



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO
PARA MEJORAR LA LINEA DE PRE ENSAMBLE DEL
FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND CHEROKEE DE LA
EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.**

Autor: Eduardo C. Rodríguez G.

C.I. 20.969.838

Urb. La Viña, Calle Paez, N° 108-110, Municipio Valencia

Teléfono: (0241) 8243636



REPUBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSE ANTONIO PAEZ
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE MECANICA
CARRERA INGENIERIA MECANICA

**DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA MEJORAR LA
LINEA DE PRE ENSAMBLE DEL FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND
CHEROKEE DE LA EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.**

Informe de Pasantías para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Empresa:
FCA VENEZUELA L.L.C.

Autor:
Eduardo C. Rodriguez G.
C.I: 20.969.828

Tutor:
Ing.Giovanni Pizzella P.
C.I.: V-4.455.859

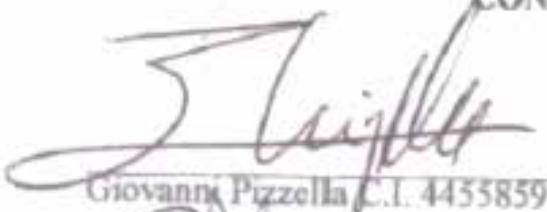
San Diego, Noviembre 2017

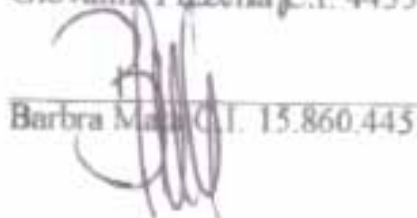


REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA ING. MECÁNICA

DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA MEJORAR LA
LINEA DE PRE ENSAMBLE DEL FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND
CHEROKEE DE LA EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.

CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN


Giovanni Pizzella C.I. 4453859


Barbra Mata C.I. 15.860.445

FCA VENEZUELA L.L.C.
RIF. J-30387430-7

Autor:
Eduardo C. Rodríguez G.
C.I: 20.969.828

Sandiego, Noviembre 2017

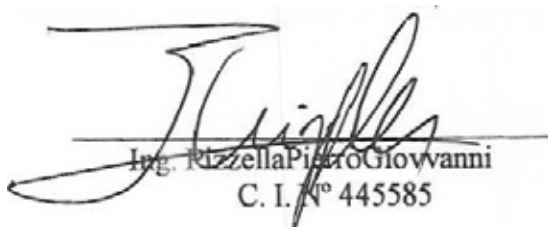


**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA**

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Pizzella P. Giovanni, portador de la cédula de identidad N° 4455859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Eduardo Carlos Rodríguez Gamero, portador de la cédula de identidad N° 20.969.828, titulado **“DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA MEJORAR LA LINEA DE PRE ENSAMBLE DEL FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND CHEROKEE DE LA EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.”**, 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, a los nueve días del mes de Noviembre del año dos mil diecisiete.


Ing. Pizzella P. Giovanni
C. I. N° 445585

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	x
RESUMEN	viii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO	
I LA EMPRESA	
1.1 Reseña Historica.....	4
1.2 Misión, Visión y Valores.....	5
1.2.1 Misión.....	5
1.2.2 Visión.....	5
1.2.3 Valores.....	5
1.3 Objetivo Potencial.....	6
1.4 Productos.....	6
1.5 Estructura Organizativa.....	7
1.6 Departamento “TCF”.....	8
II EL PROBLEMA	
2.1 Planteamiento del problema.....	10
2.2 Formulación del problema.....	11
2.3 Objetivos de la investigación.....	11
2.3.1 Objetivo general.....	11
2.3.2 Objetivos específicos.....	12
2.4 Justificación.....	12
2.5 Alcance.....	13
2.6 Limitaciones del estudio.....	13
III MARCO REFERENCIAL CONCEPTUAL	
3.1 Antecedentes.....	14
3.2 Bases teóricas.....	16
3.2.1 Cadenas transportadoras.....	17
3.2.2 Tipos de cadenas.....	19
3.2.3 Selección del Sistema Transportador.....	29
3.2.4 Motores Eléctricos.....	40
3.2.5 Diseño de Árboles o Ejes de Transmisión.....	48
3.2.6 Cojinetes.....	59
3.2.7 Sistemas de transmisión de cadena (Piñón-Catalina).....	70
3.2.8 Engranajes.....	71
3.2.9 Sensor Inductivo.....	73

3.2.10 Relé.....	75
3.2.11 Contactor.....	76
3.3. Definición de términos básicos.....	78
IV FASES METODOLÓGICAS	
4.1 Fase Metodológicas.....	80
V RESULTADOS	
5.1 Diagnóstico de la situación actual y análisis de los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso....	83
5.2 Determinación y diseño del sistema de transportación más apropiado.....	86
5.2.1 Determinación del sistema de transportación más apropiado.....	86
5.2.2 Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de cadena plástica),.....	86
5.3 Evaluación de la factibilidad técnica y económica del proyecto.....	108
CONCLUSIONES	115
RECOMENDACIONES	117
REFERENCIAS	118
Impresas y electrónicas	
ANEXOS	
Anexo A.....	121
Anexo B.....	122
Anexo C.....	123
Anexo D.....	124
Anexo E.....	126
Anexo F.....	127

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Pág
1	Descripción de Vehículos Ensamblados.....	7
2	Organigrama General de la Empresa.....	8
3	Organigrama Funcional de la línea de trabajo del Departamento TFC	9
4	Eslabones de cadenas y diámetro de paso.....	18
5	Partes de un transportador de cadenas.....	19
6	Tipos Principales de Cadenas.....	20
7	Clasificación y Características de las Cadenas.....	21
8	Tipo de Transportador Tipo A.....	31
9	Tipo de Transportador Tipo B.....	32
10	Tipo de Transportador Tipo C.....	32
11	Transportador Inclinado	33
12	Coficiente μ_d	34
13	Coficiente μ_m	35
14	Coficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas.....	36
15	Coficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria.....	36
16	Coficiente f_2 numero de dientes de la rueda y velocidad de la cadena.....	37
17	Transportador con curva catenaria.....-.....	38
18	Fuerzas en ruedas dentadas en cadena	51
19	Tipos de Cuñeros	53
20	Tipos de Chaflanes.....	55
21	Gráfica para obtener Cs.....	57
22	Tipos de Rodamiento.....	63
23	Simbolización de los Rodamientos.....	64
24	Rodamiento de Bolas.....	65
25	Comparación entre Rodamientos	67
26	Vida útil para de diseño para cojinetes	67
27	Factores Radiales y de empuje para rodamientos de hielera única....	70
28	Identificación de partes del sistema de transmisión.....	70
29	Funcionamiento del sensor inductivo.....	75
30	Estructura de un	76

	Relé.....	
31	Características de la Cadena.....	87
32	Plano del Piñon a Implementar.....	88
33	Montaje de Piñon.....	88
34	Coefficiente de Fricción de la cadena – guía de deslizamiento.....	90
35	Diagrama esquemático de la dirección de fuerzas tangenciales en la rueda dentada	91
36	Motorreductor Renold.....	92
37	Plano de Eje.....	93
38	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	94
39	Diagramas de corte y momento para los planos xz y yz	96
40	Dimensiones de Rodamientos.....	99
41	Montaje de la Rueda.....	100
42	Montaje Piñon Tensor.....	101
43	Guías de Cadena.....	101
44	Circuito Eléctrico 24V.....	103
45	Simulación Circuito 24V-110V.....	104
46	Simulación circuito 24V-110V.....	106
47	Simulación circuito 24V-110V.....	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tablas		Pag
1	Peso de los componentes del área a ser desplazado en la línea.....	84
2	Costo de Elementos.....	111
3	Flujo Monetario Constitutivo.....	113
4	Flujo Monetario Neto.....	114

ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro		Pag
1	Tipos de Acople para Cadena.....	29



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

**DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA MEJORAR LA LINEA
DE PRE ENSAMBLE DEL FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND
CHEROKEE DE LA EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.**

Autor: Eduardo C. Rodriguez G.

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella

Fecha: Julio 2017

RESUMEN INFORMATIVO

El presente informe de pasantía, está destinado a solventar un problema a beneficio de la empresa FCA VENEZUELA L.L.C, productora de automóviles, el cual tiene como objetivo general diseñar un sistema automatizado para mejorar la línea de pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela, con la intención de innovar y automatizar parte del proceso de fabricación de los frontales de la camioneta, eliminando la necesidad de aplicación de fuerza motriz para movilizar los dispositivos, mejorando las condiciones de trabajo y limitaciones actuales del proceso de fabricación de los frontales. En el texto se muestra una investigación explicativa del proyecto a diseñar, como una modalidad de proyecto factible y nivel descriptivo Para cumplir con los objetivos propuestos de una manera ordenada el proyecto se estructura en cinco (5) fases específicas; Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee, Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso, Determinar cuáles son los componentes a reemplazar, Elaborar la propuesta del rediseño de transportación, Realizar un estudio de factibilidad técnico económico de la propuesta.

Descriptor: Diseño, Cadena, Industrial, Frontal, Ensamble.

INTRODUCCION

El ser humano fisiológicamente no está capacitado para levantar y transportar cargas por lo que a lo largo de su evolución fue incorporando mecanismos que le permitieran desarrollar estas actividades con éxito. Al principio utilizó animales y luego con la invención de la rueda hace unos 5500 años surge el sistema de transporte de tracción animal. La agricultura es considerada la primera revolución tecnológica en la historia de la humanidad y las labores de preparación del terreno (arado) procesamiento del cultivo y el transporte de la producción se aceleraron gracias al uso de la tracción animal.

Paulatinamente se incorporaron a la producción de bienes las maquinas simples como palancas, poleas, prensa, tornillo de Arquímedes, grúas, molinos etc. Surge la estandarización y junto a ella la capacidad de intercambiar piezas y el mecanizado.

Se inicia también la línea de producción que se caracteriza por el movimiento regular y continuo de materiales desde el almacén hasta el producto acabado. Esto se logró casi repentinamente a finales del siglo XVIII con la mecanización del proceso de molido de grano por Oliver Evans. Para Oliver elevación y transporte no son sino vínculos con el proceso de producción continúa desde la materia prima hasta el producto acabado.

Oliver Evans introduce la cinta sinfín, el tornillo sinfín y la cadena de cubos.

En adelante la línea de montaje además de sus mecanismos economizadores de mano de obra trabaja en la cooperación planificada entre grupos (trabajo en equipo). División del trabajo planteada por Adam Smith en el siglo XVIII como base de la industria.

En 1833 se relega el trabajo manual a una sola operación que conduce a un proceso más eficiente y en menor tiempo siguiendo los planteamientos de división del trabajo de Adam Smith.

Frederick Taylor investiga los métodos de trabajo generando sus principios fundamentales de gestión científica donde el trabajo debe ser efectuado con facilidad, con la menor cantidad de movimientos y de ser posible sin fatiga, todo guiado por tiempos de acciones (métodos de cronometraje).

En 1908 Henry Ford aplica las leyes de Taylor al proceso automotriz. La idea consistía en separar cada función en unidades mucho más pequeñas que iban creciendo constantemente. El proceso comenzó a cambiar la primavera de 1913. La primera pieza de la línea de montaje moderna fue el magneto serpentín. Antes un obrero (y tenía que ser uno especializado) producía un magneto de principio a fin, el proceso se dividió en 29 operaciones diferentes que eran realizadas por 29 hombres con escasa preparación técnica. Ford y su gente no tardaron en aplicar el mismo razonamiento al resto de la fábrica, lo que condujo a la línea de producción totalmente automática en 1920. La filosofía de Ford ha sido expandida a todos los ámbitos industriales donde se trabaja en la búsqueda y mejora constante de las líneas de producción para aumentar la eficiencia de los procesos, reducir los costos y disminuir también la cantidad de siniestros laborales que implica el manejo de los procesos y maquinarias manualmente por los operadores, por esto, el presente trabajo de grado va enfocado a “DISEÑAR UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA MEJORAR LA LINEA DE PRE ENSAMBLE DEL FRONTAL DE LA CAMIONETA GRAND CHEROKEE DE LA EMPRESA FCA VENEZUELA L.L.C.”

El informe se dividió en cinco Capítulos, los cuales consistían en primera instancia en describir la empresa, su organización, sus productos, misión visión, objetivos, entre otros, que la caracterizan y diferencian de otras empresas. Se especificó el problema a resolver, así como los objetivos a alcanzar para resolver dicho problema. Por otra parte también se determinó la base teórica para poder

globalizar y determinar los medios a utilizar para alcanzar el objetivo planteado. También se prosiguió a describir cada una de las fases contempladas en el proyecto, de manera de desglosar cada uno de los pasos a seguir para la resolución de dicho problema. De igual manera basada en la información teórica descrita previamente se realizó los cálculos necesarios para determinar el sistema a utilizar y la factibilidad del mismo. Y por último establecer las conclusiones de los resultados obtenidos a lo largo del desarrollo de este proyecto.

CAPÍTULO I

LA EMPRESA

1.1 Reseña histórica.

Chrysler de Venezuela S.A inicia operaciones durante la década de los años 50, en la ciudad de Caracas, bajo la denominación de “Empresa de Ensamblaje Venezolana S.A”, dedicándose al ensamble y comercialización de vehículos de la firma Chrysler, (Dodge, Plymouth, De Soto).

En el año 1.960, debido a la creciente demanda producida y las proyecciones de expansión, deciden construir una nueva sede en Valencia Edo. Carabobo (actual sede de General Motors de Venezuela), en alianza con la corporación americana “American Motors, cuyo propósito era ensamblar y comercializar productos automotores Nissan Patrol y Jeep.

En 1979 se efectúa una negociación entre Ensambladora Carabobo C.A. y la empresa “Jeep de Venezuela S.A” (subsidiaria de Jeep Corporation U.S.A) ubicada en la ciudad de Tejerías, Edo. Miranda. En 1982, debido a la contracción económica que atravesaba el país, deciden integrar las operaciones en la planta de Valencia bajo el nombre de “Jeep de Venezuela S.A.”

Años más tarde (1.987), La “Corporación Chrysler” compra “American Motors Co.”, dando un nuevo rumbo a las políticas internas y al ensamblaje de nuevos modelos (Wagoneer Limited, Wrangler, Cherokee y Comanche, Spirit /Lebaron, Grand Cherokee y Neón).

Una nueva alianza se establece, en 1999 “Chrysler Corporation” se fusiona con otro gigante automovilístico, “Daimler-Benz”, conformando así la Corporación “Daimler-Chrysler”. Esta alianza aseguró el ensamble de vehículos importados marca Mercedes Benz para comercializarlos de acuerdo a los requerimientos del país.

Para el año 2.007, el “Consortio Cerberus”, con sede en Nueva York, asume la mayoría accionaria de la compañía “Daimler-Chrysler”, y es a partir de ese momento el nombre de la compañía pasa a ser “Chrysler de Venezuela L.L.C.”. A finales del 2013 se consolida la fusión entre el “Grupo Fiat” y la “Corporación Chrysler” y “Chrysler de Venezuela L.L.C.” pasa a formar parte del grupo Fiat, siendo el compromiso más importante adecuar sus estándares a la filosofía de trabajo corporativo llamado World Class Manufacturing/Manufactura de Clase Mundial (WCM), que plantea desarrollar un nivel de excelencia en el Sistema Operativo de la empresa, para lograr una Competitividad de Clase Mundial.

1.2. Misión, visión y valores.

1.2.1 Misión.

Ser los suplidores de productos automotrices y de servicios, más rentables en todos los segmentos de relevancia en Venezuela. Continuar fortaleciendo las marcas y suplir extraordinarios vehículos, que satisfagan a sus clientes. Asegurando una integración óptima de productos, funciones, procesos y culturas, cumpliendo con todos los requerimientos locales; así como los objetivos del grupo. Pretenden ser la compañía más admirada de Venezuela, además de contratar y retener los mejores empleados, creando un medio ambiente que genere resultados de clase mundial.

1.2.2 Visión.

Ser responsables por el buen éxito de los productos automotrices y servicio de Chrysler en Venezuela, su propósito es definir y gerenciar las actividades en el país para las divisiones y unidades de negocios, para contribuir significativamente con los objetivos de globalización de Latino América, sustentar el crecimiento continuo, maximizando las ganancias y satisfacción del cliente.

1.2.3. Valores.

- **Trabajo en equipo:** puesto que la suma de los esfuerzos individuales sumados y orientados a una misma dirección son más productivos.
- **Innovación:** mejorando continuamente el proceso de trabajo.

- **Enfoque al cliente:** asumiendo como prioridad el mantenimiento de una relación leal e íntegra, para así poder lograr un alto nivel de calidad del servicio.
- **Calidad:** su trabajo estará orientado hacia la obtención de un alto nivel de calidad en todos sus procesos y por ende en sus servicios.
- **Agilidad:** están conscientes de que sus tiempos de respuesta deben ser los más adecuados, respetando su compromiso con la corporación y sus clientes.
- **Excelencia:** confían en el desempeño de cada uno de sus compañeros de trabajo, delegando responsabilidades y tareas en equipo, asumiendo un alto nivel de motivación al logro y compromiso ante la empresa y los clientes.
- **Responsabilidad:** es necesaria la actualización constante, asumiendo los procesos de mejoramiento continuo como factor evolutivo con enfoque hacia el cliente, manteniendo una relación laboral basada en el respeto y en el equilibrio.

1.3. Objetivo potencial.

FCA Venezuela L.L.C. y todos sus integrantes, tienen como objetivo general ofrecer un producto de calidad, fabricado con estándares de Clase Mundial, fortalecer la marca cada día más y alcanzar la plena satisfacción del cliente con el propósito de ser la empresa líder y más admirada en todo el territorio nacional.

Los productos fabricados (vehículos ensamblados) por FCA Venezuela L.L.C., van dirigidos a un segmento de la población con mediano poder adquisitivo y son distribuidos a todo el territorio nacional. El servicio de Asistencia y Atención al Cliente va dirigido a todos los usuarios, una vez adquirido el producto.

1.4. Productos.

La empresa FCA Venezuela L.L.C. dedica su proceso productivo al ensamble de vehículos, así como también a la prestación del servicio de asistencia y atención al cliente postventa, por garantías de los modelos ensamblados y comercializados por la misma.

En la Figura 1, se describen los modelos de los vehículos actualmente ensamblados

MODELO	DESCRIPCION	CODIGO
W2	Grand Cherokee Limited 4x4	VW6
	Grand Cherokee Laredo 4x4	VW8
BK	Dodge Forza LE (GNV)	VB2
	Dodge Forza LX (GNV)	VB4

Figura 1: Descripción de Vehículos ensamblados

Fuente: FCA Venezuela L.L.C. (2017)

1.5. Estructura organizativa.

FCA Venezuela L.L.C. cuenta con una estructura organizacional representada con un organigrama vertical que muestra claramente las jerarquías de todo el personal que en ella labora, desde el presidente hasta el personal de producción directa, pasando por directores de vehículos comerciales y ventas, mercados y ventas, operaciones y manufactura, recursos humanos y relaciones laborales, planificación estratégica y relaciones públicas.

Cada dirección está constituida por diferentes departamentos, operaciones y manufactura a su vez está conformada por el departamento de carrocería, pintura, manufactura y TCF, que no es más que tapicería, chasis y motores y línea final. En la figura 2 se muestra el organigrama estructural de la empresa FCA Venezuela L.L.C.

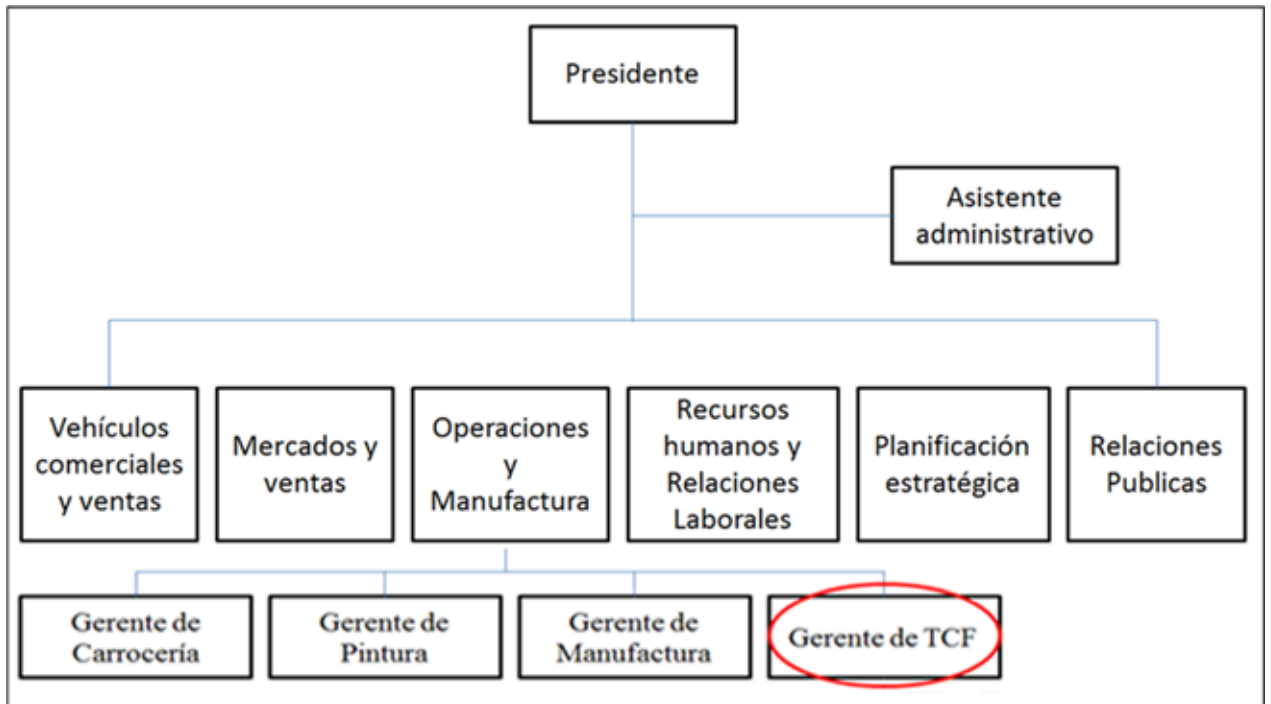


Figura 2: Organigrama general de la empresa

Fuente: FCA Venezuela L.L.C. (Enero 2017)

1.6. Departamento “TCF”: equipo de trabajo, objetivos y funciones.

TCF está conformado por 3 líneas de ensamblaje como lo son tapicería, chasis y motores y línea final; son los encargados de ensamblar la unidad manteniendo un alto nivel de calidad en el producto terminado. A su vez TCF cuenta con un supervisor para cada línea de ensamblaje, un ingeniero de proceso y un ingeniero de producción.

A continuación en la figura 3 se muestra el diagrama funcional del área donde se realizaron las pasantías.

