

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



TESIS

**“DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA
MEJORAR EL PROCESO DE SECADO EN UNA PLANTA
DE ALIMENTOS DE TRUCHA”**

PRESENTADO POR:

EDWIN CHIPANA VALDIVIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2016

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



TESIS

**"DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA
MEJORAR EL PROCESO DE SECADO EN UNA PLANTA
DE ALIMENTOS DE TRUCHA"**

PRESENTADO POR:

EDWIN CHIPANA VALDIVIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL EN:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA



PUNO - PERÚ
2016

Universidad Nacional del Altiplano

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA DE MECÁNICA ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA MEJORAR EL PROCESO
DE SECADO EN UNA PLANTA DE ALIMENTOS DE TRUCHA”**

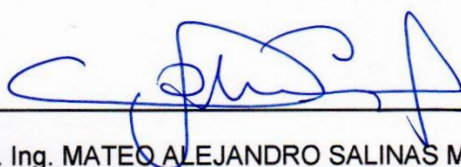
TESIS PRESENTADA POR:

EDWIN CHIPANA VALDIVIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO
ELÉCTRICISTA**

APROBADA POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

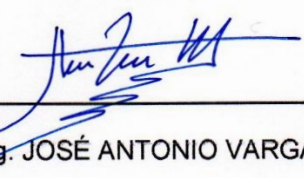
PRESIDENTE

: 
M. Sc. Ing. MATEO ALEJANDRO SALINAS MENA

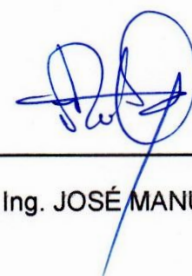
PRIMER MIEMBRO

: 
M. Sc. Ing. ÁNGEL MARIO HURTADO CHÁVEZ

SEGUNDO MIEMBRO

: 
M. Sc. Ing. JOSÉ ANTONIO VARGAS MARÓN

DIRECTOR DE TESIS

: 
M. Sc. Ing. JOSÉ MANUEL RAMOS CUTIPA

**PUNO – PERÚ
2016**

Área: Mecánica

Tema: Diseño y construcción de maquinas

AGRADECIMIENTOS

- A Dios, por llevarme a su lado a lo largo de esta vida siempre llenándome de gozo y alegría e iluminando mi camino.
- A la Universidad Nacional del Altiplano y a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, en cuyas aulas me formé profesionalmente.
- Debo también agradecer a los docentes y administrativos de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, que con sus valiosas enseñanzas, amistad y experiencias contribuyeron a mi desarrollo profesional.
- Me siento complacido de reconocer lo importante que son mis padres Amador y Regina, la complacencia de mis hermanas(os) y a mis amigos más cercanos por su constante apoyo incondicional en la conclusión de esta meta tan importante, por todo ello mi agradecimiento.

Edwin Chipana Valdivia.

DEDICATORIAS

A Dios por su bondad y su misericordia quien es la lumbrera de mi camino, por Iluminarme y guiar cada día, dándome fuerza y fortalezas para seguir adelante.

Con cariño y agradecimiento por hacer de mi persona un profesional al servicio de la sociedad y por su emprendedor esfuerzo y sacrificio por encaminar mi educación, de todo corazón y eterna gratitud; a mis queridos padres Amador y Regina a quienes tengo profunda admiración.

A mis hermanas y hermanos por su apoyo, confianza comprensión en cada momento de mi vida y en especial durante mi formación académica.

Edwin Chipana Valdivia.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	3
DEDICATORIAS	4
ÍNDICE	5
ÍNDICE DE TABLAS	9
ÍNDICE DE FIGURAS	10
ÍNDICE DE GRAFICOS	11
RESUMEN	13
ABSTRACT	14
INTRODUCCIÓN	15

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1	DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	18
1.1.1	PROBLEMA GENERAL	19
1.1.2	PROBLEMAS ESPECÍFICOS.....	19
1.2	OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	19
1.2.1	OBJETIVO GENERAL	19
1.2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	20
1.3	JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	20
1.3.1	JUSTIFICACIÓN ACADÉMICA.....	20
1.3.2	JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA	20
1.3.3	JUSTIFICACIÓN SOCIAL	20

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1	ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	22
2.2	SUSTENTO TEÓRICO	23
2.2.1	ENGRANAJES	23
2.2.2	ENGRANAJES HELICOIDALES DE EJES PARALELOS	24
2.2.2.1	VENTAJAS DEL USO DE ENGRANAJES	25
2.2.2.2	DESVENTAJAS DE ENGRANAJES HELICOIDALES.....	26
2.2.3	PAR DE TORSIÓN.....	26
2.2.4	POTENCIA MECÁNICA	26
2.2.5	POTENCIA ELÉCTRICA	27
2.2.6	TRENES DE ENGRANES.....	27
2.2.7	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	28
2.2.8	DISEÑO DE ENGRANAJES HELICOIDALES PARALELOS	29
2.2.9	PASO CIRCULAR TRANSVERSAL.....	30

