyecto busca el mejoramiento y la utilización de nuevos elementos, que garanticen la eficiencia y calidad del sistema que se busca implementar, el mismo se apoya en la implementación de nuevas tecnologías, en cuanto a los procesos de transportación se refiere, pero cuando al hablar de su factibilidad se dice y comprueba que este proyecto es factible porque busca disminuir riesgos operacionales y ergonómicos que existen en la actualidad, ya que un trabajador que se lesione genera una serie de inconvenientes al empleador e inclusive penalidades de la ley. Aunque la salud de un trabajador no tiene ningún valor, esto es, no tiene un monto en Bolívares estipulado, si lo tiene la prevención de los accidentes y de las lesiones. En la actualidad existen organismos que se encargan de la evaluación de riesgos existentes en los ambientes de trabajo y penalizan a las empresas que no cumplan con estas normas o leyes.

Se utilizó como herramienta de cálculo las ecuaciones presentadas en el Capítulo II para el diseño de los elementos de máquina; así mismo se pudo comprobar si el material y las dimensiones eran los correctos. Como herramientas principales, también se utilizaron software CAD/CAM/CAE como lo son Inventor, con los que se logró facilitar el cálculo de los componentes más complejos.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda para mejorar el diseño de la base del transportador, realizar el ensamble de la estructura apornada.
- En el caso del sistema neumático, es importante recordar que la red de tuberías debe mantenerse libre de condensación. Por lo que se recomienda supervisar las purgas y la unidad de mantenimiento del sistema para garantizar su buen funcionamiento y alargar la vida útil de los cilindros neumáticos, así como las válvulas y componentes.
- Recomienda mantener lubricados los componentes que a menudo se encuentran rotando como lo son las chumaceras.
- Se recomienda utilizar bandas sanitarias para los cargadores de galletas.
- En recomendable el chequeo esporádico de los ejes, para determinar si estos se encuentran desbalanceados.
- Se recomienda la automatización del sistema de conformado de bultos, con un sistema de brazo robotizado.