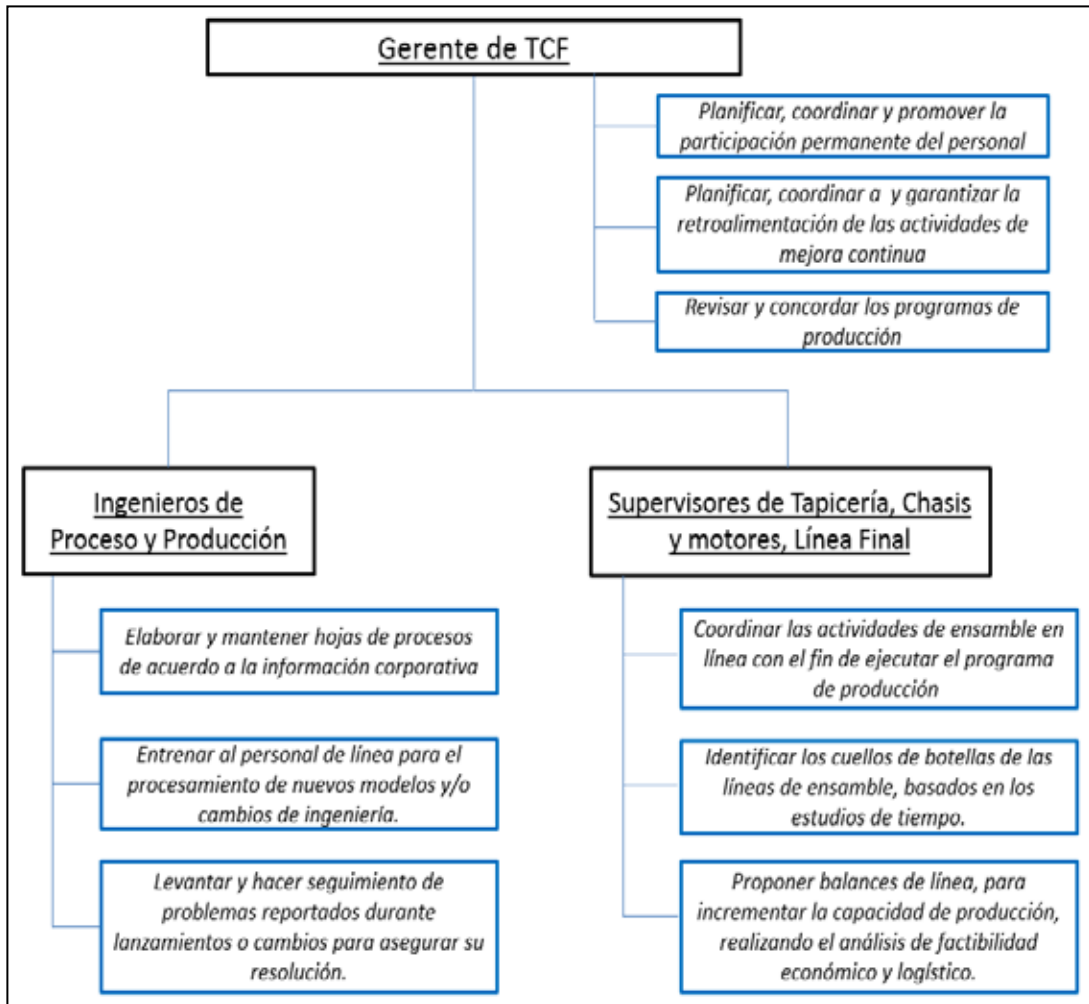


Figura 3: Organigrama funcional de la línea de trabajo del Departamento TCF

Fuente: FCA Venezuela L.L.C. (2017)

CAPÍTULO II

EL PROBLEMA

2.1 Planteamiento del problema

En las últimas décadas, las grandes corporaciones se han visto en la necesidad de implementar acciones que les permita mejorar su rentabilidad y por ende disminuir las causas que provocan un retraso en el logro de este objetivo; maximizando el uso eficiente de los recursos y aumentando su productividad. De igual manera se han enfrentado a las limitaciones tecnológicas, de profesionalismo, políticas, sociales y económicas que vive cada país.

Dentro de este contexto, la industria automotriz ha estado siempre a la vanguardia de la actualización tecnológica en sus líneas de producción, capacitación de su personal y la implementación de filosofías de calidad de clase mundial. Sumado a esto habría que añadir la alta competitividad que existe en el ramo dada la diversidad de productos y/o servicios ofrecidos en el mercado.

Chrysler de Venezuela, como es sabido, después de la fusión con el grupo Fiat, fundamenta su sistema operativo en la filosofía de trabajo WCM, que plantea desarrollar un nivel de excelencia en el Sistema Operativo de la empresa, para lograr una competitividad de clase mundial.

FCA de Venezuela LLC se encuentra en una situación difícil, debido a las condiciones políticas y económicas que atraviesa actualmente el país. Lo cual afecta directamente los procesos para la adquisición de divisas necesarias para la compra del material CKD (*Complete Knock Down*) que no es más, que el material desensamblado proveniente de suplidores corporativos, trayendo como consecuencia el no cumplimiento de las proyecciones anuales de producción y venta de unidades.

La presencia de todos estos inconvenientes ha disminuido la operatividad de la fábrica por lo que los accidentes o lesiones laborales se presentan en menor número y más espaciadas en el tiempo que en el caso de una producción en masa estándar como la estipulada para esta corporación

En los últimos años, sin embargo, los operadores del área de pre ensamble del frontal de la Grand Cherokee han presentado quejas a sus superiores por el uso excesivo de fuerza para lograr el movimiento de los carros de trabajo en la línea, ya que estos se desplazan manualmente a través de una guía o carril, logrando el movimiento a través de ruedas colocadas en los extremos de los dispositivos móviles y con ayuda de rodamientos colocados en el interior del carril.

Por la necesidad de la empresa de mejorar constantemente sus procesos, acelerar su producción y evitar accidentes laborales ofreciendo un ambiente de trabajo lo más amable posible con el personal, se ha buscado la manera de automatizar progresivamente la línea de ensamble de la Grand Cherokee, la cual es la menos automatizada de la planta con presencia humana en gran parte de sus estaciones. Para ello se requiere la evaluación del FEM (Front End Module) que es el área de pre ensamble de la parte frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela, para así mejorar la producción y poder evitar problemas de índole laboral en el futuro inmediato.

2.2 Formulación del problema

¿Cómo se podría mejorar la línea de producción en el sector de pre ensamble de la parte frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela?

2.3 Objetivos de la investigación:

2.3.1 Objetivo general:

Diseñar un sistema automatizado para mejorar la línea de pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela.

2.3.2 Objetivos específicos:

- Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa Chrysler de Venezuela para el pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee.
- Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.
- Determinar cuáles son los componentes a reemplazar.
- Elaborar la propuesta del rediseño del sistema de transportación.
- Realizar un estudio de factibilidad técnico económico de la propuesta.

2.4 Justificación del problema.

En la actualidad Chrysler de Venezuela contribuye con un número notorio de vehículos al contraído mercado nacional, lo cual es de gran importancia en especial cuando el país sufre de escasez de vehículos nuevos fabricados localmente. Es vital para la empresa y para el mercado automotriz aumentar la producción día a día y con la mejor calidad posible, lo que requiere tener equipos y herramientas con tecnología de punta y un personal en condiciones óptimas tanto física como psicológicamente. Para aplicar los procesos de manufactura se debe tomar en cuenta que los tiempos muertos conllevan al incremento de los costos operacionales, ocasionando pagar más mano de obra para la fabricación de la misma cantidad de vehículos afectando la economía de la empresa.

En este caso se estudia la estación de la línea de producción de pre ensamble de la parte frontal de la camioneta Grand Cherokee, la cual presenta condiciones de tiempos muertos y problemas disergonómicas resaltantes que afectan al operador y proporcionalmente a la producción de los vehículos. Por tal razón se plantea la elaboración de una propuesta de diseño de traslado o automatización que simplifique la operación de traslado en la operación, que al aprovechar la eficiencia del proceso, disminuya el tiempo de operación.

Con la elaboración de este trabajo de pasantía se busca reducir los gastos operativos producto de la ineficiencia del proceso de pre ensamble, adicionalmente la

realización de esta propuesta de diseño pudiese ser replicado en otras áreas de la empresa con necesidades similares a la del área de pre ensamble o incluso tomado como base para futuros proyectos factibles.

2.5 Alcance.

Con la propuesta de este diseño, se dará una solución a la problemática de condiciones de tiempos muertos y problemas disergonómicas resaltantes producida por la actual forma de trabajo de pre ensamble de la parte frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela. Esta investigación también será punto de apoyo a la ingeniería mecánica, a diseñar futuros dispositivos similares para el gran campo de la industria o fines universitarios. Finalmente se debe mencionar que el alcance es desarrollar el informe de pasantías requisito indispensable para optar por el título de ingeniero mecánico.

2.6 Limitaciones.

El tiempo de investigación está estipulado en 8 meses, sin embargo, en el transcurso del desarrollo de la investigación pueden surgir nuevas variables provenientes de ideas consolidadas y derivadas de la propuesta de solución que se adopte que pueden extender este período de investigación.

El costo de fabricación del dispositivo y la fabricación misma, corre por parte de la empresa FCA de Venezuela, aun cuando en su mayoría de las partes podrían encontrarse en la misma, pudiera darse el caso que la gerencia Departamento de Manufactura de FCA de Venezuela decida otra cosa para su construcción.

CAPÍTULO III

MARCO TEÓRICO

El marco teórico da una visión de donde se sitúa el planteamiento propuesto, dentro del campo de conocimiento y ayuda a documentar como la investigación agrega valor a la literatura que ya existe o lo que es lo mismo, sustentar teóricamente el estudio. En este caso Diseñar un sistema automatizado para mejorar la línea de pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee de la empresa Chrysler de Venezuela. Con la finalidad de contar con la mayor cantidad de información posible, la cual pueda sustentar el desarrollo del proyecto, se presentara a continuación una serie de investigaciones realizadas por diferentes autores quienes aportan sus conocimientos y logros a favor de futuros trabajos puedan darse sustento en base a estos, constituyendo un aporte valioso para la realización de la investigación.

3.1 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

Ruiz, C (2004), en su trabajo 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 enmarco en modalidad proyecto factible basado en una investigación documental, el autor propone diseñar un sistema de control automatizado para optimizar el proceso de paletizado.

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

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 fue 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.

Así mismo, Martínez, J (2006), en su trabajo especial de grado, titulado **“Rediseño de sistema de transmisión de las cadenas de descarga de paletas llenas, en el paletizador de la línea de ketchup, en la empresa alimentos Heinz”**, el propósito de este trabajo fue agilizar la descarga de las tarimas llenas del paletizador con el fin de mejorar la continuidad del proceso productivo de la línea de Ketchup. Este trabajo se enmarcó en la modalidad de proyecto factible basado en una investigación de tipo documental, el autor propone rediseñar el sistema de transporte de paletas llenas de cajas en la salida del paletizador, con el fin de agilizar la descarga de las mismas.

Esta investigación servirá de apoyo para el investigador para 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.

Finalmente, Lugo J. (2017) en su informe final de pasantías titulado **“Semiautomatizado de la línea de producción número tres para el empaqueo en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la empresa Alimentos Berrios Albeca, C.A.”** el cual se basa en el semiautomatizado de la línea de producción número tres para el empaqueo en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la empresa Alimentos Berrios ALBECA, 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 de cadenas que es mucho más eficiente y garantiza una mayor estabilidad en el proceso de transportación de los envases de galón. Se diseñó el sistema de transportación más apropiado en las dimensiones del espacio físico disponible actual, el mecanismo de empaqueo de los envases de galón y su vez, el sistema de cerrado de los empaques de cartón. 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.

El aporte de este proyecto al diseño implementado aquí se fundamenta principalmente en la selección del transportador de cadenas utilizado para cerrar las cajas y la metodología utilizada para el cálculo del eje de piñón.

3.2 Bases teóricas.

Las bases teóricas son las que representan la referencia del problema que se plantea, es por esto que toda investigación debe estar estructurada por la teoría y el método de trabajo para complementar los hechos y permitir así la relevancia del estudio. Comprenden un conjunto de conceptos y proposiciones que constituyen un

punto de vista o enfoque determinado, que está dirigido a explicar el fenómeno o problema que se está planteando.

El proyecto a realizar se enmarca dentro de los procesos de mecanización y automatización de la producción. La mecanización surge para simplificar el trabajo y en consecuencia mejorar la productividad del individuo y de los procesos productivos. La primera fase de la mecanización consiste en transformar los actos de empujar, tirar o halar y apretar en una rotación continua. La segunda fase afecta a los medios de mecanización y los procesos por medio de los cuales los objetos han de ser reproducidos mecánicamente. Parte importante de los sistemas automatizados es el transporte de materiales o productos terminados o semi-acabados entre las diferentes estaciones de la línea de producción. Existen diferentes sistemas de transporte cuyo diseño dependerá de la función para la cual sean destinados y el producto a transportar, entre los que se pueden destacar sistemas como los de arrastre por cadenas o cadenas de tracción, los cuales son utilizados en procesos de carga pesada o para el arrastre de material a granel; cintas transportadoras, las cuales son utilizadas generalmente para transportar gran cantidad de elementos a lo largo de una ruta fija de manera continua; también son de amplio uso los transportadores aéreos, los cuales basan su funcionamiento en el mismo principio que las cadenas de arrastre a nivel de piso pero permitiendo un mejor uso del espacio al movilizar los elementos suspendidos en el aire.

Para este proyecto se desea implementar un sistema de arrastre de cadena a nivel de piso para movilizar los carros de trabajo en la línea de sub-ensamble. Este sistema esta compuesto de diferentes elementos como son: la cadena, los rodamientos o ruedas, el motor, el plc y los engranes para acoplar la cadena al motor

3.2.1 Cadenas transportadoras

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 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.

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 4).

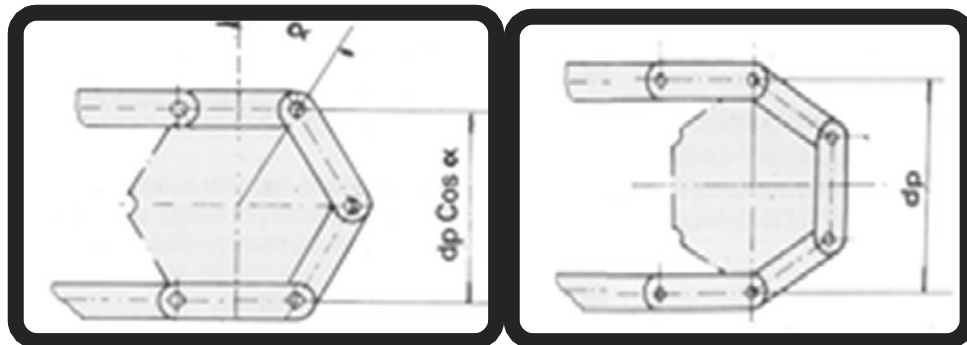


Figura 4: Eslabones de cadenas y diámetro de paso.
Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte.
Ed. Mir. Moscú (1976).

Partes de un transportador de cadenas.

Se puede observar a través de la Figura 5 las partes que componen un transportador de cadenas.

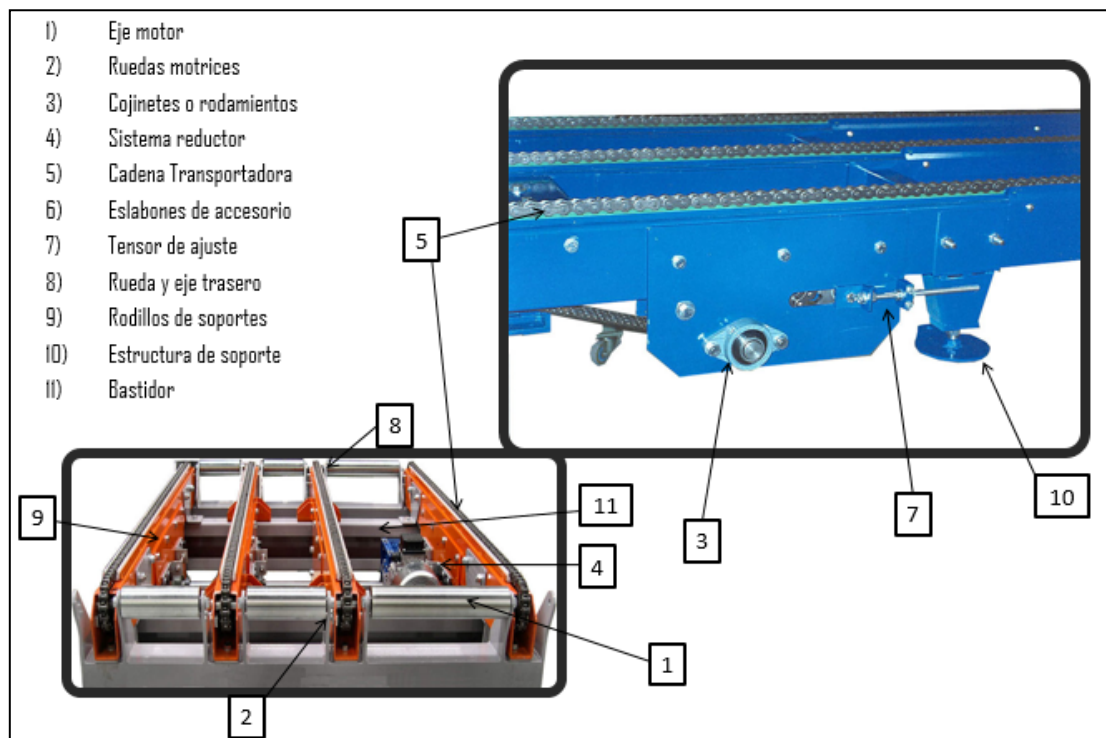


Figura 5: Partes de un transportador de cadenas.
 Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1970).

3.2.2 Cadenas

Las cadenas están constituidas por eslabones de acero cerrado, confeccionados mediante alguna de las siguientes tecnologías:

- Alambre de acero cortado, doblado y soldadura eléctrica.
- Acero forjado
- Acero fundido

Tipos de Cadenas

Hay tres tipos principales de cadenas, siendo éstas las de eslabones calibrados (ver figura 7a), de eslabones cable (ver figura 7b) y de eslabones de apoyo (ver figura 4c).

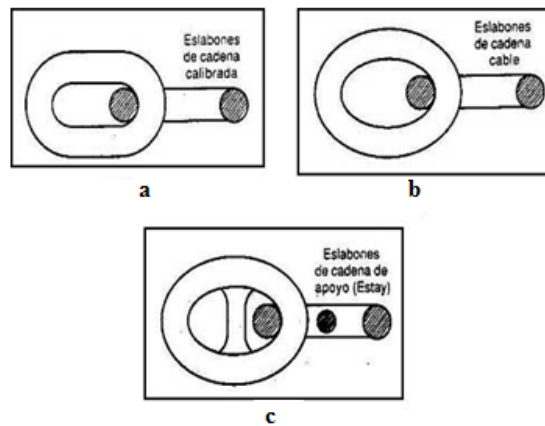


Figura 6: Tipos principales de Cadenas
Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.com. (2016).

Dimensiones Nominales

El diámetro nominal de una cadena es el diámetro del acero con que está construida. El diámetro nominal es el medido en el sector derecho de la parte sin costura del eslabón.

El paso de una cadena está dado por la longitud interna de los eslabones y es el que define según la longitud de la cadena la cantidad de eslabones.

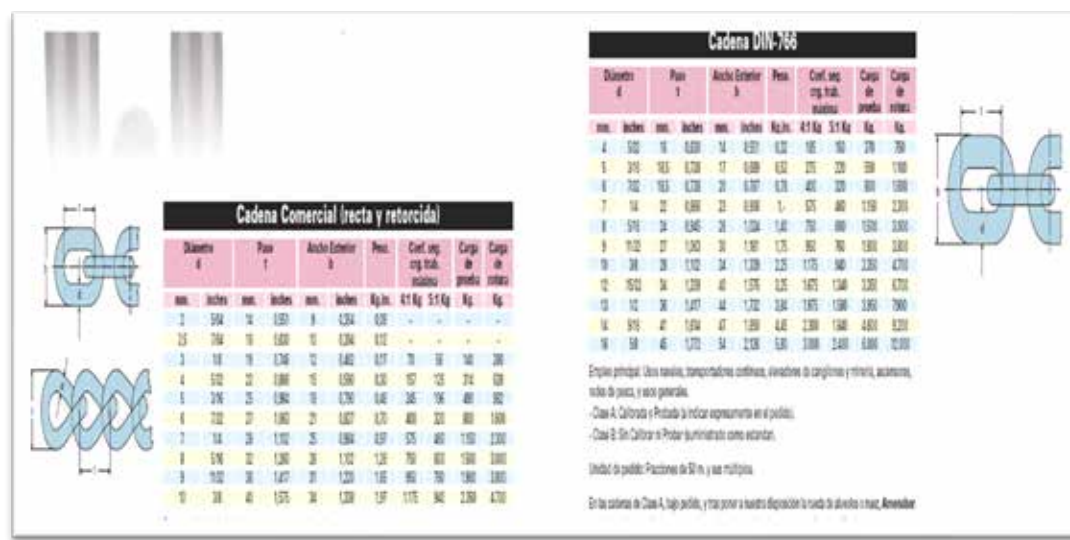
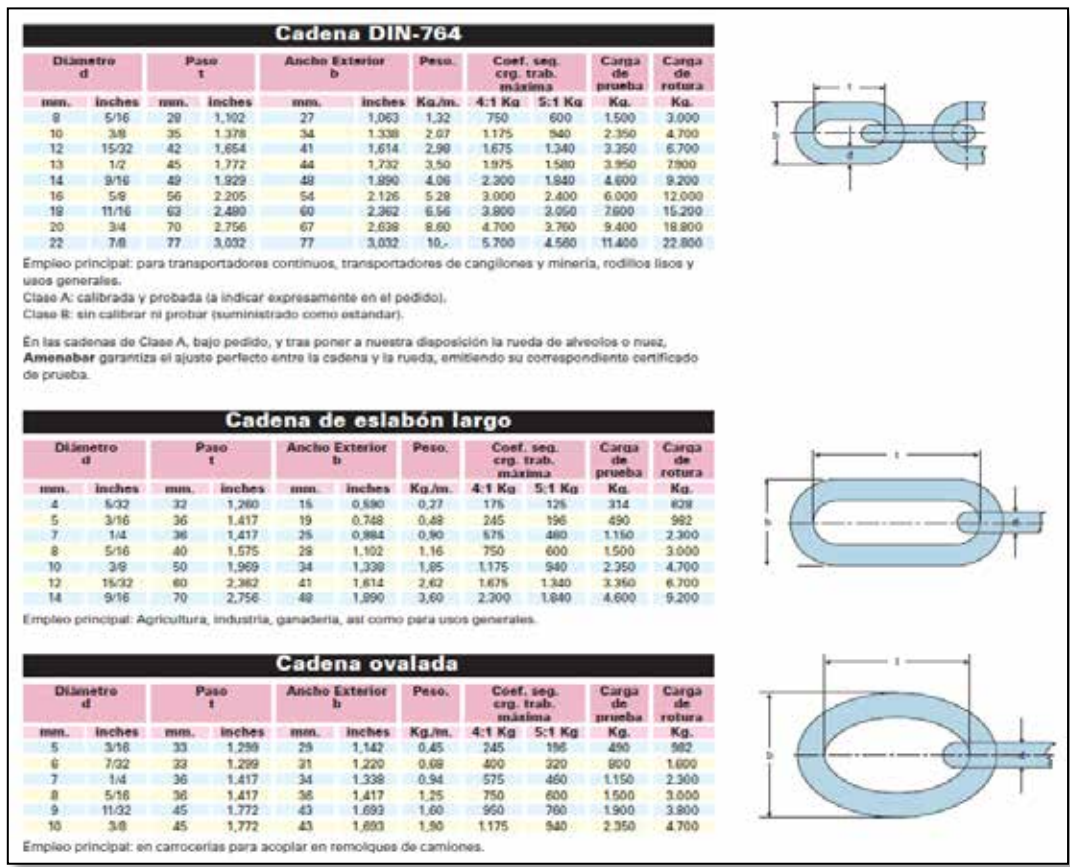


Figura 7: Clasificación y características de las cadenas
 Fuente: Catalogo Amenabar para cadenas (2002)

Dimensiones de una Cadena

Las dimensiones principales de un eslabón, son:

- 1 - Diámetro del alambre de acero (d)
- 2 - Ancho interior (e)
- 3 - Ancho exterior (b)
- 4 - Paso (p)

La relación entre los distintos parámetros con respecto al diámetro del alambre (d):

- Ancho interior : $e = 1,3 \times d$
- Ancho exterior : $b = 3,3 \times d$
- Paso : $p = 3 \times d$

Tratamientos térmicos

Las cadenas de alta resistencia deben llevar un tratamiento térmico, para obtener las características mecánicas que se les van a exigir en el desempeño de su trabajo.

Recubrimientos

La cadena se puede comercializar en tres acabados:

- Negra, tal como sale de la línea de producción.
- Pulida, sometida a un proceso de pulido mecánico, que mejora su aspecto al eliminar todas las impurezas superficiales del alambre. Además elimina todas las rebabas que hayan podido quedar en el proceso de fabricación, pero no le confiere ninguna resistencia a la oxidación.
- Recubierta, tratada químicamente, mediante la aportación de elementos que protegen la superficie del alambre contra la oxidación.

En la cadena comercial el principal recubrimiento es el galvanizado electrolítico o zincado, que proporciona brillo y una resistencia media a la corrosión. Otros acabados posibles, como el galvanizado al fuego, no proporcionan un aspecto tan bonito pero su resistencia a la corrosión es muy superior. Hay otros recubrimientos

orgánicos, que pueden llegar a conseguir resistencias a la corrosión formidables. En algunos casos se requieren acabados en pintura. (Cadenas ornamentales).

Calibración

Cuando las cadenas deben de tener un paso garantizado, para pasar por ruedas de alveolos (por ejemplo en sistema de elevación o transporte) o cualquier otro sistema que exija precisión de paso, es cuando debemos calibrar la cadena. Este proceso uniformiza el paso de la cadena. Esta operación, garantiza una prueba de carga de la cadena

Prueba

Las cadenas son sometidas a un ensayo de tracción, a una carga de prueba que es determinada por distintas normas. En estas pruebas la carga es siempre inferior al límite elástico de la cadena. Todas las cadenas destinadas a elevación deben ser sometidas a esta prueba.

Proceso de fabricación de una Cadena

Montadora

Para obtener una cadena adecuada, es necesario configurar bien la maquina montadora. El desarrollo de cada eslabón es fundamental para que no surjan problemas posteriores de alineamiento. El buen cizallado de cada eslabón unido a la correcta alineación de los utillajes, hacen que la geometría del eslabón sea perfecta. Además, es imprescindible la aportación de material suficiente, para que pueda fusionar bien en las máquinas de soldar.

Soldadora

Para un buen acabado de la cadena es imprescindible que se suelde bien. El tiempo, la intensidad, la presión adecuada de las mordazas, son variables importantes para obtener una cadena de calidad.

Manipulación

La intervención de las personas es muy importante en el proceso de producción. Sin embargo esa cadena para operaciones de acabado, debe ser trabajada por manos

expertas, que preparan los atados de cadena de forma que no se hagan nudos en los paquetes, que se van a pulir o zincar.

Pulido

El pulido nos proporciona un buen aspecto de la cadena y permite eliminar posibles filos, que hayan quedado tras el rebabado en la máquina de soldar.

Zincado

El zincado proporciona una resistencia a la oxidación y mejora la presentación de la cadena. La calidad del zincado depende del espesor de la capa así como del cubrimiento en todas las áreas del producto a recubrir.

Calidad de una Cadena

Es necesario que toda cadena empleada tenga garantía en sus características, por ello la adquisición de las cadenas debe ser solicitando que estas cumplan con normas internacionales reconocidas tales como ISO 1834-1980, UNE 58-520-86.

El mismo criterio se aplica a los accesorios de las cadenas, tales como ganchos, anillos, grilletes, etc., teniendo que estar todos grabados con el logotipo del fabricante para poder ser identificados.

Elección de una Cadena

La carga máxima de trabajo de una cadena no debe exceder de $1/5$ de su carga de rotura efectiva.

Carga de trabajo < carga de rotura efectiva x 1/5

La carga teórica de rotura es igual al producto de la tensión teórica de rotura, en kg/mm^2 , por el doble de la sección nominal de la cadena en mm^2 , expresado en kg.

Por lo tanto conviene determinar en cada caso cuál es el esfuerzo a la tracción que ha de soportar la cadena y compararlo con su carga de rotura, dada por el fabricante.

Usos de una Cadena

Pese al problema que representa en una cadena su peso, éstas son muy utilizadas por las ventajas que tienen frente a los cables de acero respecto a la gran versatilidad que le da el hecho de poder girar dos eslabones contiguos sin sufrir daño. Los cables

pueden, en este caso, sufrir cortes, aplastamientos, deformaciones, etc. que los dejarían inutilizados o crearían riesgo de rotura.

Inspección de una Cadena

La revisión periódica de una cadena permite seguir la evolución de su estado, por tal motivo se examinarán en toda su longitud, tras una limpieza donde se eliminará toda la suciedad adherida. Se verificarán con cuidado las partes más expuestas a deterioro, este examen se efectuará la cadena en reposo y el inspector deberá utilizar todos los elementos de protección personal exigidos para esta operación.

Aspectos a Inspeccionar

Se deben inspeccionar:

- Erosiones, (rechazando la cadena con uno o más eslabones con una reducción de la sección igual o mayor al 5%).
- Cambios de color por exposición al calor.
- Corrosión (rechazando la cadena con uno o más eslabones corroídos en una reducción que llegue al 5%).
- Eslabones torcidos
- Reducción de diámetro (rechazando la cadena con uno o más eslabones con una reducción de la sección igual o mayor al 5%).
- Eslabones alargados.
- Eslabones aplastados.
- Eslabones marcados.
- Eslabones fisurados (dejan inutilizada la cadena).
- Eslabones rajados (dejan inutilizada la cadena).
- Eslabones abiertos (dejan inutilizada la cadena).

Unión de Cadenas

La unión de dos cadenas no debe efectuarse mediante eslabones hechizos o soldaduras, para hacerlo correctamente se debe efectuar mediante anillos y ganchos

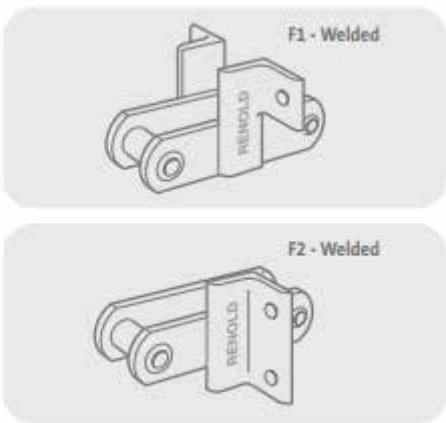
colocados en sus extremos, Por lo general se utiliza una argolla de unión desmontable.



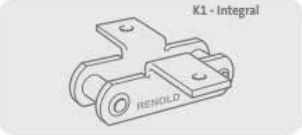
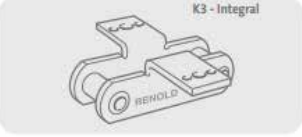
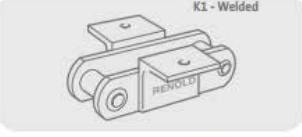
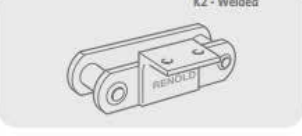
Cuidados durante la operación

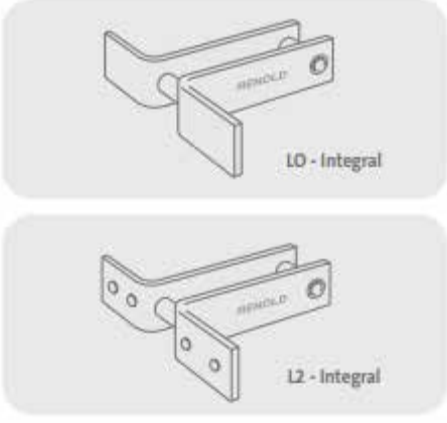
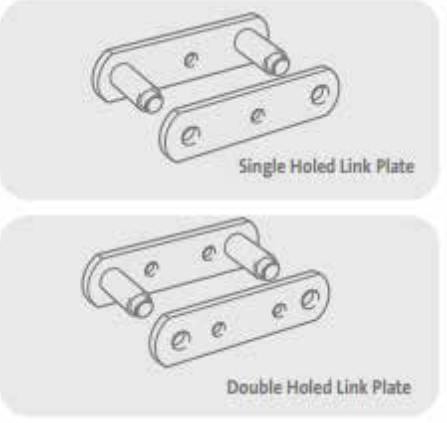
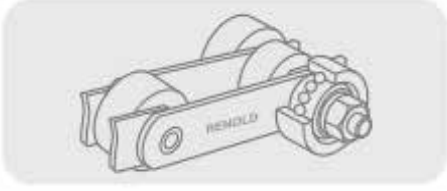
- Debe quedar recta sin nudos ni retorcidos.
- Una cadena no debe ser forzada contra aristas vivas.
- Cuando la cadena esté tensa no debe realizarse esfuerzos bruscos.
- Se debe tener en cuenta que toda cadena se fragiliza por efecto de las bajas temperaturas, por tanto se deben evitar golpes bruscos en estas condiciones.
- La exposición a arenas y polvos, hace que se pueda erosionar.
- Las cadenas no deben ser expuestas a agentes químicos.
- Deben ser mantenidas lubricadas para evitar la corrosión y el desgaste.

Acoplamiento

Los acoples son partes que se encuentran empotrados a una cadena base, para adaptar esta a cualquier función particular en una línea de transporte. Estos deben formar parte integral de la chapa de conexión, o deben ser construidos en la cadena en sustitución de la conexión estándar. Otros acoples (dependiendo del tipo) son unidos a la chapa de la cadena mediante pestañas de acoples ya diseñados en la cadena o por soldadura de uno o ambos lados de la misma.

	<p>Acople F</p> <p>Estos proporcionan una superficie plana en los ángulos rectos a la chapa de la cadena. Estos son utilizados en aplicaciones como barras rascadoras, etc</p>
---	--

 <p>Spigot Pin through Hollow Bearing Pin</p>  <p>Spigot Pin through Link Plates</p>	<p>Acople de Espiga o Vástago</p> <p>Estos pueden ser ensamblados entre ambos pasadores o pernos de la cadena o sobre uno de los extremos de la misma, y son asegurados por una tuerca y su respectiva arandela.</p>
 <p>K1 - Integral</p>  <p>K3 - Integral</p>  <p>K1 - Welded</p>  <p>K2 - Welded</p>	<p>Acople K</p> <p>Estos proporcionan una plataforma paralela a la línea de la cadena y el eje del perno de soporte. Son utilizados para listones de seguridad, rascadores, valdes, etc. Acoplados a la cadena</p>

	<p>Acople L</p> <p>Son integradas a la chapa externa de la cadena. Normalmente ellos poseen 2 agujeros (L2), pero para ser utilizado en rascadores pueden ser suministrados sin agujeros y con varios anchos de caja (LO)</p>
	<p>Chapas de acople con agujero</p> <p>Los de agujero sencillo son utilizados para acoples de espiga o vástago, y es requerido de ambos lados de la cadena. Los de doble agujero son utilizados para la elaboración de acoples especiales de uno o ambos lados de la cadena</p>
	<p>Rodamientos Externos</p> <p>Estos poseen dos ventajas principales, como portadores directos de carga que permiten a las ruedas de la cadena ser utilizadas únicamente para propósitos de apalancamiento, pueden ser cambiadas fácilmente sin necesidad</p>

	de cambiar la cadena. Son especialmente útiles cuando los acoples previenen el apalancamiento de las ruedas en una vía de soporte, en la carrera de retorno o donde la carga del rodillo es alta
--	--

Cuadro 1: Tipos de acoples para cadena
Fuente: Catalogo RENOLDS para cadenas (2015)

3.2.3 Selección del sistema transportador

Para determinar las especificaciones de un transportador a cadenas se utiliza una serie de parámetros básicos entre los cuales esta: la capacidad, la carga lineal y la velocidad.

La capacidad (Q) se define según el tipo de transportador. Para transportar objetos, ó cajas embalándose, se tiene:

$$Q = 60xn_1xV \quad \text{Ec. (1)}$$

Dónde:

n_1 = es el número de artículos por unidad de longitud

V = es la velocidad de la cadena en unidad de longitud por minuto

Para materiales a granel tenemos:

Capacidad en toneladas métricas:

$$Q = 0,06xP_m xV \quad \text{Ec. (2)}$$

Capacidad en metro cubico por hora:

$$Q = 0,06x\frac{P_m}{\rho} xV \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde:

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

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.

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

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 8).

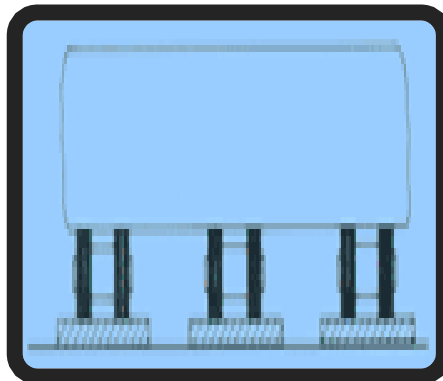


Figura8: Tipo de transportador (tipo A).
Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte.
Ed. Mir. Moscú (1.976).

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 9).

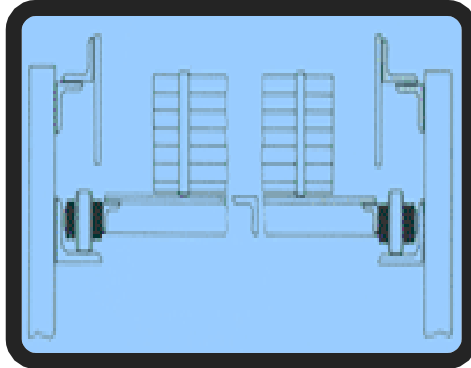


Figura 9: Tipo de transportador (tipo B).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte.
Ed. Mir. Moscú (1.976).

Grupo "C"

El material es arrastrado sobre guías o canal por la cadena que a su vez se desliza sobre guías. (Ver Figura10).

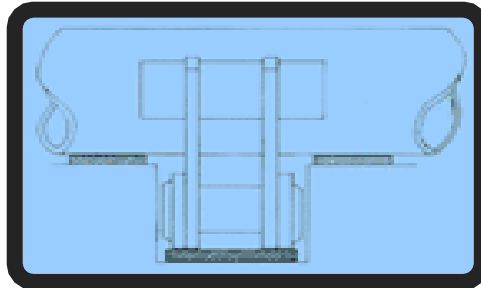


Figura 10: Tipo de transportador (tipo C).

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte.
Ed. Mir. Moscú (1.976).

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

$$F = \mu c \cdot d(2w + q) \quad \text{Ec. (4)}$$

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·Q para transportadores del grupo A y B.

w = 0,005·Q para transportadores del grupo C

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Figura 11)

$$F = \mu_c \cdot a (2w + q) + q \cdot h \quad \text{Ec.(5)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

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

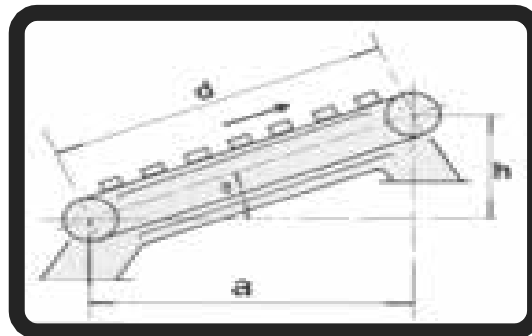


Figura 11: Transportador inclinado.

Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte. Ed. Mir. Moscú (1.976).

Transportadores del grupo "C"

Cadena arrastrando el material a transportar

Transportador horizontal:

$$F = d (2 \cdot \mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) \quad \text{Ec.(7)}$$

Donde:

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

Transportador inclinado:

Si h/a es menor que μ_c (Ver Figuras 12,13 y 14)

$$F = a (2\mu_c \cdot w + \mu_m \cdot q) + q \cdot h \quad \text{Ec. (8)}$$

Si h/a es mayor que μ_c

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

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
Poliamido o Polietileno A.D.	Polyamide or Polyethylene H.D.	0,15

Figura 12. Coeficiente μ_d .

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1.970).

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. (Ver Figuras 15 y 16).

$$F_{cor} = F \cdot f_1 \cdot f_2 \quad \text{Ec. (10)}$$

Siendo:

F_{cor} = Tracción cadena corregida

F = Tracción cadena estática (calculada anteriormente).

$f_{1,2}$ = Coeficientes de corrección.

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

Figura 13. Coeficiente μ_m .

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, tomo II. Ed. Blume. (1.970).

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

Figura 14. Coeficiente μ_m material a transportar en unidades o piezas.

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

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

Figura 15: Coeficiente f_1 tipo de engrase y horas de utilización diaria.

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

Figura: 16 Coeficiente f_2 numero de dientes de la rueda y Velocidad de la cadena.

Fuente: Ernst. Aparatos de elevación y transporte, Tomo II. Ed. Blume. (1.970).

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

$$F_{cor}(\text{por cadena}) = F_{cor} \cdot f_3 \quad \text{Ec.(11)}$$

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.

$$\text{Coeficiente } f_3 = \quad \text{Ec.(12)}$$

$$\frac{1,2}{\text{N}^\circ \text{ de Cadenas}}$$

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:

$$F_{cen} = W$$

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 17:

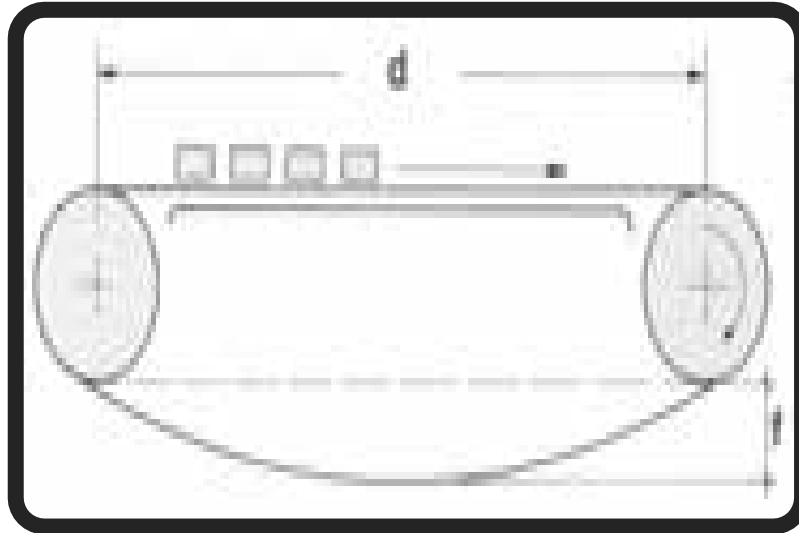


Figura 17: Transportador con curva catenaria.
Fuente: Alexandrov, M. Aparatos de elevación y transporte.
Ed. Mir. Moscú (1.976).

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

$$f = 0,612 VL \cdot d - d^2 \quad \text{Ec.(14)}$$

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

$$F_{cat} = \frac{d^2 W}{8f} + Wf \quad \text{Ec.(15)}$$

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:

$$N = 1,1x \frac{FxV}{4500} \quad \text{en (C.V)} \quad \text{Ec. (16)}$$

$$N = 1,1x \frac{FxV}{33000} \quad \text{en (HP)} \quad \text{Ec. (17)}$$

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.

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.

3.2.4 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.

Tipos de motores eléctricos

1. 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

2. 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 $380\sqrt{3}$ 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.

Usos

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.

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.

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.

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

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 está 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 $98^{(\#etapas)}$; es decir si tiene 5 etapas de reducción la eficiencia de este reductor sería 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 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.

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"

$$P = C \times \omega \quad \text{Ec.(18)}$$

Donde:

P: Potencia (Watts)

C: Par motor o Torque (N.m)

ω : Velocidad angular (rpm)

3.2.5. 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:

$$\mathbf{Potencia = Fuerza \cdot Velocidad} \quad \text{Ec. (19)}$$

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

$$P = T \cdot \quad \text{Ec. (20)}$$

Siendo ω la velocidad angular de giro en *rad/s* del eje de transmisión o eje del cigüeñal.

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

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

$$P = \frac{T \cdot n}{60 \cdot 2\pi} \quad \frac{T \cdot n}{9,55} \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde:

P, es la potencia motor, en *W*;

T, es el par motor, en *N·m*;

n, son las revoluciones por minuto de giro del motor (*r.p.m*)

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, W_t directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane, según la ecuación 56. W_t vendrá dada por la ecuación 22:

$$W_t = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ec. (22)}$$

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 18 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 F_c de la catalina o polea dentada vendrá dada de la misma manera por la ecuación 24.

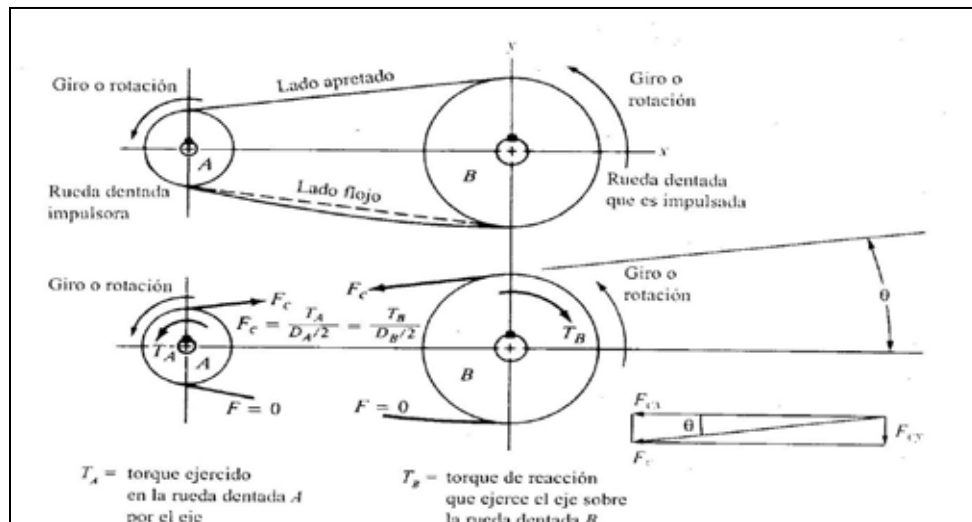


Figura 18: Fuerzas en ruedas dentadas de cadenas.

Fuente: Pizzella G. 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 Kt

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 19). 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:

$$Kt = 2.0 \text{ (perfil) y } Kt = 1.6 \text{ (de corredera o rastra)}$$

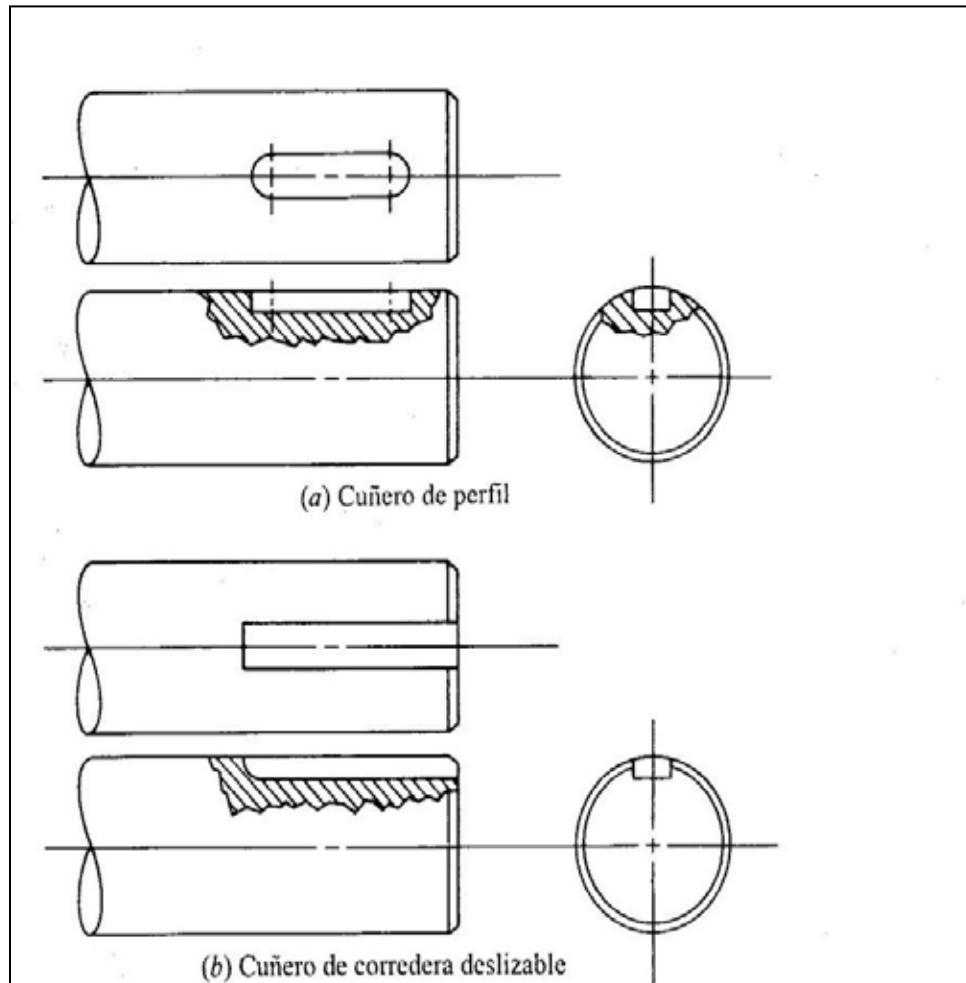


Figura 19: Tipos de cuñeros.
 Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

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 20). 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:

$Kt = 2,5$ (chaflán con bordes cortantes)

$Kt = 1,5$ (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 $Kt = 3,0$ 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.

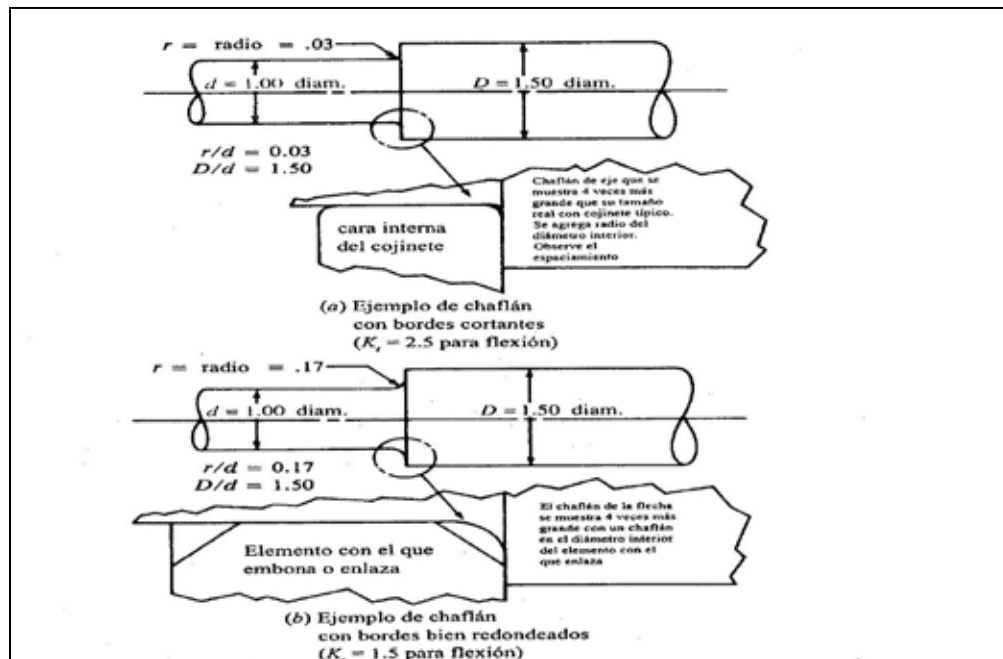


Figura 20: Tipos de chaflanes.

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

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:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} \quad \text{Ec. (23)}$$

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:

$$S_n = C_b C_s C_r C_o S'_n \quad \text{Ec. (24)}$$

Donde:

$S'n$: Es el límite de fatiga del material. Para aceros dúctiles $S'n = 0,5 Su$, donde Su es el esfuerzo ultimo a la tensión

Cb : es el Factor de Corrección por Temperatura

$Cb = 1$ Para temp. Ambiente.

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

$Cb = 0.6$ Para temp. > 200 °C.

Cs : es el Factor de Corrección por Superficie y depende de cómo será fabricado el eje. Ver Figura 21.

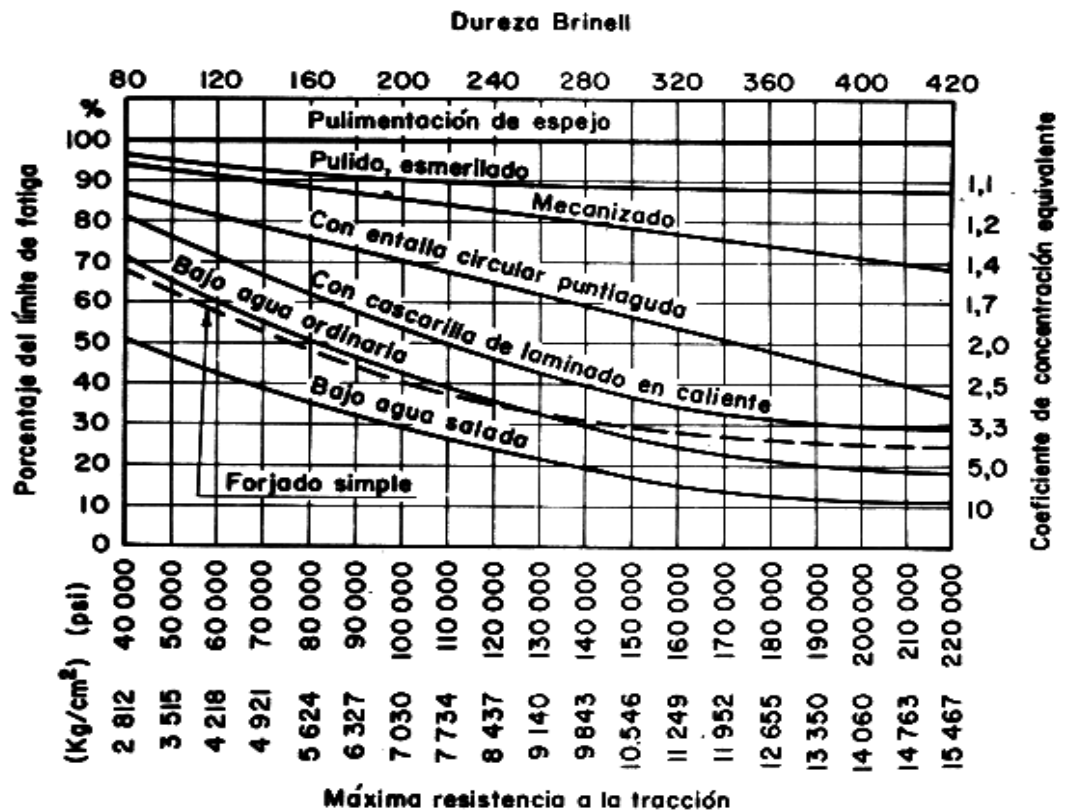


Figura 21: Gráfica para obtener Cs .
Fuente: Bavaresco G. G.A.B.P. Ingeniería (2017).

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).

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

$$C_r = 1 - A B \quad \text{Ec. (25)}$$

Donde A: 0,076 para aceros y B (Rata de supervivencia) viene dado por el cuadro 2

Cuadro 2: Valores de B para el cálculo de C_r .

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).

C_o : Factor de corrección por esfuerzos residuales

$C_o = 1.3$ (Material laminado o estirado)

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

Factor de seguridad N

Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor $N = 3$. Si la aplicación es en extremo suave, tal vez se justifique un valor tan bajo como $N = 2$. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse $N = 4$ o más alto.

Diámetro del eje

De lo anteriormente expuesto, se tiene que el diámetro del eje vendrá dado por la ecuación (26), 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).

$$D = \left[\left(\frac{32 N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{Kt Mf}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde:

Mf: Momento flector

Mt: Momento Torsor

3.2.6 Cojinetes

En las máquinas y mecanismos se utilizan con frecuencia órganos de transmisión del movimiento, y muy específicamente, del movimiento de rotación.

Los cojinetes pueden ser de dos tipos:

- Cojinetes de deslizamiento
- Cojinetes de rodadura

El rozamiento por rodadura que presentan los rodamientos es mucho más reducido que el rozamiento por deslizamiento de los casquillos, de allí se derivan una serie de ventajas al utilizar rodamientos frente a la utilización de casquillos, entre los que podemos señalar:

- Son elementos estandarizados, más fiables y de mayor precisión
- Menor fricción en el arranque
- No requiere periodo de rodaje
- La lubricación es sencilla, y prácticamente no necesita mantenimiento
- Ocupan menor espacio axial
- Facilidad y rapidez de recambio
- Posee cierta capacidad para absorber cargas combinadas (axiales + radiales)
- Pueden trabajar a temperaturas superiores que los de fricción

Las ventajas de utilizar cojinetes de fricción en lugar de rodamientos son:

- Menor tamaño radial
- Menor peso
- Su instalación es más sencilla

- Mayor tolerancia a los choques
- Son menos ruidosos

Según lo anterior, hoy día en las maquinas se utilizan mayoritariamente rodamientos

Materiales para cojinetes

Existen numerosos fabricantes de cojinetes de fricción y en cada caso convendrá acudir a los catálogos para una correcta elección entre las distintas variedades de materiales para cojinetes.

Los materiales más comunes para fabricar cojinetes son:

- **Bronce:** son aleaciones de cobre con estaño, plomo, zinc o aluminio. Estos cojinetes tienen una buena combinación de propiedades para utilizarse en bombas, maquinaria y aparatos domésticos. Los que llevan aluminio tienen mayor resistencia y dureza, además de soportar mejor los impactos. Sin embargo, su capacidad a la incrustación no es buena
- **Aluminio:** es el más resistente, por lo cual se usa para uso severo en motores, bombas y aeronaves. Por el contrario tiene una susceptibilidad pobre a la incrustación, lo cual requiere de lubricantes que no contengan impurezas.
- **Metales porosos:** son metales que se fabrican a través de pulvimetalurgia. Estos cojinetes son adecuados para movimientos a baja velocidad, recíprocos y oscilatorios
- **Plásticos:** se utilizan para usarse en cojinetes que presentan baja fricción. Pueden operar en seco, pero su rendimiento puede ser mejorado con el uso de lubricantes. Tienen buena susceptibilidad a la incrustación, así como buena resistencia al agarre, no obstante, son poco resistentes. Sus ventajas más importantes son la resistencia a la corrosión y la ausencia de sustancias contaminantes.

- **Babbitts:** aleaciones basadas en plomo y estaño combinados con otros elementos. Se emplea para los cojinetes de cigüeñal y de árbol de levas en los motores de combustión interna

Rodamientos

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

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

- Rodamientos radiales
- Rodamientos axiales
- Rodamientos para cargas mixtas

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
- Rodamiento oscilante de bolas o de rotula. 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 las posiciones inclinadas y flexiones

- Rodamientos de rodillos cilíndricos. No pueden soportar más que empujes radiales
- Rodamiento de agujas. Únicamente soportan cargas radiales. Se utilizan 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

Elección del tipo de rodamiento

Según las condiciones de trabajo, nos decidiremos por un tipo de rodamiento, cuyas características cumplan con las condiciones exigidas, según la Figura 22.













Simbolización de rodamientos

Seguidamente, consultando las tablas publicadas por los fabricantes, comprobamos que cada rodamiento se designa con 4 o 5 cifras, a veces seguidas de unas letras.

Para cada tipo de rodamientos existen los mismos diámetros interiores, que se repiten para todas las series, designadas por las dos últimas cifras.

En todas las series se repiten las dos últimas cifras o diámetro interior, solo que a medida que aumentamos de serie, aumenta para los mismos diámetros interiores el diámetro exterior y el espesor, siendo más robustos los rodamientos.

Tabla Características de los rodamientos
 MB = Muy Bien B = Bien S = Suficientemente
 DC = en Determinadas Condiciones N = No

Característica funcional	FORMA CONSTRUCTIVA DEL RODAMIENTO											
	Rodamientos radiales											
												
Absorción de carga radial	B	B	B	S	S	MB	MB	MB	B	MB	MB	MB
Absorción de carga axial	B	MB	MB	MB	DC	N	S	S	N	MB	B	S
Adaptabilidad angular	S	DC	DC	DC	MB	DC	DC	DC	DC	DC	MB	B
Número de revoluciones elevado	MB	MB	B	B	MB	MB	MB	MB	B	B	S	S
Rozamiento reducido	MB	MB	B	DC	MB	MB	MB	MB	B	S	S	S
Alta rigidez radial	B	B	MB	B	S	MB	MB	MB	MB	MB	MB	MB
Alta rigidez axial	S	MB	MB	MB	DC	N	MB	MB	N	B	N	S






Característica funcional	FORMA CONSTRUCTIVA DEL RODAMIENTO				
	Rodamientos axiales				
					
Absorción de carga radial	N	S	N	N	B
Absorción de carga axial	B	B	MB	B	MB
Adaptabilidad angular	N	N	N	N	MB
Número de revoluciones elevado	B	MB	S	B	B
Rozamiento reducido	MB	MB	B	B	S
Alta rigidez radial	N	DC	N	N	B
Alta rigidez axial	B	B	MB	MB	MB

Figura 22: Tipos de rodamiento
 Fuente: Pizzella G. Elementos de Maquina II (2017)










		TIPOS	SERIES DE ANCHURA 3	SERIES DE ANCHURA 2	SERIES DE ANCHURA 1	SERIES DE ANCHURA 0
Rodamientos de contacto oblicuo de 2 hileras de bolas		0	32 (032) 33 (033)			
Rodamientos a rótula de 2 hileras de bolas		1		22 (122) 23 (123)		12 (122) 13 (103)
Rodamientos a rótula de rodillos		2	230 231 232	222 223	213	202 203
Rodamientos de rodillos cónicos		3	330 331 332	320 321 322 323	313	302 303
Rodamientos de 2 hileras de bolas		4		42 (422) 43 (423)		
Axiles de bolas		5		Axial a doble efecto 522 523	511 512 513 514	
Rodamientos de 1 hilera de bolas		6		622 623	60 (610) 618 619	160 (600) 62 (602) 63 (603) 64 (604)
Rodamientos de bolas con contacto oblicuo		7			70 (710) 718 719	72 (702) 73 (703)
Rodamientos de rodillos cilíndricos		N		N22 N23	N10	N2 (N02) N3 (N03) N4 (N04)

Figura 23: Simbolización de los rodamientos
Fuente: Pizzella G. Elementos de Maquina II (2017)

En las figuras se encuentran las características de los rodamientos, tales como sus dimensiones (diámetro de los anillos interior y exterior, ancho), las cargas que pueden

soportar, la velocidad máxima a la que pueden girar, el número de horas de funcionamiento y otras circunstancias que se consideren importantes

Por ejemplo:

Tabla Rodamientos rígidos de bolas
(RS = una arandela de obturación y 2RS = dos arandelas de obturación)

Denominación abreviada Rodamiento en ejecución normal		Dimensiones (mm)				Capacidad de carga (kg)		Numero límite de revoluciones (rpm)		
		d	D	b	r	Dinámica C	Estática Co	Serie 60, 60Z y 602Z Lubricación con grasas	Serie 60,60Z Lubricación con aceite	Serie 60RS 602RS Lubricación con grasas
60	00	10	26	8	0,5	360	200	28.000	36.000	18.000
60	01	12	28	8	0,5	400	228	25.000	32.000	18.000
60	02	15	32	9	0,5	440	255	22.000	28.000	16.000
60	03	17	35	10	0,5	475	285	20.000	25.000	14.000
60	04	20	42	12	1	735	455	16.000	20.000	11.000
60	05	25	47	12	1	780	500	14.000	18.000	10.000
60	06	30	55	13	1,5	1.000	670	11.000	14.000	8.000
60	07	35	62	14	1,5	1.270	880	10.000	12.000	7.100
60	08	40	68	15	1,5	1.340	965	9.000	11.000	6.300
60	09	45	75	16	1,5	1.180	1.180	8.000	10.000	5.600
60	10	50	80	16	1,5	1.270	1.270	7.100	9.000	5.000
60	11	55	90	18	2	1.730	1.730	6.300	8.000	4.500
60	12	60	95	18	2	1.860	1.860	5.600	7.100	4.000
60	13	65	100	18	2	2.000	2.000	5.600	7.100	
60	14	70	110	20	2	2.500	2.500	5.000	6.300	
60	15	75	115	20	2	2.700	2.700	5.000	6.300	
60	16	80	125	22	2	3.200	3.200	4.500	5.600	
60	17	85	130	22	2	3.400	3.400	4.000	5.000	
60	18	90	140	24	2,5	4.000	4.000	4.000	5.000	

Figura 24: Rodamientos de bola
Fuente: Pizzella G. Elementos de Maquina II (2017)

Se define como carga estática a la carga máxima que soporta un rodamiento en reposo (o en movimiento pendular lento), sin que aparezcan deformaciones en cualquiera de los elementos rodantes. Por su parte, carga dinámica es la máxima carga que puede soportar un cojinete en movimiento sin que aparezcan signos de rotura en ninguno de sus elementos, durante un millón de vueltas del mismo

A la hora de sustituir un rodamiento, encontraremos el número de denominación (cuatro o cinco cifras) troquelado en la pista interior o exterior. Debemos sustituirlo por otro con la misma denominación. Si no aparece la

denominación, mediremos los diámetros interior y exterior, así como la anchura y lo sustituimos por otro igual según las tablas.

Comprobación de los rodamientos

Un rodamiento deteriorado produce durante su funcionamiento un ruido como de rugido o sonajero, vibraciones, elevación de temperatura o par anormal de arrastre, rompiéndose totalmente al poco tiempo con el daño que ello pueda causar.

Un rodamiento en perfecto estado no debe tener la menor corrosión, exfoliación, marcas o fisuras. Además, si hacemos girar alguna de sus pistas, el rozamiento será suave, sin presentar síntomas de agarrotamiento

Vida útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{Ld}{10^6} = \left(\frac{C}{Fd} \right)^a \quad \text{Ec.(27)}$$

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 bola y 10/3 para rodamientos de rodillo

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

$$C = Fd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (28)}$$

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

Figura 25: Comparación entre rodamientos

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

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

$$L_d = (h) \cdot (rpm) \cdot 60(\text{min}/h) \quad \text{Ec. (29)}$$

Donde h es la vida útil de diseño en horas tomada de la tabla siguiente:

Uso	Vida útil de diseño L_{10}, h
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: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

Figura 26: Vida útil de diseño para cojinetes

Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

Selección de cojinetes

Solo cargas radiales

Por lo general, el rodamiento se selecciona una vez que el diseño del eje ha avanzado hasta el punto en el que se ha calculado el diámetro mínimo que se necesita para el eje. Se deben conocer las cargas radiales así como la orientación de los rodamientos respecto a los otros elementos en el sistema.

Proceso de selección:

1. Especifique la carga de diseño o equivalente en el cojinete. El método para calcular la carga equivalente cuando solo se aplica una carga radial, R , toma en cuenta cual de las dos pistas de bolas, externas o internas, es la que gira.

$$P = VR \quad \text{Ec. (30)}$$

Al factor V se le llama factor de rotación y toma un valor de 1,0 si la pista de rodamientos interna es la que gira, si la pista de rodamientos externa gira, se utiliza $V=1,2$

2. Calcule el diámetro mínimo aceptable del eje, que limitara el tamaño del diámetro interno del rodamiento
3. Seleccione el tipo de rodamiento
4. Especifique la vida de diseño del rodamiento
5. Calcule la carga dinámica que se requiere, C .
6. Identifique un conjunto de rodamientos potenciales que tengan la especificación básica de carga dinámica que se necesita
7. Seleccione el rodamiento que tenga la geometría mas conveniente, considerando también costo y disponibilidad
8. Determine las condiciones de montaje, como diámetro del asiento en el eje y tolerancia, diámetro interior de la carcasa y tolerancia , medios para ubicar axialmente el rodamiento y necesidades especiales como sellos o guardas

Cargas radiales y de empuje (axial) combinadas

Cuando en un rodamiento se ejercen cargas radiales y de empuje, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el rodamiento que la carga combinada. El método para calcular la carga equivalente, P , para tales casos se presenta en el catálogo de fabricantes y adopta la forma

$$P = VXR + YT \quad \text{Ec. (31)}$$

Dónde:

P = carga equivalente

V = Factor de rotación = 1 si gira la pista interna o 1,2 si gira la externa

R = Carga radial aplicada

T = Carga de empuje aplicada

X = Factor radial

Y = Factor de empuje

Los valores de X y Y varían en función del diseño específico del rodamiento y de la magnitud de la carga de empuje en relación a la carga radial. Para cadenas de empuje relativamente pequeñas, $X = 1$ y $Y = 0$, por tanto, la ecuación de carga equivalente se revierte a la forma de la ecuación (30) para cargas radiales puras. Para indicar la carga de empuje límite, (para la cual este es el caso), los fabricantes indican un factor al que le llaman e . Si la relación es $T/R > e$, se debe utilizar la ecuación (31) para calcular P . Si es $T/R < e$ se emplea la ecuación (30). La tabla siguiente muestra un conjunto de datos para un rodamiento de bolas de hilera única, ranura profunda. Observe que tanto e como Y dependen de la relación T/C_o donde C_o es la especificación básica de carga estática para un rodamiento en particular. Esto presenta dificultades porque el valor de C_o no se conoce hasta que se ha seleccionado el rodamiento. Por consiguiente, se aplica un método sencillo de ensayo y error.

3.2.7 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).

Figura 27: Factores radiales y de empuje para rodamientos de hilera única
Fuente: Pizzella G. Elementos II. (2017).

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 28).

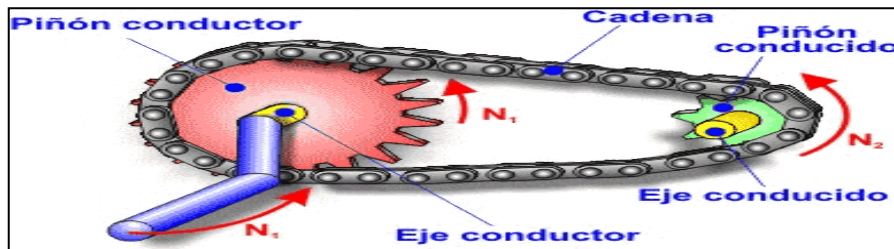


Figura 28. Identificación de las partes del sistema de transmisión.
Fuente: Internet, Wikipedia.cadenas.sistemasdetransportacion.com.(2.016).

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:

$$N_1 \times \omega_1 = N_2 \times \omega_2 \quad \omega_2 = \omega_1 \times \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Ec. (32)}$$

Con:

N_1 = número de dientes del piñón conductor

N_2 =número de dientes del piñón conducido

ω_1 =velocidad de giro del piñón conductor (rpm)

ω_2 =velocidad de giro del piñón conducido (rpm)

3.2.8 Engranés

Es el mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor piñón. Estos sirven para transmitir movimiento circular mediante el contacto de ruedas dentadas.

Tipos de engranes

- Engranés rectos: tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo
- Engranés helicoidales: poseen dientes inclinados respecto al eje de rotación y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos. El diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos. En ocasiones los engranes helicoidales se usan para transmitir movimiento entre ejes no paralelos.
- Engranés cónicos: presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan.
- Tornillo sinfín: el sentido de rotación de la corona de tornillo sinfín, depende del sentido de rotación del tornillo sinfín y de que los dientes se hayan cortado a la derecha o a la izquierda. Se emplean sobre todo cuando las relaciones de velocidad de los dos ejes son muy altas.

Ley fundamental de los engranes

“la razón de velocidad angular entre los engranes de un engranaje (o tren de engranajes) debe mantenerse constante a través del acoplamiento.”

La razón de velocidad angular mv es igual a la razón del radio de paso del engrane de entrada, dividido entre el correspondiente del engrane de salida

$$mv = \frac{W_{salida}}{W_{entrada}} = \pm \frac{r_{entrada}}{r_{salida}} \quad \text{Ec. (33)}$$

Los radios de paso de la ecuación (33) son los de los cilindros de rodamiento a los cuales agregamos dientes. El signo positivo o negativo toma en consideración los conjuntos de cilindros internos o externos. Un conjunto externo invierte la dirección de rotación entre cilindros, lo que requiere un signo negativo. Un engranaje interno (igual que una transmisión por banda o cadena) tendrá la misma dirección de rotación en sus flechas de entrada y de salida y requiere un signo positivo en la ecuación (33). La superficie de los cilindros de rodamiento se convierte en círculos de paso, y sus diámetros en diámetros de paso de los engranes. El punto de contacto entre los cilindros ocurre en la línea de centros y se denomina punto de paso

La razón de par de torsión o ventaja mecánica es la recíproca de la razón de velocidades mv

$$ma = \frac{1}{mv} = \frac{W_{salida}}{W_{entrada}} = \pm \frac{r_{salida}}{r_{entrada}} \quad \text{Ec. (34)}$$

Por lo tanto, un engranaje es en esencia un dispositivo que sirve para intercambiar par de torsión por velocidad, o viceversa. Por lo general es deseable mantener una razón constante entre engranes mientras giran. Cualquier variación en la razón se mostrara como una oscilación en la velocidad y en el par de torsión de salida, incluso si la entrada es constante a lo largo del tiempo.

Para efectos de cálculo, la razón de engranes se toma como la magnitud, ya sea de la razón de velocidades o de la razón de pares de torsión, cualquiera que esta sea mayor a uno

$$m_G = |mv| \text{ o } m_G = |ma|, \text{ para } m_G > 1 \quad \text{Ec. (35)}$$

En otras palabras, la razón de engranes será siempre un número positivo > 1 , sin importar la dirección en que fluya la potencia a través del engranaje.

3.2.9 Sensor Inductivo

Los sensores de proximidad inductivos sólo pueden detectar objetos metálicos. No detectan objetos no metálicos, tales como plástico, madera, papel y cerámica. A diferencia de los sensores fotoeléctricos, esto permite que un sensor de proximidad inductivos pueda detectar un objeto de metal a través de plástico opaco.

Una corriente (i) que circula a través de un hilo conductor, genera un campo magnético que está asociado a ella. Los sensores de proximidad inductivos contienen un devanado interno. Cuando una corriente circula por el mismo, un campo magnético es generado, que tiene la dirección de las flechas anaranjadas. Cuando un metal es acercado al campo magnético generado por el sensor de proximidad, éste es detectado. La bobina, o devanado, del sensor inductivo induce corrientes de Foucault en el material por detectar. Estas, a su vez, generan un campo magnético que se opone al de la bobina del sensor, causando una reducción en la inductancia de la misma. Esta reducción en la inductancia de la bobina interna del sensor trae aparejado una disminución en la impedancia de ésta.

El oscilador podrá generar nuevamente el campo magnético con su amplitud normal. Es en este momento en que el circuito detector nuevamente detecta este cambio de impedancia y envía una señal al amplificador de salida para que sea éste quien, nuevamente, restituya el estado de la salida del sensor.

Si el sensor tiene una configuración "Normal Abierta", este activará la salida cuando el metal a detectar ingrese en la zona de detección. Lo opuesto ocurre cuando el sensor tiene una configuración "Normal Cerrada". Estos cambios de estado son evaluados por unidades externas tales como: PLC, relés, PC, etc.

Los sensores de proximidad inductivos son duraderos, y dado que estos sensores sólo detectan objetos metálicos, la detección no se ve afectada por el polvo acumulado o salpicadura de aceite sobre el cabezal.

Otra ventaja es que su consumo de corriente es extremadamente bajo, como de 1 mA.

En función de la distancia entre el sensor y el objeto, el primero mantendrá una señal de salida (ver figura 29):

1.- Objeto a detectar ausente:

- Amplitud de oscilación al máximo, sobre el nivel de operación;
- La salida se mantiene inactiva (*OFF*).

2.- Objeto a detectar acercándose a la zona de detección:

- Se producen corrientes de Foucault, por tanto hay una “transferencia de energía”.
- El circuito de detección detecta una disminución de la amplitud, la cual cae por debajo del nivel de operación.
- La salida es activada (*ON*).

3.- Objeto a detectar se retira de la zona de detección:

- Eliminación de corrientes de Foucault;
- El circuito de detección detecta el incremento de la amplitud de oscilación;
- Como la salida alcanza el nivel de operación, la misma se desactiva (*OFF*).

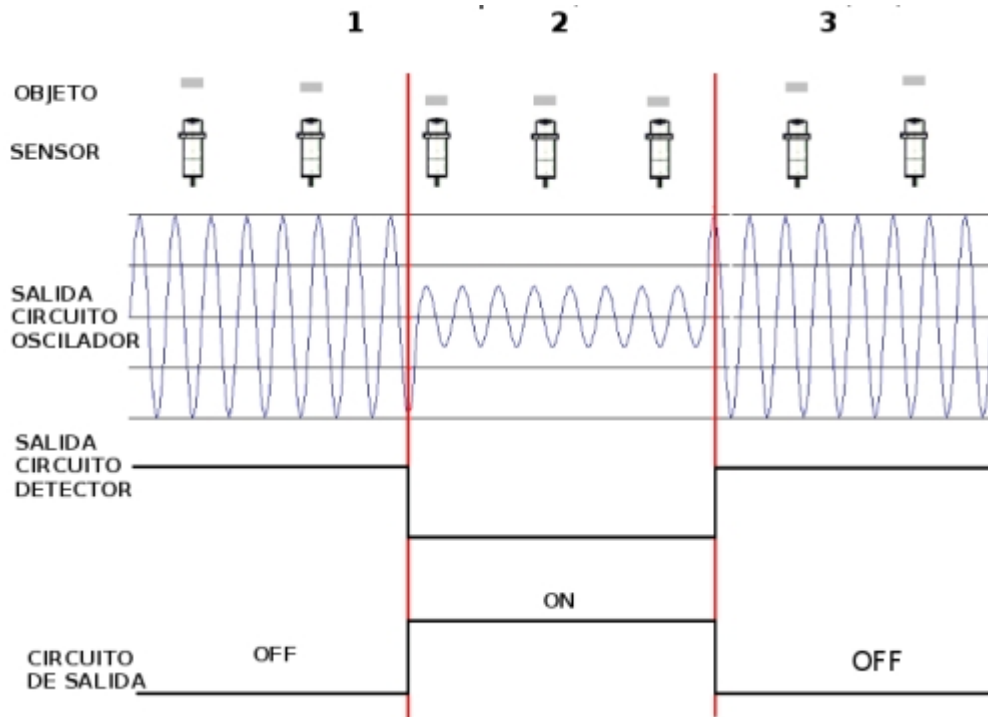


Figura 29: Funcionamiento del sensor inductivo
Fuente: wikipedia.org/wiki/Sensor_inductivo (2016)

3.2.10. Relé

El relé (en francés, relais, “relevo”) o relé es un dispositivo electromagnético el cual funciona como un interruptor controlado por un circuito eléctrico en el que, por medio de una bobina y un electroimán, se acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar otros circuitos eléctricos independientes. Fue inventado por Joseph Henry en 1835.

Dado que el relé es capaz de controlar un circuito de salida de mayor potencia que el de entrada, puede considerarse, en un amplio sentido, como un amplificador eléctrico.

El electroimán hace girar la armadura verticalmente al ser alimentada, cerrando los contactos dependiendo de si es N.A ó N.C (normalmente abierto o normalmente cerrado). Si se le aplica un voltaje a la bobina se genera un campo magnético, que provoca que los contactos hagan una conexión. Estos contactos pueden ser

considerados como el interruptor, que permite que la corriente fluya entre los dos puntos que cerraron el circuito.

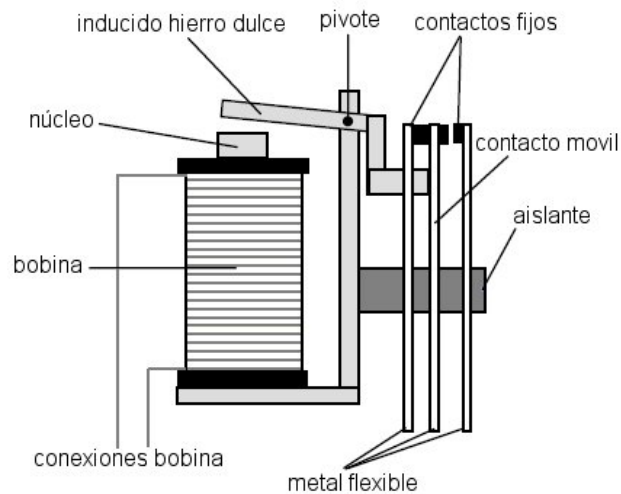


Figura 30: Estructura de un relé
Fuente: wikipedia.org/wiki/Relé (2017)

3.2.11 Contactador

Un contactador es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de mando, tan pronto se dé tensión a la bobina (en el caso de contactores instantáneos). Un contactador es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una encendido y otra apagado, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción. Este tipo de funcionamiento se llama de "todo o nada". En los esquemas eléctricos, su simbología se establece con las letras KM seguidas de un número de orden.

Constructivamente son similares a los relés, y ambos permiten controlar en forma manual o automática, ya sea localmente o a distancia toda clase de circuitos. Pero se diferencian por la misión que cumple cada uno: los relés controlan corrientes

de bajo valor como las de circuitos de alarmas visuales o sonoras, alimentación de contactores, etc; los contactores se utilizan como interruptores electromagnéticos en la conexión y desconexión de circuitos de iluminación y fuerza motriz de elevada tensión y potencia.

Funcionamiento

Los contactos principales se conectan al circuito que se quiere gobernar. Asegurando el establecimiento y cortes de las corrientes principales y según el número de vías de paso de corriente podrá ser bipolar, tripolar, tetrapolar, etc. Realizándose las maniobras simultáneamente en todas las vías.

Los contactos auxiliares son de dos clases: abiertos, NA, y cerrados, NC. Estos forman parte del circuito auxiliar del contactor y aseguran las autoalimentaciones, los mandos, enclavamientos de contactos y señalizaciones en los equipos de automatismo.

Cuando la bobina del contactor queda excitada por la circulación de la corriente, esta mueve el núcleo en su interior y arrastra los contactos principales y auxiliares, estableciendo a través de los polos, el circuito entre la red y el receptor. Este arrastre o desplazamiento puede ser:

- Por rotación, pivote sobre su eje.
- Por traslación, deslizándose paralelamente a las partes fijas.
- Combinación de movimientos, rotación y traslación.

Cuando la bobina deja de ser alimentada, abre los contactos por efecto del resorte de presión de los polos y del resorte de retorno de la armadura móvil. Si se debe gobernar desde diferentes puntos, los pulsadores de marcha se conectan en paralelo y el de parada en serie.

3.3. Definición de términos básicos

Par nominal

Es el par transmisible por el reductor de velocidad con una carga uniforme y continua; está íntimamente relacionado con la velocidad de entrada y la velocidad de salida. Su unidad en el SI es el N m (newton metro).

Par resistente

Representa el par requerido para el correcto funcionamiento de la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el SI es el N m.

Par de cálculo

Es el producto del par resistente y el factor de servicio requerido por la máquina a la que el reductor de velocidad va a ser acoplado. Su unidad en el SI es el N m.

Potencia

Expresada normalmente en kw (kilovatios) la potencia eléctrica es considerada en dos niveles distintos: la potencia eléctrica aplicada y la potencia útil; esta última es el producto de la potencia aplicada al ser multiplicado por cada uno de los rendimientos de cada par de engranajes del reductor de velocidad.

Rpm

Revolución por minuto, es una unidad de frecuencia que se usa para expresar velocidad angular, es decir, indica el número de rotaciones completadas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor de un eje.

Línea de producción

Son lugar de recepción de materias primas para luego convertirla en un producto terminado como un champú, juguetes, teléfonos, electrodomésticos, carros, etc. Las líneas de producción poseen características como lo son un mínimo de tiempo de ocio en las estaciones, almacenes entre las operaciones, transporte de estación a estación a través de una cadena o correa, entre otros.

Productividad

Es la relación que existe entre la cantidad de bienes y servicios producidos y la cantidad de recursos utilizados. Por lo que, Aumentar la productividad es producir

cada vez más y mejor con cada vez menos pérdidas. La productividad sirve para evaluar el rendimiento de los talleres, máquinas, los equipos de trabajo y empleados.

WCM *World Class Manufacturing* o Clase de Manufactura Mundial

Es una ideología de primera división, sinónimo de excelencia, es la fábrica a la que los demás se quieren parecer, es ser competitivo. Las empresas de clase mundial animan al desarrollo de equipos y procesos eficientes, diseñan sus equipos y procesos para disponer de capacidades superiores a las tolerancias requeridas por los clientes, asegurando la flexibilidad para adaptarse a las variaciones que pueden ocurrir. Por lo cual, World Class Manufacturing (WCM), es un entramado de diferentes conceptos, principios, políticas y técnicas para la gestión y operación de una empresa de fabricación, formando un sistema de gestión de calidad, el cual presenta enfoque orientado a procesos para la mejora de las operaciones de fabricación.

CAPÍTULO IV

FASES METODOLOGICAS

4.1. Fases metodológicas

En el presente Capítulo se pretende especificar con detalles todos los medios que se utilizaron para lograr concluir este trabajo, a través de ciertas técnicas e instrumentos de recolección de datos para lograr alcanzar los objetivos planteados de esta investigación o de este proyecto y llegar a plantear soluciones.

Según el manual de técnicas de documentación e investigación II de la Universidad Nacional Abierta (U.N.A), (2003), “La metodología es el método en el cual el investigador plantea su estrategia para el estudio de los hechos o fenómenos objeto de la investigación, formulando un modelo operativo que le permita acercarse a su objetivo y conocerlo tal cual es”.

Por lo dicho anteriormente la metodología permite el alcance de conocimientos precisos y exactos con los cuales estaremos en capacidad de analizar cualquier problema propuesto para plantear las posibles soluciones.

Fase I: Evaluar el procedimiento empleado actualmente por la empresa FCA VENEZUELA L.L.C para el pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee.

La realización de esta fase se cumplió a través de la identificación y caracterización de los elementos del proceso de trabajo, entre los cuales están los objetos, medios, organización y división del trabajo. Para recolectar toda la información necesaria se realizaron recorridos por el área de trabajo en estudio, uso de herramientas como lo son la observación directa de las actividades que se desarrollan, entrevistas estructuradas a los operadores que se encuentran en la línea de pre ensamble. Dando como conclusión que actualmente el ensamblaje de la parte frontal de la Grand Cherokee, se lleva a cabo de manera manual, colocando el frontal

de la camioneta en un carro o matriz móvil, realizando las operaciones correspondientes a cada estación de la línea para desplazarlo manualmente hasta la siguiente estación.

Fase II. Establecer consideraciones y parámetros para la elaboración de la propuesta de optimización del sistema de automatización del proceso.

La selección del sistema se fundamenta en parámetros tales como las características físicas del producto a transportar, como son el volumen y peso; las distancias que deben ser cubiertas y las estructuras ya existentes. En este caso la estación de trabajo cuenta con un canal a nivel de piso por donde se desplazan manualmente unos carros para llevar los parachoques de un punto a otro. Incorporar estos canales a la propuesta permite el acople e implementación del sistema más fácilmente.

Se aplica el criterio de la mayor simplicidad (Resolver el problema yendo desde la opción más simple a la más compleja) y por supuesto se considera el costo y la durabilidad; las cadenas de tracción son elementos sencillos, muy resistentes y requieren bajos niveles de mantenimiento por lo que ofrecen un alto rendimiento a muy bajo costo

Fase III. Determinar cuáles son los componentes a reemplazar.

En esta fase se requiere analizar a profundidad el sistema utilizado por la empresa FCA VENEZUELA L.L.C para el pre ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee, para así poder determinar cuáles son los componentes que se deben eliminar del sistema utilizado para conseguir un proceso automatizado en la línea de producción.

De igual manera se debe realizar un estudio para la selección de los elementos que sustituirán a los componentes del sistema actual para así obtener un proceso automatizado de calidad y que pueda perdurar en el tiempo

Fase IV. Elaborar la propuesta del rediseño del sistema de transportación.

Para esta fase será necesario contar con los estudios y el análisis de los cálculos de ingeniería. Luego de dichos cálculos, es necesario seleccionar los materiales,

maquinaria y elementos de maquina necesarios para la construcción del equipo que cumpla con las exigencias y que sea además de fácil obtención, de la misma forma, seleccionar los elementos que constituyen el dispositivo como motor, cadena de arrastre, selección del engrane, sistemas de automatización, etc. Para que sean de fácil acceso y adicional a eso de fácil sustitución a la hora de no contar con el repuesto si fuese necesario realizar un mantenimiento.

Fase V. Realizar un estudio de factibilidad técnico económico de la propuesta.

Después de definir la problemática presente y establecer las causas que ameritan de un nuevo sistema, es pertinente realizar un estudio de factibilidad para determinar los costos, beneficios y el grado de aceptación que la propuesta genera a la empresa. Este análisis permite determinar las posibilidades de diseñar el sistema propuesto, su fabricación y su puesta en marcha. Para esta fase nos aseguramos que la empresa disponga del capital en efectivo o de los créditos de financiamiento necesario para invertir en el desarrollo del proyecto, el mismo que deberá haber probado que los beneficios a obtener son superiores a sus costos y en cuanto tiempo podrían recuperar la inversión.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

En este capítulo se desarrollara el proceso de cálculo para la obtención y construcción del sistema ideal para el área de sub-ensamble del frontal de la camioneta Grand Cherokee mediante el uso de las ecuaciones descritas en el capítulo III, el uso de herramientas computacionales y los conocimientos obtenidos a lo largo de los estudios de ingeniería

5.1. Diagnóstico de la situación actual y análisis de los requerimientos necesarios para optimizar y mejorar el proceso

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 sub-ensamble del FEM, donde se lleva a cabo el ensamble de la parte frontal de la camioneta grandcherokee. Esta área es una de las pocas de la empresa que aún opera de manera manual, desde el movimiento de los Trunnion o carros de secuencia hasta el proceso de ensamble del frontal, y es allí donde existe la problemática, ya que como se mencionó en capítulos anteriores, este ensamble manual afecta tanto la salud laboral del trabajador, como la producción en sí, ya que se ve incluido el factor humano generando 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 del sub-ensamble está constituida por un grupo de cuatro trunnions que representan cada estación de trabajo del área, los cuales están compuestos por ruedas las cuales se desplazan dentro de un carril de manera manual. Para poder subsanar este inconveniente, es necesario el diseño de un nuevo sistema que cumpla con los requerimientos de los trabajadores, permitiendo así reducir la cantidad de accidentes laborales que puedan ocurrir y permita acelerar el proceso de producción al reducir en gran medida la acción del humano. Al tratarse de un cálculo

de ingeniería se requieren ciertos datos para el análisis de la carga que se desplazara por la línea, que se puede apreciar en la Tabla 1

Tabla 1: Peso de los componentes del área a ser desplazados en la línea

Producto	Peso (kg)
TRUNNION 1	114
TRUNNION 2	114
TRUNNION 3	114
TRUNNION 4	114
MODULO FRONTAL	98

Fuente: Rodriguez (2017).

En la tabla previamente mostrada, se pueden apreciar los diferentes elementos que serán desplazados por el sistema que se desea implementar, siendo la carga que deberá soportar la suma de todos los pesos de estos elementos ya que ellos se encontraran dispuestos de manera que se desplacen todos los carros de secuencia simultáneamente, permitiendo el transcurso del frontal por cada estación de trabajo del área de sub-ensamble.

Para el análisis del sistema a diseñar, como se estableció anteriormente, se utilizara el peso de la suma de los componentes como es el carro más el peso del frontal, que para efectos de diseño se asumió el peso de cada uno de los carros con el peso del frontal ya terminado pero en la práctica solo se dispondría en la última estación, pero para efectos del cálculo se asumirá en la totalidad del sistema permitiendo así un rango de tolerancias del sistema

Además de los elementos constitutivos de la línea mencionados anteriormente, existen otros elementos, tales como una mesa de acero, en la cual es donde se encuentran las herramientas y medios de unión de los componentes del módulo frontal, así como un carro de suministro de los parachoques. El operador de la primera estación es el encargado de colocar el modulo en el trunnion, realiza la

operación correspondiente a su estación, y al terminar desplaza manualmente el dispositivo móvil hacia la siguiente estación, desplazando cada uno de los trunnion hacia la estación siguiente. Después de realizar el trabajo correspondiente a cada estación, al volver el modulo a la estación de inicio, el operador lo toma con la grúa neumática para posicionarlo en el automóvil que se encuentra en la línea principal.

La empresa tomó en consideración la inversión de un mecanismo automatizado, el cual reemplazará el uso de la fuerza motriz por parte del operador. Con la implementación del sistema a diseñar, se garantiza la salud laboral del operador, ya que este no tendrá que realizar el esfuerzo de desplazar los trunnions cargados con las partes ensambladas, su única tarea será la de realizar el trabajo correspondiente a su estación y al terminar todas las estaciones accionar el sistema para que este se desplace automáticamente de una estación a otra, manteniendo así las condiciones ergonómicas en el puesto de trabajo.

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 ensamblar, accionar el mecanismo e insertar el modulo a el automóvil que se encuentra en la línea principal, 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.

Por la empresa encontrarse en un estado de producción atípica e inconstante, no se puede establecer un estándar de producción en base a cantidad de módulos realizados por jornada laboral; pero en tiempos de producción se pudo apreciar como durante el proceso existían espacios de tiempo de parada de la línea principal debido a la espera de el modulo proveniente del área de sub-ensamble, reduciendo la efectividad y velocidad del proceso total de producción de la camioneta Grandcherokee.

5.2. Determinación y diseño del sistema de transportación más apropiado

Como se mencionó anteriormente, es necesario el diseño de un sistema automatizado o semi-automatizado 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 un movimiento suave del sistema de tracción o desplazamiento además de soportar el peso de los trunnions mas el peso del frontal de la camioneta ya terminado que se tomaría como el peso de diseño del sistema por ser la mayor carga que soportara el sistema. El movimiento de los trunnions en la línea de sub-ensamble se realizan sobre un recorrido en forma de ovalo, por lo tanto el transportador debe poseer elementos que ayuden en el giro.

5.2.1. 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 cadena metálica. Su aplicación radica en el transporte de los trunnions donde la cadena cumple la misma función que una banda transportadora pero con algunos beneficios extras.

5.2.2. Diseño del sistema de transportación más apropiado (transportador de cadena de tracción)

El sistema de transporte consiste en una cadena transportadora o de arrastre metálica la cual mediante unos acoples estará unida a los trunnions. El sistema motriz se compone de un motor reductor en cuyo eje de salida va acoplado un piñón dentado que es el encargado de mover la cadena.

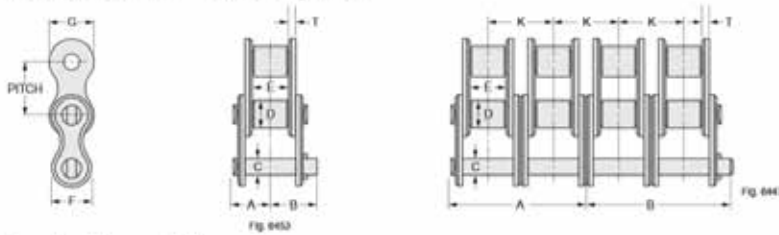
i) Selección de la cadena

Se seleccionó una cadena módulo 80 de alta aleación fabricada por REXNORD, ya que proporciona una capacidad adicional para soportar la carga de choque intermitente. Las características incluyen mejor resistencia a la fatiga, barras laterales más gruesas y pasadores tratados térmicamente, soportando así hasta 14.500 Lb

Se utilizara un acero 1020 para su fabricación, ya que este es un material que presenta mayor ductilidad que los materiales con mayor composición de carbono pero

también contiene la dureza necesaria para soportar la carga sin presentar deformaciones.

Drive Engineering No. 80 chain 1.000" pitch



Specifications and dimensions

Chain Number	Chain Width, Number of Strands	Average ultimate strength, pounds	Joint bearing area, sq. in.	Weight per foot, pounds	Dimensions, inches								
					A	B	C	D	E	F	G	K	T
80	Single	14,500	.275	1.67	.63	.74	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-2	Double	29,000	.550	3.31	1.21	1.30	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-3	Triple	43,500	.825	4.97	1.78	1.87	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-4	Quadruple	58,000	1.100	6.76	2.35	2.44	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-5	Quintuple	72,500	1.375	8.21	2.92	3.03	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13

Figura 31: Características de la cadena

Fuente: Catalogo Rexnord (2012)

ii) Selección del piñón

Se seleccionó a criterio propio un piñón de 9 dientes para una cadena módulo 80 (Figura 31), y un paso diametral de 2,68" (68,072mm). Todas las características del piñón se aprecian en el anexo B

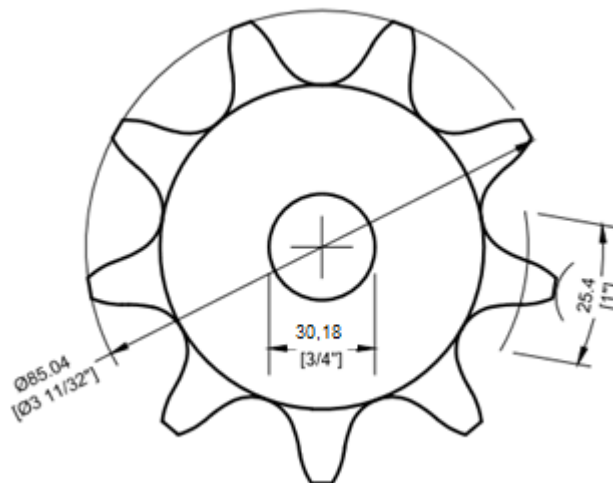


Figura 32: Plano del piñón a implementar

Fuente: Rodríguez (2017)

En virtud de que el recorrido destinado para el transporte de los carros de secuencia en el área de sub ensamble no es en una trayectoria recta si no que posee curvaturas en el recorrido y es un circuito cerrado, la disposición del piñón para la movilización de la cadena se realiza lateralmente para permitir a la cadena realizar los movimientos pertinentes para el giro en las zonas curvas del recorrido. Para esto se diseñó un soporte para el piñón con un acero AISI 1020 realizando las soldaduras necesarias con soldadura MIG.

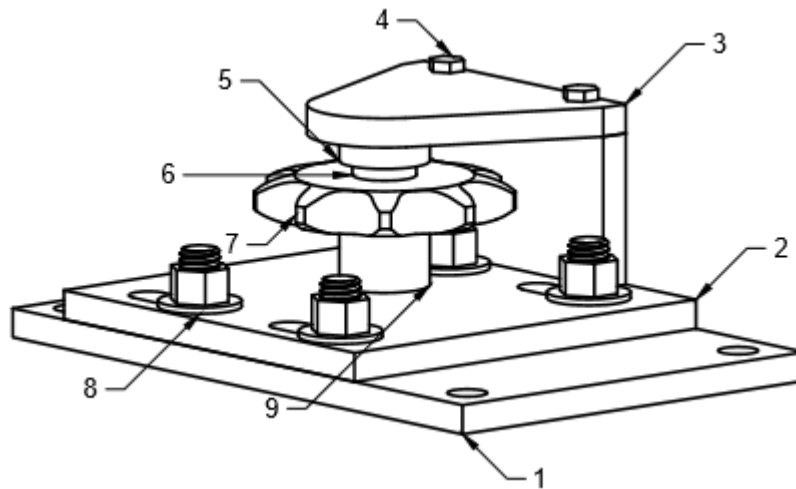


Figura 33: Montaje de piñón

Fuente: Rodríguez (2017)

iii) Cálculo de la potencia requerida para el sistema transportador

Para los efectos del cálculo se tomará el peso crítico de cada carro que como ya se estableció (Tabla 1) será igual a 212 kg. Tomando como caso crítico el hecho de que toda la cadena soportara el peso de cada uno carros de secuencia presentes en la línea con el peso del frontal ya finalizado, y sabiendo que el sistema transportador tiene una longitud establecida de 14,574 m

Cada carro de secuencia tiene un peso de 114 kg y se carga un frontal ya terminado de 98 Kg por lo que:

$$m_{total\ carro} = 114\ kg + 98\ kg$$

$$m_{total\ carro} = 212\ kg$$

Al obtener el peso de cada carro de secuencia presente en la línea, este se multiplica por la cantidad de carro perteneciente al sistema por lo que se tiene:

$$m_{\text{carros}} = 212 \times 4 \text{ carros}$$

$$m_{\text{carros}} = 848 \text{ kg}$$

La masa por metro de longitud de la cadena seleccionada es de 2,485 kg/m y la longitud estimada es de 14,574 m aproximadamente; según la ecuación xx:

$$L = (2 \cdot 3,36\text{m}) + 2(\pi \cdot 1,25\text{m}) = 14,574\text{m}$$

Por lo que la masa de la cadena es:

$$m_{\text{cadena}} = \frac{2,485 \text{ kg}}{1 \text{ m}} \cdot 14,574\text{m} = 36,216 \text{ kg}$$

Sumando la masa de los carros de secuencia y la cadena se obtiene la masa total que debe desplazar el sistema transportador.

$$m_{\text{sistema}} = m_{\text{cadena}} + m_{\text{carros}}$$

$$m_{\text{sistema}} = 36,216\text{kg} + 848\text{kg} = 884,216\text{kg}$$

Determinando la fuerza normal producida por los carros de secuencia y la cadena transportadora, se tiene que:

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

$$\sum F_y: N - (884,216\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2) = 0$$

$$F_y = N = 8.674,159 \text{ N}$$

$$N = 8.674,159 \text{ N}$$

En la Figura 34 se aprecia que el coeficiente de fricción entre el acero (material de la cadena de transporte) y el UHMW (material de las guías de deslizamiento para cadenas) es de 0,25. La fuerza de fricción será:

$$Fr = \mu \cdot N$$

$$Fr = 0,25 \cdot 8.674,159 \text{ N} = 2.318,53 \text{ N}$$

		Coeficiente de Fricción	
Material de la placa Superior	Material del Carril	No lubricado	Lubricado
Acero inoxidable o acero	Acero inoxidable o acero	0,35	0,20
Acero inoxidable o acero	UHMW	0,25	0,15
Plástico Dirigido	Acero inoxidable o acero	0,25	0,15
Plástico Dirigido	UHMW	0,25	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	Acero inoxidable o acero	0,17	0,12
Plástico Dirigido (Baja Fricción)	UHMW	0,18	0,12

Figura 34: Coeficiente de fricción de la cadena- guía de deslizamiento.
Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016)

Para determinar la fuerza tangencial de la rueda dentada para la cadena, se procede a calcular la aceleración requerida en el arranque del sistema transportador. La velocidad del transportador tiene que estar en concordancia con la velocidad de la línea principal, porque las mismas están programadas para operar en conjunto; esta velocidad fue suministrada por el departamento de ingeniería y proyectos que es el encargado del control y tiempos de todas las líneas de producción, obteniendo un valor de 0,15 m/s, y un tiempo de asentamiento de 1s, partiendo del reposo. De allí se tiene:

$$V_i = 0 \text{ m/s}$$

$$V_f = 0,15 \text{ m/s}$$

$$t_{asent} = 1 \text{ s}$$

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

Despejando la aceleración

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

$$a = \frac{0,15 \text{ m/s} - 0}{1 \text{ s}} = 0,15 \text{ m/s}^2$$

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 35:

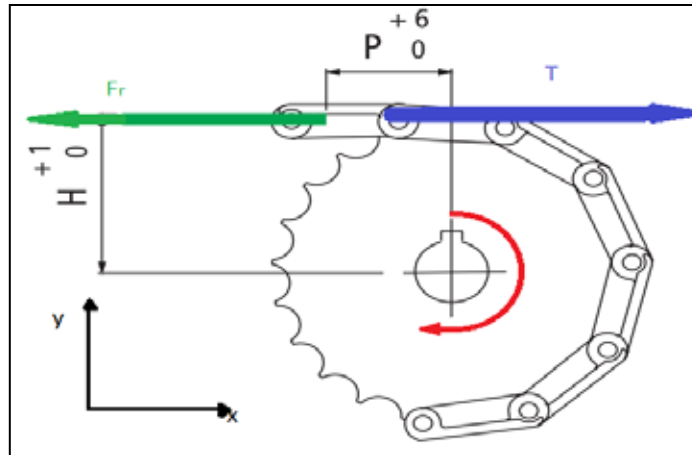


Figura 35: Diagrama esquemático de la dirección de fuerzas tangenciales en la rueda dentada.

Fuente: Engineering Manual REXNORD (2016).

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

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

$$T = 2.318,53 \text{ N} + (884,216 \text{ kg} \cdot 0,15 \text{ m/s}^2)$$

$$T = 2.451,162 \text{ N}$$

Conocida la fuerza tangencial T , se calcula el torque necesario en la rueda dentada. Sabiendo que el diámetro primitivo de la rueda dentada es de 74,2696mm.

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

$$M = 2.451,162 \text{ N} \cdot \frac{0,0742696 \text{ m}}{2}$$

$$M = 91,0234 \text{ Nm}$$

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

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

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

$$\omega = \frac{0,15m \cdot s^{-2}}{0,0742696m} = 4,039rad/s \quad 38,57rpm$$

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

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 91,0234 Nm \cdot 4,039 rad/s$$

$$P = 367,64W = 0,49HP$$

Estimando una eficiencia del 75% para la caja reductora y el motor eléctrico, se tiene que la potencia requerida para el sistema de transporte será:

$$P_{sis} = \frac{P}{\eta_{red} \eta_{elec}} = \frac{0,49HP}{0,75 \cdot 0,75}$$

$$P_{sis} = 0,87HP$$

Para satisfacer este requerimiento de potencia se selecciona un motorreductor (Figura 36) tipo tornillo sin fin marca Renold, con una Potencia inmediata superior al cálculo de 1 HP y 1750 rpm.



Figura 36: Motorreductor Renold.
Fuente: Catalogo jPM Series Renold (2017).

La velocidad de giro del motor seleccionado es de 1750 RPM, y la velocidad de giro requerida en el piñón es de 38,57 RPM; por lo que la relación de transmisión estimada de la caja reductora será:

$$Rt = \frac{1750 rpm}{38,57 rpm} = 45,37$$

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) Cálculo del eje

El cálculo del eje 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 50.

Los puntos A y C es donde se ubicarán los rodamientos y el punto B es donde se ubicará el piñón. De acuerdo a esto, el diagrama de cuerpo libre del eje queda según las Figuras 37 y 38.

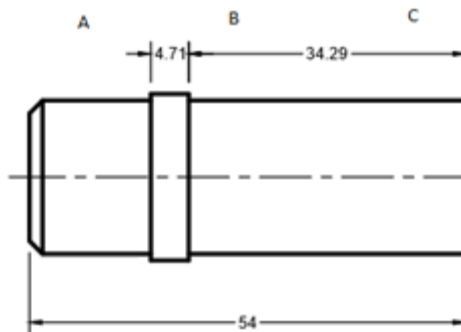


Figura 37: Plano del eje
Fuente: Rodríguez (2017).

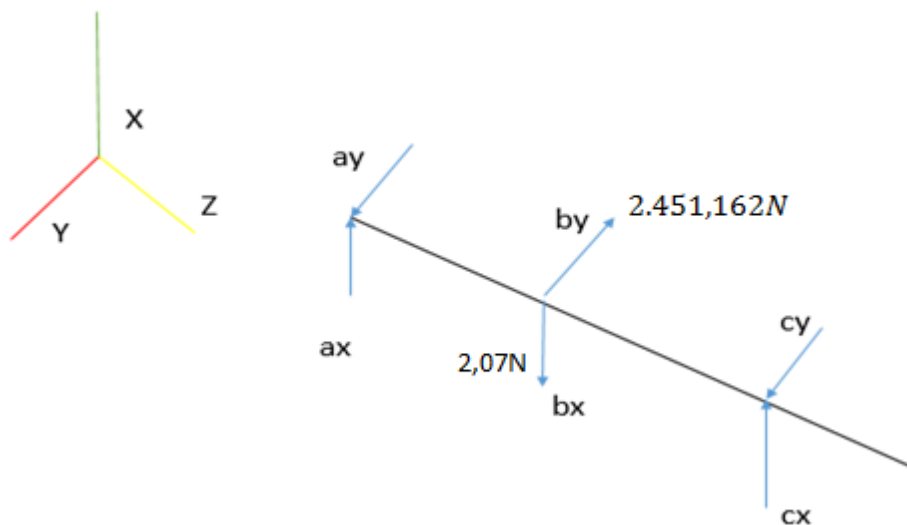


Figura 38: Diagrama de cuerpo libre del eje
Fuente: Rodríguez (2017)

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 envases (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 $T = 91,0234 \text{ Nm}$

El material de construcción para el eje será de un acero al carbono AISI 1020 laminado en caliente y fabricado mediante un mecanizado. Las propiedades mecánicas de este tipo de material se ubican en el anexo D y son $S_y = 207 \text{ MPa}$ y $S_u = 379 \text{ MPa}$.

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:

$$\sum M_{cx}: 0 \quad (a_x \cdot 0,054 \text{ m}) + (2,07 \text{ N} \cdot 0,027 \text{ m}) = 0$$

$$a_x = \frac{2,07 \text{ N} \cdot 0,027 \text{ m}}{0,054 \text{ m}} = 1,035 \text{ N}$$

Se procede al cálculo de cx realizando sumatoria de fuerzas.

$$\begin{aligned} \sum Fx: 0 \quad ax \quad cx &= 2,07 N \\ 1,035N \quad 2,07N + cx &= 0 \\ cx = 2,07N \quad 1,035N &= 1,035N \end{aligned}$$

Ahora se procede al cálculo de las reacciones en el plano y-z.

$$\begin{aligned} \sum Mcy: 0 \quad (ay \quad 0,054m) + (2.451,162N \quad 0,027m) &= 0 \\ ay = \frac{2.451,162N \quad 0,027m}{0,054m} &= 1.225,581 = cy \text{ (por simetría)} \end{aligned}$$

Con estos cálculos se realizan los diagramas de corte y momento a través del software MD Solids, quedando como lo indica la Figura 39.

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 24 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 21 y se obtiene un Cs= 0,83. El diseño del eje se hará para una confiabilidad del 99,9%, con este valor se entra en el cuadro 2, y con la ecuación 25 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 189,5 MPa. Ya con los factores que modifican a la resistencia a la fatiga determinados, se procede al cálculo de Sn.

$$Sn = 1 \quad 0,83 \quad 0,7188 \quad 1,3 \quad 189,5 = 146,973 \text{ MPa}$$

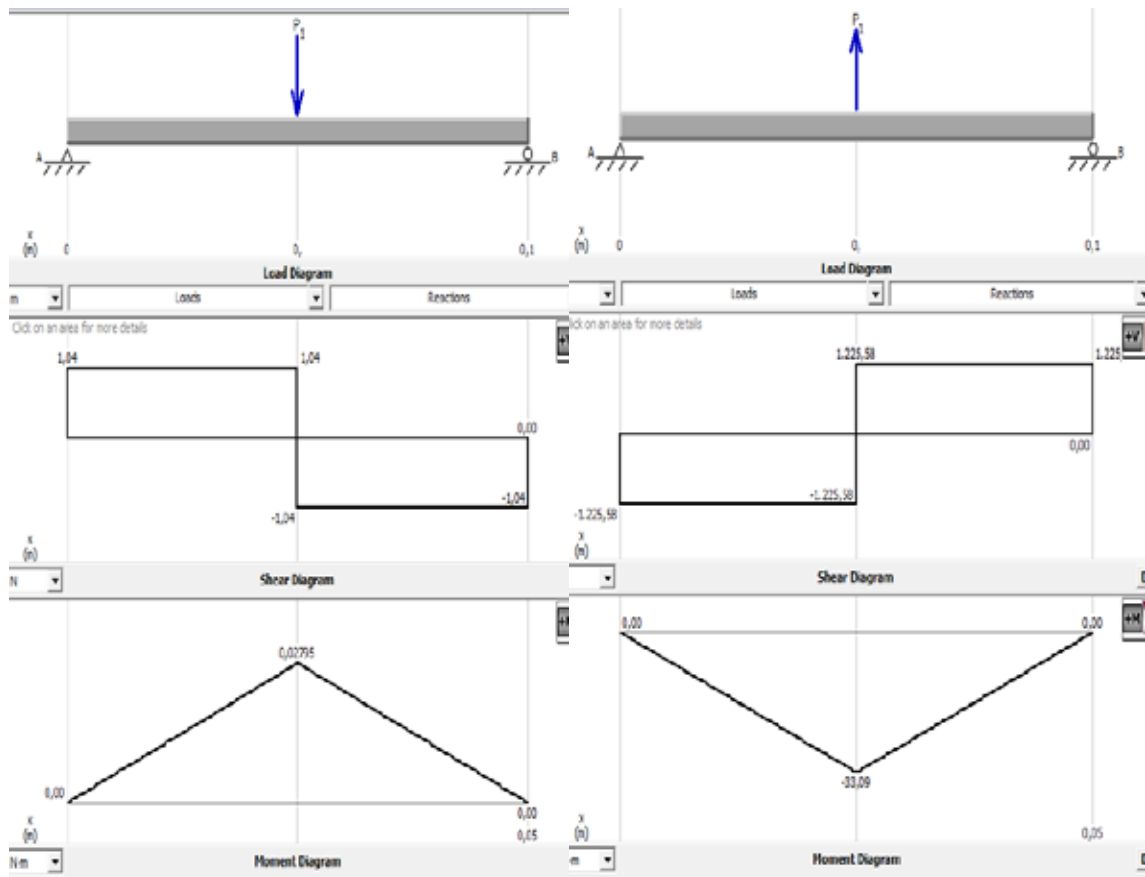


Figura 39: Diagramas de corte y momento para los planos x-z y y-z respectivamente.

Fuente: Rodríguez (2017).

Ahora se determinan los diámetros correspondientes con la geometría planteada en la Figura 37.

Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el torque es constante. Entonces, se calcula el τ_{adm} , ecuación 23, con S_y y un factor de seguridad N igual a 3, de la siguiente manera:

$$\tau_{adm} = \frac{0,577 S_y}{N} = \frac{0,577 \cdot 207}{3} = 39,813 \text{ MPa}$$

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:

$$Pa = \sqrt{(ax)^2 + (ay)^2}$$

$$Pa = \sqrt{(1,035N)^2 + (1225,581N)^2} = 1.225,581N$$

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:

$$Da = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.225,581N}{\pi \cdot 39,813 MPa}} = 6,26mm$$

En el punto B, donde está ubicado el piñón, es donde se encuentra el momento flector máximo, por consiguiente, se utiliza la ecuación 26 para obtener el diámetro en ese punto. El $K_t = 1$; porque no se requiere el uso de chaveta ya que este eje no transmite potencia

El momento flector será la sumatoria de los momentos máximos tanto en el plano x-z como en el plano y-z, por consiguiente:

$$Mfb = \sqrt{(Mbx)^2 + (Mby)^2} = \sqrt{(0,02795Nm)^2 + (33,09Nm)^2}$$

$$Mfb = 33,09Nm$$

$$Db = \left[\left(\frac{32}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{1}{146,973 MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{91,0234Nm}{207MPa} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Db = 2,382cm = 23,82mm$$

El punto C es el asiento del cojinete C, 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:

$$P_c = \sqrt{(cx)^2 + (cy)^2}$$

$$P_c = \sqrt{(1,035N)^2 + (1.225,581N)^2} = 1.225,581N.$$

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 C, vendrá dado por:

$$D_c = \sqrt{\frac{4Pd}{\pi \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.225,581N}{\pi \cdot 39,813 MPa}} = 6,26mm$$

El diámetro del punto B es conveniente redondearlo a una pulgada (25,4mm) ya que el diámetro interno del piñón viene a esa medida. De igual manera se llevo el diámetro de todo el eje a 25,4 mm ya que se pueden evitar concentradores de esfuerzos por el montaje del piñón de manera que todos sus componentes se mantienen en su posición de trabajo.

v) 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 28 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 Figura 25 para obtener el más adecuado; seleccionando uno de bola de hilera única para los puntos A y C del eje.

Se calcula L_d (Número de revoluciones de diseño) mediante la ecuación 29, tomando de la Figura 26 una vida útil de 100.000 horas, ya que estimando su permanencia en el tiempo podría llegar a trabajar los tres turnos de producción 24 horas al día.

$$L_d = 100000 \cdot 38,57 \cdot 60(\text{min}) = 231420000 \text{ rev}$$

$F_d = 1.225,581 N = 124,93 \text{ kg}$ tanto en A como en C por la simetría, y $a = 3$ por tratarse de un rodamiento de bolas. Se tiene que:

$$C = 124,93 \left(\frac{231420000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 767,01 \text{ Kg} = 7,524 \text{ KN}$$

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 25 mm, por consiguiente el rodamiento seleccionado será un 6205. Para el punto C, se redondea el diámetro a uno estándar del catálogo (25mm), por lo tanto el rodamiento seleccionado será de igual manera un 6205 pero de mayor altura para compensar el peso del piñón y los demás componentes que recaen sobre él. Toda la información de los rodamientos seleccionados se pueden obtener en el anexo D

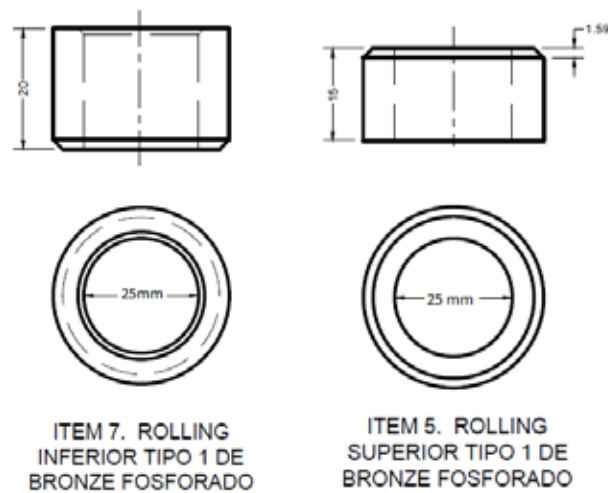


Figura 40: Dimensiones de los Rodamientos
 Fuente: Rodríguez (2017).

vi) Rueda Fija

Se diseña un conjunto de ruedas fijas las cuales se utilizaran para permitir el giro de la cadena en la zona curva del circuito en la línea de sub ensamble del área de FEM, las cuales estarán dispuestas consecutivamente construidas de un acero AISI 1020 de igual manera que la cadena y los componentes previamente diseñados.

Estos se van a colocar en el mismo soporte utilizado para los piñones que será construido con acero AISI 1020 realizando las soldaduras necesarias con soldadura MIG.

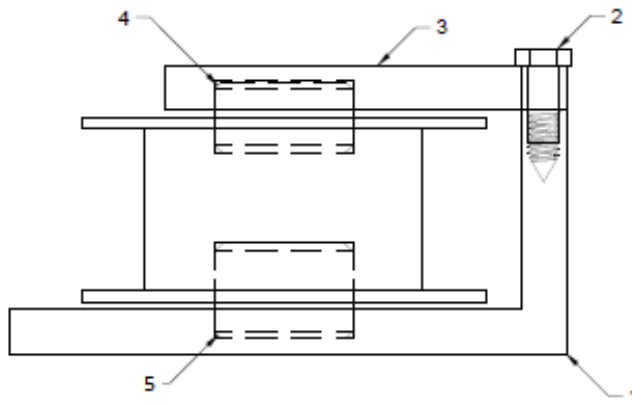


Figura 41: Montaje de la Rueda

Fuente: Rodriguez (2017)

Vi) Tensor

Este consiste en una rueda dentada de las mismas dimensiones que las anteriormente descritas, la cual tiene como función conservar la tensión en los sistemas de transmisión de cadena, recuperando los juegos debidos a su alargamiento o bien al desgaste de las ruedas dentadas o, finalmente, al desplazamiento de una de ellas.

La base sobre la que se encuentra esta constituida de un acero AISI 1020, utilizándose soldadura MIG para su construcción. Esta posee unos canales longitudinales por donde pasan los medios de unión permitiendo realizar un movimiento lateral de manera de ajustarse a los movimientos de la cadena y mantener así la tensión necesaria.

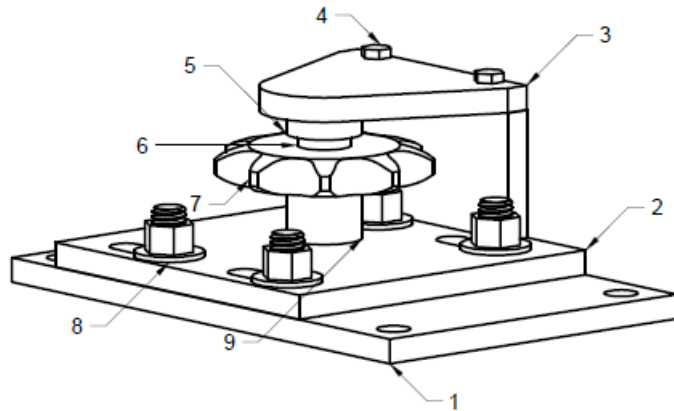


Figura 42: Montaje piñón tensor
 Fuente: Rodríguez (2017)

vii) Elemento de sujeción del piñón motriz

Para terminar de asegurar la posición de trabajo correcta del piñón motriz de manera que este no produzca movimientos relativos con la cadena, haciendo que la cadena salga de su posición, se prosiguió a colocar una guía de cadena o también conocido como “patin”, quien se encarga de restringir el movimiento de la cadena dentro de un espacio determinado y ayuda a mantener la presión de contacto entre la cadena y el piñón motriz.

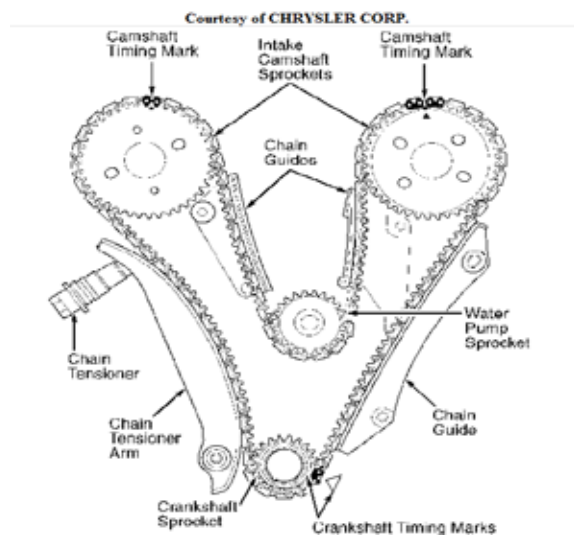


Figura 43: Guías de cadena
 Fuente: FCA VENEZUELA LLC (2017)

viii) Automatización del sistema planteado

Con la automatización de los sistemas se busca es el uso de sistemas o elementos computarizados y electromecánicos para controlar maquinarias o procesos industriales. Como una disciplina de la ingeniería más amplia que un sistema de control, abarca la instrumentación industrial, que incluye los sensores, los transmisores de campo, los sistemas de control y supervisión; pero principalmente para aumentar la producción de manera controlada y con menores daños a la integridad física de los operadores.

Por esto se decidió implementar un sistema semi-automatizado, utilizando diferentes elementos como relés, contactores, luces indicadoras y pulsadores para permitir un trabajo fluido y armónico.

En primera instancia se desea diseñar un sistema que permita a los operadores mediante pulsadores colocados en sus puestos de trabajo indicar cuando su operación ha sido terminada y que presente una indicación luminosa para que el supervisor y las personas cercanas al área conozcan el estatus de la operación. Al momento de los operadores del área de sub-ensamble terminar cada una de las operaciones, los 4 semáforos en color verde indicaran al motor que debe iniciar su movimiento para así poder desplazar los carros de secuencia a lo largo de cada estación del área de trabajo.

Con ayuda de programas como FluidSim (programa de FESTO) y CADE (Autocad Electric) se pudo simular el funcionamiento del diseño.

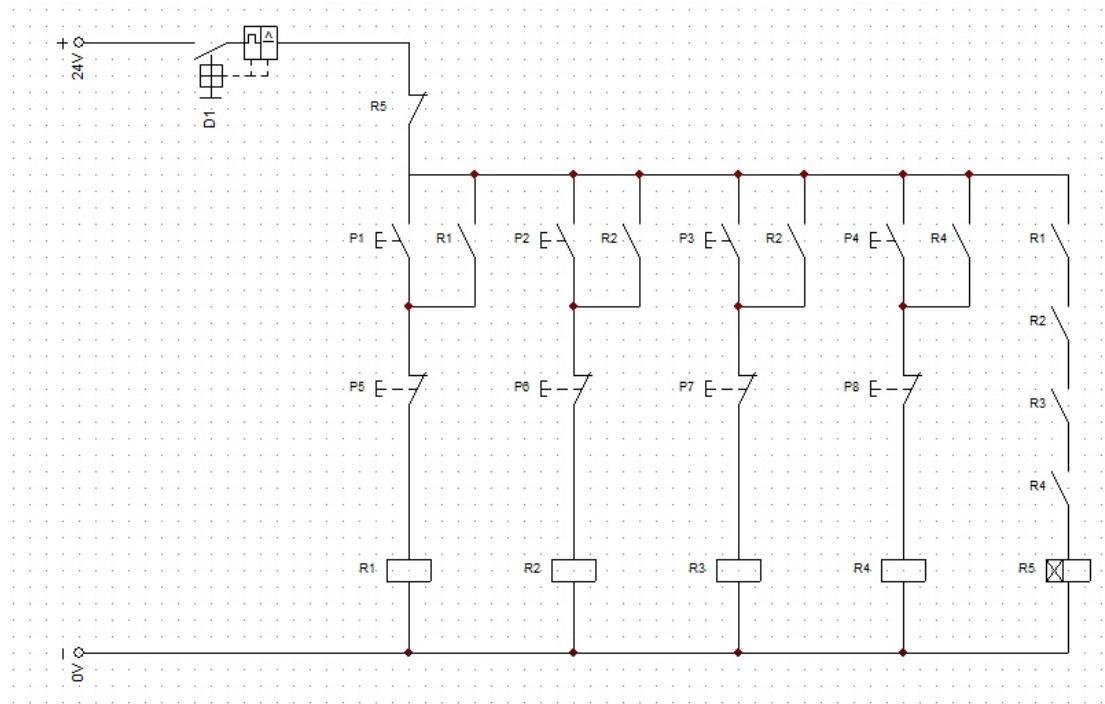


Figura 44: Circuito Electrico 24V
Fuente: Rodríguez (2017)

En la (figura 44) se puede apreciar la construcción del sistema eléctrico de 24V en donde se encuentran conectados los 8 pulsadores por estación, cada operador tendrá en su estación dos pulsadores uno rojo y uno verde.

En principio el sistema está diseñado con los pulsadores de indicador luminoso rojo que sean NC de manera que al accionar el braker de alimentación del sistema, los semáforos tendrán como posición inicial el color rojo indicando que la operación no ha sido terminada, y los pulsadores verdes NA, de manera que accionaran el indicador luminoso de su respectivo color al momento de que el operador termine su función y presione el pulsador verde.

También se pueden apreciar un conjunto de relés, entre ellos uno temporizado ($T=2s$) de manera de que al accionarse las 4 luces verdes, o cerrarse el circuito completo al accionar los 4 pulsadores verdes se activara este relé temporizado para

que al cumplirse el tiempo le mande la señal al motor de mover el sistema, permitiendo a los carros de secuencia desplazarse a lo largo de la línea.

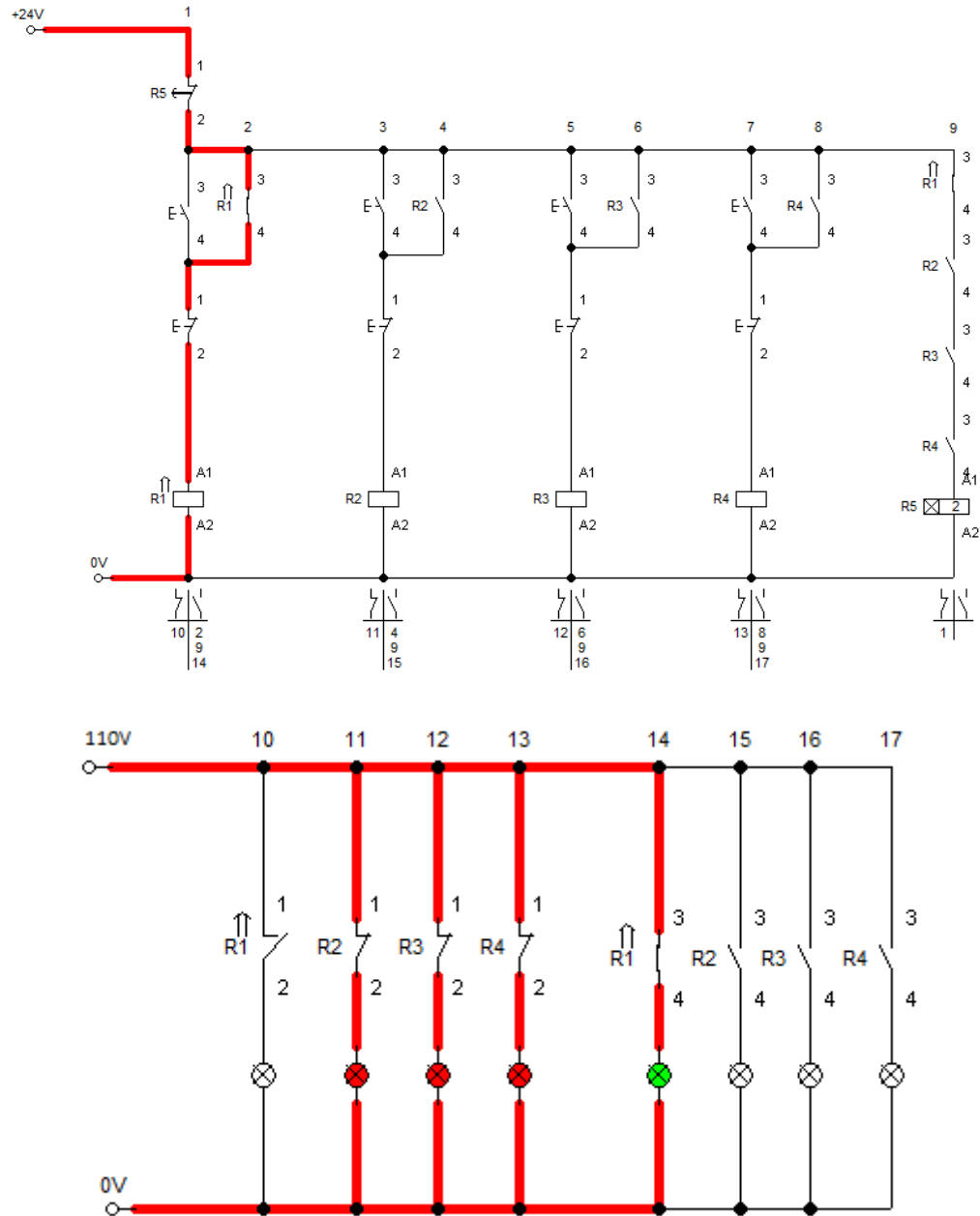


Figura 45: Simulacion circuito 24V – 110V
 Fuente: Rodriguez (2017)

En la (figura 45) se puede apreciar como al terminar la operación y presionar el pulsador verde, el cual es NA, se cierra la primera hilera del circuito correspondiente a la estación 1 permitiendo así que el semáforo cambie su indicación luminosa de posición inicial rojo, a la de final de operación la cual es de color verde.

De igual manera ocurre en cada estación en particular, al presionar el pulsador verde permite el cambio del indicador luminoso de rojo a verde, pero la manera en que se estructuro el diseño nos permite una independencia y libertad de operaciones de cada una de las estaciones del área.

Como se puede apreciar en la (figura 46), el hecho de que el operador en la estación 1 no terminara aun sus operaciones, no implica que el sistema de los operadores de las siguiente estaciones no pueda trabajar e indicar con total normalidad e independencia.

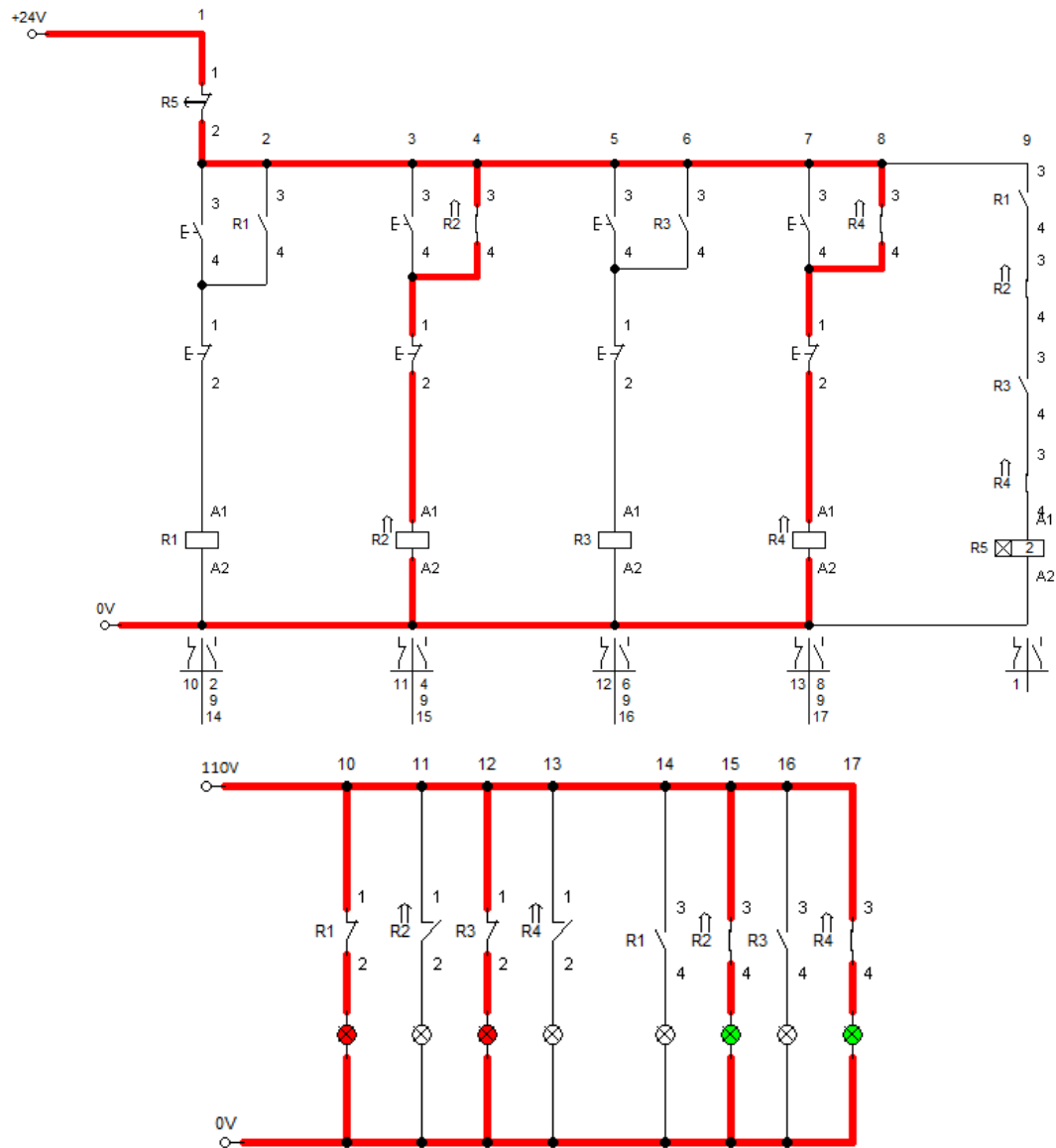


Figura 46: Simulación circuito 24V – 110V
Fuente: Rodríguez (2017)

Al momento de cada operador haber terminado su operación respectiva y que cada pulsador verde fuera presionado cerrando el circuito, se lograría el paso de la corriente a lo largo de todo el circuito permitiendo así el acceso de la energía necesaria para accionar el relé temporizado, que al pasar los dos segundos de su

tiempo de programación, enviara una señal al motor de que el ciclo ha terminado y asi pasar los trunnions de una estación a la siguiente. (Ver Figura 47)

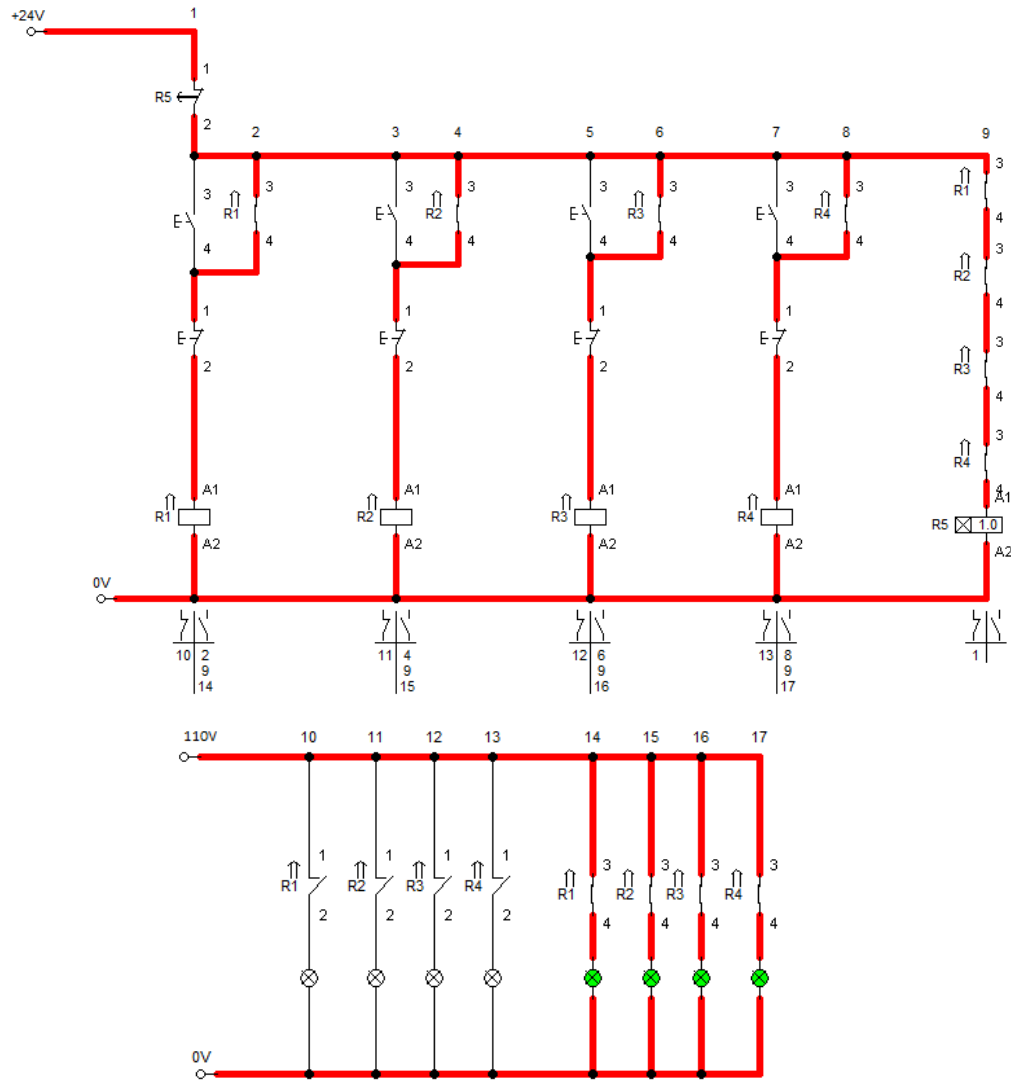


Figura 47: Simulación Circuito 24V – 110V
Fuente: Rodriguez (2017)

De requerirse una parada, o evitar el accionamiento del motor para el movimiento de los carros de secuencia en la línea, solo con presionar el pulsador rojo en cada una de las estaciones de trabajo, cada operador podrá cortar la corriente en su estación haciendo volver a la posición inicial con el indicador rojo en el semáforo y abriendo

el circuito que llega al relé temporizado, evitando así que la corriente llegue al mismo y este active al motor. De esta manera se le otorga poder a cada operador de abrir el circuito de manera de tener reacciones más rápidas en caso de una emergencia que requiera de la parada del sistema.

5.3 Evaluación de la factibilidad técnica y económica del proyecto

El objetivo fundamental que se quiere lograr en este tópico es determinar la rentabilidad del sistema implementar, tanto en el ámbito técnico como económico.

Como se mencionó anteriormente, la línea produce alrededor de 9 módulos por turno. Con la implementación del sistema semiautomatizado se aumentaría la producción a la eficiencia objetiva propuesta 12 módulos, lo que se traduce en una mejora de la producción actual, ya que el sistema trabajaría constantemente a lo largo de la jornada de trabajo, salvo interrupciones por causa (s) mayor (es), reduciendo así los accidentes laborales otorgando mejores condiciones de trabajo para los operadores. Además, 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 es 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:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(1+i)^{-1}$$

Dónde:

Ft: flujos monetarios netos

n: número de períodos de interés que abarca el estudio

i: valor de interés en %

y, alternativamente:

$$VA(i) = \sum_{t=0}^n Ft(P Si, t)$$

Dónde:

P/Si,t: factor de actualización de una cantidad de dinero futura, vendrá dado por n períodos a una tasa de interés i.

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 corporación.

La construcción del sistema transportador puede ser en 60 días laborales como máximo realizado por dos trabajadores, con un tiempo de jornada diaria de trabajo de 8 horas.

El sistema automatizado requerirá de 4 operarios. Además en funcionamiento puede operar 20 días al mes un solo turno, dependiendo de la programación del departamento de planificación.

El sueldo de un trabajador mensual de FCA Venezuela LLC, incluyendo bono de alimentación y descuentos es de Bs. 480.000.

El costo de personal por construcción del sistema será= sueldo del trabajador al mes * 2 = Bs. 480.000 * 2 = Bs. 960.000.

Los costos totales de personal durante la construcción = Bs. 960.000 * 2 = Bs. 1.920.000.

El costo de los elementos para la construcción del sistema, viene dado por la Tabla 2. Existen elementos pertenecientes al sistema que no se tomaron en cuenta porque estos ya se encontraban en stock o inventario.

Incluyendo Bs. 1.000.000 por gastos de traslado y transporte, el costo total de inversión será = costos de elementos + costos por construcción + costos por traslado y transporte= Bs. 1.920.000+ Bs. 30.184.000 + Bs. 1.000.000 = **Bs 33.104.000.**

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

Tabla 2: Costos de elementos.

Equipo	Componente	Precio total (Bs)
Sistema transportador	Material para construcción	15.200.000
	Piñón	1.100.000
	Motor 1 HP	1.400.000
	Contactador 220V	350.000
	Relé térmico 4A – 6 ^a	180.000
	Cadena Mod 80	2.200.000 (3m)
	Braker Trifasico 20 ^a	150.000
	Pulsador con retención	31.500
	Bornera para cable 10	10.500
	Sensor Inductivo	390.000
	Semáforo	190.000
	Pulsador	22.000
	Rele 8 pines 120	60.000
	Cable #10	100.000
Total	30.184.000	

Fuente: Rodríguez (2017)

Debido a la variación del costo de importación y el aumento del dólar, así como la producción inconstante de la planta por la situación del país, se toma como precio de venta el del ultimo lote producido que es de 800.000.000BsF

Como el sistema está diseñado para trabajar a la eficiencia efectiva sin parada de 12 módulos por turno, y suponiendo que el sistema solo trabaja un turno durante 20 días al mes, por los 12 meses del año, el valor Q será:

$$Q: 12 \text{ modulos } 1 \text{ turno } 20 \text{ dias mes } 12 \text{ meses}$$

$$Q: 2.880 \text{ modulos producidos al año}$$

Por lo que IB queda:

$$IB = 800.000.000 \text{ Bs/camioneta } 2.880 \text{ camionetas/año}$$

$$IB = 2.240.000.000.000 \text{ Bs/año}$$

Este IB obtenido es en un supuesto de que la producción fuera constante, colocando como referencia que la producción del año se estima sea de 172 camionetas se tiene:

$$IB = 800.000.000 \text{ Bs/camioneta } 172 \text{ camionetas/año}$$

$$IB = 137.600.000.000 \text{ Bs/año}$$

Debido a la baja producción la empresa solo convoca al personal necesario, por lo que la implementación de este proyecto reduciría los tiempos de producción llevando a un ahorro de 5 días de producción, aumentando la efectividad permitiendo así un ahorro en los gastos referentes a nómina de aproximadamente 800.000 Bs

La empresa obtiene una ganancia del 11% por cada camioneta producida, por lo que los costos operacionales (Cop) donde se incluye el pago de nómina, de servicios (electricidad, agua, internet), ya que el costo de la materia por camioneta será: Bs.720.000.000 , y en el año serán iguales a:

$$Cop = 720.000.000 \text{ Bs camioneta } 172 \text{ camioneta/año}$$

$$Cop = 123.840.000.000 \text{ Bs/año}$$

A estos costos operacionales se le debe agregar los costos por mantenimiento al año, que serán:

- Lubricación de componentes
- Reemplazo de cadena transportadora
- Repuestos

Total de gastos en mantenimiento y suministros = Bs. 5.000.000/año.

Por lo que los costos operacionales incluyendo los costos de mantenimiento son: Bs. 123.845.000.000

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. 1.509.200

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:

i : 20%

f : 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 3 y Tabla 4.

Tabla 3: Flujos monetarios constitutivos.

Año	Inversión Inicial en Bs. (II)	Ingresos Brutos en Bs. (IB)	Costos Operacionales en Bs. (Cop)	Valor Residual en Bs (VR)
0	-30.184.000			
1		137.600.000.000	-123.840.000.000	
2		137.600.000.000	-123.840.000.000	
3		137.600.000.000	-123.840.000.000	
4		137.600.000.000	-123.840.000.000	
5		137.600.000.000	-123.840.000.000	
6		137.600.000.000	-123.840.000.000	
7		137.600.000.000	-123.840.000.000	
8		137.600.000.000	-123.840.000.000	
9		137.600.000.000	-123.840.000.000	
10		137.600.000.000	-123.840.000.000	1.509.200

Fuente: Rodríguez. (2017)

Tabla 4: Flujos monetarios netos.

Año	Flujos Netos en Bs.	(P/Si,t)@90%
0	-30.184.000	
1	13.760.000.000	0,52632
2	13.760.000.000	0,27701
3	13.760.000.000	0,14579
4	13.760.000.000	0,07673
5	13.760.000.000	0,04039
6	13.760.000.000	0,02126
7	13.760.000.000	0,01119
8	13.760.000.000	0,00589
9	13.760.000.000	0,00310
10	13.761.509.200	0,00163

Fuente: Rodriguez. (2017).

Por lo que el valor actual será:

$$\begin{aligned}
 VA(90\%) = & 30.184.000Bs + (13.760.000.000 \cdot 0,52632) \\
 & + (13.760.000.000 \cdot 0,27701) + (13.760.000.000 \cdot 0,14579) \\
 & + (13.760.000.000 \cdot 0,07673) + (13.760.000.000 \cdot 0,04039) \\
 & + (13.760.000.000 \cdot 0,02126) + (13.760.000.000 \cdot 0,01119) \\
 & + (13.760.000.000 \cdot 0,00589) + (13.760.000.000 \cdot 0,00310) \\
 & + (13.761.509.200 \cdot 0,00163) \\
 VA(90\%) = & 41.376.135.260
 \end{aligned}$$

Como él $VA(90\%) > 0$, la propuesta del sistema automatizado es económicamente factible.

CONCLUSIONES

Mediante el estudio de la situación problemática, se concluye que los objetivos planteados fueron cumplidos satisfactoriamente en su totalidad.

La implementación del sistema automatizado, además de aumentar la producción y generar ganancias, generaría grandes beneficios en su implementación. El operario no debe realizar tareas repetitivas que expongan su salud laboral a 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 garantizan 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 III 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/CAN/CAE Autocad e Inventor, con los que se logró facilitar el cálculo y dimensiones de los componentes.

Este trabajo de investigación deja mucha enseñanza al investigador, ya que tiene que desenvolverse en una ambiente muy profesional y realizar una cantidad de cálculos que motivan y demuestran que se ha aplicado gran parte de la ingeniería de diseño para este caso particular.

En cuanto el 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.

RECOMENDACIONES

En busca de obtener un buen funcionamiento del sistema, a continuación, se muestran una serie de recomendaciones.

La construcción y puesta en marcha del sistema analizado como propuesta para sustituir el sistema actual manual de pre-ensamble del frontal de la grandcherokee.

El desgaste puede causar averías en los componentes y daños en el sistema. Para ello se recomienda mantener lubricados los componentes que a menudo se encuentran rotando como lo son los rodamientos y los piñones. También se recomienda mantener lubricadas las cadenas de arrastre.

Es recomendable el chequeo esporádico del eje de transmisión del motor, así como los ejes de los piñones locos, para determinar si estos se encuentran desbalanceados o desalineados.

Se aconseja que si se desea en algún momento aumentar la automatización de sus procesos, es más conveniente tener un PLC ya que de esta manera se simplifica el cableado y no se requiere del uso de tantos relés para la lógica.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

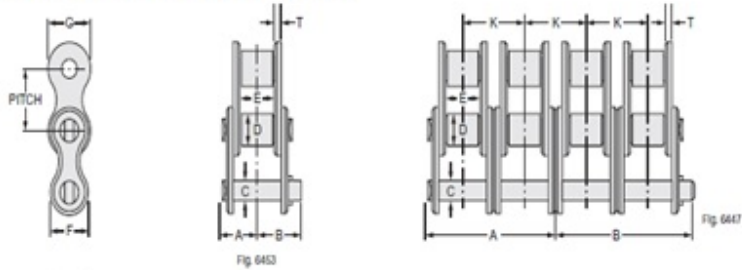
- Allen-Bradley, (2015). **Fundamentos del sensado o detección de presencia**
- Alexandrov M. (1976), **Aparatos de elevación y transporte**. Moscú
- Amenabar (2002), **Catalogo Amenabar para cadenas**. España
- Avallone Eugene A. y Theodore Baumeister III (1986). **Manual del Ingeniero Mecánico del Marks** 9na Edición. Editorial McGraw Hill Interamericana S.A.
- Bavaresco G. (2017). G.A.B.P. **Ingeniería**.
- Bracho, J. (2010). **“Rediseño del sistema de transportación de la salida del paletizador de la línea de salsas negras o merge de la empresa de alimentos Heinz C.A.”** Informe de pasantías Universidad José Antonio Páez.
- Budynas Richard G. y J. Keith Nisbett. (2008). **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**. Octava Edición Editorial McGraw Hill Interamericana S.A.
- Cadersa. (2017). **Catalogo de Cadenas Transportadoras**.
- Ernst. (1970). **Aparatos de Elevación y Transporte**. Tomo II. Ed. Blume.
- Hellmut Ernst. (1970), **Aparatos de elevación y transporte, tomo II**.
- Lugo J. (2017). **“Semiautomatizado de la línea de producción número tres para el empacado en cajas de cartón para envases de galón de producto terminado de la empresa Alimentos Berrios Albeca, C.A.”**
- Martinez, J. (2006). **“Rediseño de sistema de Transmisión de cadenas de descarga de paletas llenas, en paletizador de la línea de ketchup, en la empresa Alimentos Heinz”**.
- Miravete – Larrodé. (1982), **Transporte vertical**. Zaragoza
- Molina, M. (1970). **Elementos de Maquina I**. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Universidad de Carabobo. Valencia.

- Norton Robert L. (1999). **Diseño de Maquinas**. Primera Edición en español. Editorial Prentice Hall. México.
- Pizzella, G. (2013). **Máquinas de Elevación y Transporte**. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Valencia.
- Pizzella G. (2010). **Elementos de Maquina II**. Ediciones de la Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Valencia
- Renold (2015), **Catalogo Renold para cadenas**. Manchester Reino Unido.
- Renold (2017). **Conveyor Chain Designer Guide**.
- Ruiz, C (2004). “**Propuesta de diseño de un sistema para la automatización del paletizador para la empresa Mampa**”.
- Tamayo y Tamayo. M (1997), **El proceso de la investigación científica**. México.
- Tassoni (2006), **Elementos de máquina**. Valencia
- Universidad Nacional Abierta (U.N.A) (2003). **Manual de Técnicas de Documentación e Investigación II**.
- Wikipedia (2012). <http://es.wikipedia.org:http://wikipedia.cadenas.com>
- Wikipedia (2017). <http://es.wikipedia.org/wiki/Relé.com>

ANEXOS

Anexo A: Cadena TableTop REXNORD 820.

Drive Engineering No. 80 chain 1.000" pitch



Specifications and dimensions

Chain Number	Chain Width, Number of Strands	Average ultimate strength, pounds	Joint bearing area, sq. in.	Weight per foot, pounds	Dimensions, inches								
					A	B	C	D	E	F	G	K	T
80	Single	14,500	.275	1.67	.63	.74	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-2	Double	29,000	.550	3.31	1.21	1.30	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-3	Triple	43,500	.825	4.97	1.78	1.87	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-4	Quadruple	58,000	1.100	6.76	2.35	2.44	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-5	Quintuple	72,500	1.375	8.21	2.92	3.03	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13
80-6	Sextuple	87,000	1.650	9.84	3.50	3.61	.313	.625	.63	.75	.91	1.153	.13

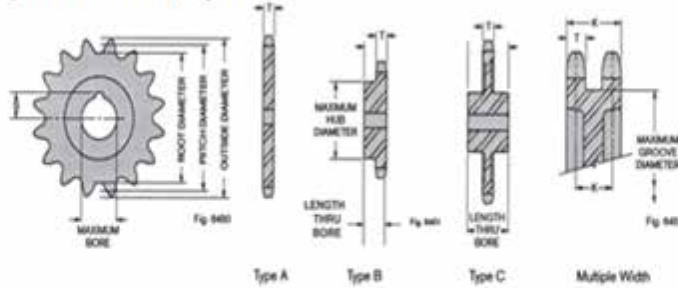
Available in riveted or cottered construction.

Ratings

Number of teeth, in small sprocket	Maximum bore inches	Horsepower for single strand chain ▲																			
		RPM of small sprocket																			
		25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400
11	1.625	0.97	1.80	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23.0	19.6	14.9	11.8	9.69	8.12	6.93	6.01	5.27	4.42	3.77	1.70
12	1.750	1.06	1.98	3.69	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	26.2	22.3	17.0	13.5	11.0	9.25	7.90	6.85	6.01	5.04	4.30	0
13	2.000	1.16	2.16	4.03	7.52	10.8	14.0	17.1	23.2	29.1	25.2	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	0
14	2.250	1.25	2.34	4.36	8.14	11.7	15.2	18.6	25.1	31.5	28.2	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.35	5.42	0

Anexo B: Piñon REXNORD.

No. 80 sprockets 1.000" pitch



Dimensions

Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Maximum hub and groove diameter, inches	Maximum bore with standard keyseat, inches ▲	S max., inches	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ
8	2.613	1.988	3.014	1.38	.875	.563	46	14.654	14.029	15.219	84	26.744	26.119	27.326
9	2.924	2.299	3.347	1.72	1.188	.719	47	14.972	14.347	15.538	85	27.063	26.437	27.644
10	3.236	2.611	3.678	2.05	1.313	.813	48	15.290	14.665	15.857	86	27.381	26.756	27.962
11	3.549	2.924	4.006	2.38	1.625	1.000	49	15.608	14.983	16.176	87	27.699	27.074	28.281
12	3.864	3.239	4.332	2.70	1.750	1.063	50	15.926	15.301	16.495	88	28.017	27.392	28.599
13	4.179	3.554	4.657	3.02	2.000	1.250	51	16.244	15.619	16.813	89	28.335	27.710	28.918
14	4.494	3.869	4.982	3.34	2.250	1.375	52	16.562	15.937	17.132	90	28.654	28.029	29.236
15	4.810	4.185	5.305	3.67	2.563	1.594	53	16.880	16.255	17.451	91	28.972	28.347	29.554
16	5.126	4.501	5.627	3.98	2.875	1.813	54	17.198	16.573	17.769	92	29.290	28.665	29.873
17	5.442	4.817	5.950	4.31	3.125	1.938	55	17.517	16.892	18.088	93	29.608	28.983	30.191
18	5.759	5.134	6.271	4.54	3.375	2.125	56	17.836	17.210	18.406	94	29.926	29.301	30.510
19	6.076	5.451	6.593	4.95	3.688	2.281	57	18.153	17.528	18.725	95	30.245	29.620	30.828
20	6.393	5.768	6.914	5.28	3.813	2.344	58	18.471	17.846	19.044	96	30.563	29.938	31.146
21	6.710	6.085	7.235	5.59	4.125	2.563	59	18.789	18.164	19.363	97	30.881	30.256	31.465
22	7.027	6.402	7.556	5.92	4.438	2.719	60	19.107	18.482	19.681	98	31.199	30.574	31.783
23	7.344	6.719	7.875	6.23	4.625	2.813	61	19.426	18.800	20.000	99	31.518	30.893	32.102
24	7.661	7.035	8.196	6.56	4.688	2.938	62	19.744	19.119	20.318	100	31.836	31.211	32.420
25	7.979	7.354	8.516	6.88	4.750	3.000	63	20.062	19.347	20.637	101	32.154	31.529	32.739
26	8.296	7.671	8.836	7.20	5.063	3.156	64	20.380	19.755	20.955	102	32.473	31.848	33.057
27	8.614	7.989	9.156	7.52	5.125	3.188	65	20.698	20.073	21.274	103	32.791	32.166	33.376
28	8.932	8.307	9.475	7.84	5.375	3.313	66	21.016	20.391	21.593	104	33.109	32.484	33.694
29	9.249	8.624	9.795	8.16	5.625	3.563	67	21.335	20.710	21.911	105	33.427	32.802	34.012
30	9.567	8.942	10.114	8.48	5.750	3.625	68	21.653	21.028	22.230	106	33.746	33.121	34.331
31	9.885	9.260	10.434	8.80	6.000	3.750	69	21.971	21.346	22.548	107	34.064	33.439	34.649
32	10.202	9.577	10.753	9.11	6.313	3.906	70	22.289	21.664	22.867	108	34.382	33.757	34.968
33	10.520	9.895	11.072	9.44	7.000	4.250	71	22.607	21.982	23.185	109	34.701	34.076	35.286
34	10.838	10.213	11.392	9.76	7.688	4.656	72	22.926	22.301	23.504	110	35.019	34.394	35.604

Anexo C: Propiedades del acero al carbono.

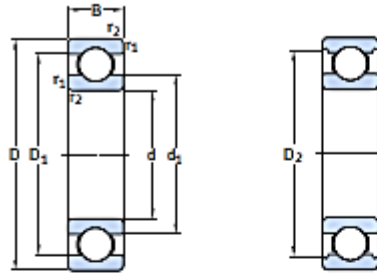
TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	151
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	585	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	622	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	441
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 056	14	311
1095	laminado en caliente	65	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

*SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Anexo D: Rodamientos.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 12–22 mm

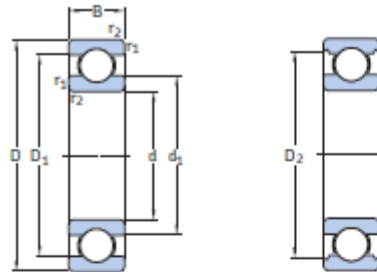


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43000	0,063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40000	0,111	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38000	0,21	6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38000	0,26	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32000	0,37	6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28000	0,6	6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38000	0,065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34000	0,16	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32000	0,3	16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32000	0,3	6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28000	0,45	6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24000	0,82	6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34000	0,075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32000	0,16	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28000	0,38	16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28000	0,38	6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24000	0,65	6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24000	0,64	6203 ETN9
20	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22000	0,11	6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28000	0,18	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26000	0,37	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24000	0,5	16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24000	0,67	6004
22	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20000	0,11	6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20000	0,98	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19000	0,14	6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15000	0,41	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19000	0,13	62/2
56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18000	0,18	63/2	

* Rodamiento SKF Explorer

Continuación Anexo D: Rodamientos.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25–35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405	
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

* Rodamiento SKF Explorer

Anexo E: Factor de actualización.

$i = 90\%$

Factores de interés al 90% correspondientes a periodos compuestos discretos

n	PAGO SIMPLE			SERIE UNIFORME					Factor de serie aritmética (R/pt,n)
	Factor de capitalización (S/P _{1,n})	Factor de actualización (P/S _{1,n})	Factor de recuperación de capital (R/P _{1,n})	Factor de actualización (P/P _{1,n})	Factor del fondo de amortización (R/S _{1,n})	Factor de capitalización (S/R _{1,n})	Factor de actualización (P/P _{1,n})		
1	1.9000	.52632	1.9000	.52632	1.00000	1.0000	1.0000	.00000	
2	3.6100	.27701	1.2448	.80332	.34483	2.9000	2.9000	.34483	
3	6.8559	.14579	1.0536	.94912	.15361	6.5099	6.5099	.59908	
4	13.032	.07673	.97480	1.0258	.07480	13.368	13.368	.77867	
5	24.760	.04039	.93788	1.0662	.03788	26.401	26.401	.90068	
6	47.045	.02126	.91955	1.0874	.01955	51.161	51.161	.98081	
7	89.386	.01119	.91018	1.0986	.01018	98.207	98.207	1.0319	
8	169.83	.00589	.90533	1.1045	.00533	187.59	187.59	1.0637	
9	322.68	.00310	.90280	1.1076	.00280	357.42	357.42	1.0831	
10	613.10	.00163	.90147	1.1093	.00147	680.11	680.11	1.0947	

Anexo F: Circuito 24V y 110V.