2.2.10 PASO AXIAL	30
2.2.11 PASO DIAMETRAL NORMAL	31
2.2.12 MÓDULO EN EL PLANO TRANSVERSAL	31
2.2.13 NÚMERO DE DIENTES VIRTUAL.....	32
2.2.14 INTERFERENCIA.....	32
2.2.15 ANÁLISIS DE FUERZAS EN ENGRANAJES HELICOIDALES	34
2.2.15.1 FUERZA TANGENCIAL	34
2.2.15.2 FUERZA RADIAL.....	34
2.2.15.3 FUERZA AXIAL	35
2.3 OTROS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN	35
2.3.1 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN POR FAJAS	35
2.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA.....	37
2.4.1 TIPOS DE CADENAS	38
2.5 PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN	41
2.5.1 MANTENIMIENTO DE REDUCTORES DE VELOCIDAD	41
2.5.1.1 MANTENIMIENTO DE LOS ENGRANAJES	41
2.5.1.2 MANTENIMIENTO DE LOS EJES	42
2.5.1.3 LUBRICANTES Y LUBRICACIÓN	42
2.5.1.4 VERIFICACIÓN Y REGULACIÓN DEL JUEGO ENTRE DIENTES (BACKLASH)	42
2.5.2 MANTENIMIENTO DE TRANSMISIONES POR FAJAS Y POLEAS	43
2.5.2.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO	43
2.5.2.2 ALINEAMIENTO DE POLEAS	44
2.5.2.3 CONTROL DE LA TENSIÓN DE LA FAJA	44
2.5.3 MANTENIMIENTO DE TRANSMISIONES POR CADENAS	45
2.5.3.1 ROTURA DE LA CADENA	45
2.5.3.2 DESGASTE PREMATURO DE LA CADENA O DE LA RUEDA	45
2.5.3.3 CAMBIO DE LA CADENA O RUEDA	45
2.5.3.4 LUBRICACIÓN	45
2.5.3.5 AJUSTE Y TENSADO DE CADENA.....	46
2.6 COSTO DE MANTENIMIENTO	46
2.6.1 COSTO DE PERSONAL (CP).....	50
2.6.2 COSTO DE MATERIALES (CM).....	50
2.6.3 COSTO DE DEPRECIACIÓN DEL EQUIPO (CD)	50
2.7 GLOSARIO DE TERMINOS.....	51
2.8 HIPÓTESIS Y VARIABLES.....	52
2.8.1 HIPÓTESIS GENERAL	52
2.8.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	52
2.9 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	53
2.9.1 VARIABLES:.....	53
2.9.1.1 VARIABLE INDEPENDIENTE.....	53
2.9.1.2 VARIABLES DEPENDIENTES	53

CAPÍTULO III**DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN**

3.1	TIPO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	55
3.2	DISEÑO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	55
3.3	POBLACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	55
3.4	MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN	56
3.5	UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN O ÁMBITO DE ESTUDIO	56

CAPÍTULO IV**ANÁLISIS, E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN**

4.1	DISEÑO DE ENGRANES	58
4.1.1	CALCULO DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN ENTRE EL EJE DE ENTRADA Y SALIDA.....	58
4.1.2	DISEÑO GEOMÉTRICO PARA EL PRIMEN TREN DE ENGRANAJES	59
4.1.2.1	DISEÑO DEL PIÑON	59
4.1.2.2	DISEÑO DEL ENGRANAJE.....	60
4.1.3	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PRIMER TREN DE ENGRANAJES	62
4.1.3.1	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PIÑON.....	62
4.1.3.2	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANAJE	63
4.1.4	DISEÑO GEOMÉTRICO PARA EL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES	65
4.1.4.1	DISEÑO DEL PIÑON	65
4.1.4.2	DISEÑO DEL ENGRANAJE.....	66
4.1.5	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES	67
4.1.5.1	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PIÑON.....	67
4.1.5.2	ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANE	69
4.2	DISEÑO DE EJES.....	70
4.2.1	EJE DE ENTRADA.....	70
4.2.1.1	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL.....	72
4.2.1.2	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL.....	73
4.2.1.3	DISEÑO POR RESISTENCIA.....	74
4.2.1.4	DIÁMETRO EN EJE DE ENTRADA.....	75
4.2.2	EJE DE TRANSMISIÓN.....	79
4.2.2.1	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL.....	80
4.2.2.2	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL.....	81
4.2.2.3	DISEÑO POR RESISTENCIA.....	82
4.2.2.4	DIMENSIÓN DE DIAMETROS EN EL EJE.....	84
4.2.3	EJE DE SALIDA	87
4.2.3.1	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL.....	88
4.2.3.2	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL.....	90
4.2.3.3	DISEÑO POR RESISTENCIA.....	92

4.3	CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS.....	95
4.4	RANURAS PARA ANILLO DE RETENCIÓN	96
4.5	RODAMIENTOS.....	97
4.5.1	RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS	98
4.6	CHAVETAS O CUÑAS.....	99
4.6.1	SELECCIÓN DE CUÑAS	100
4.7	ANILLOS DE RETENCIÓN	101
4.8	RESULTADOS	101
4.8.1	DISEÑO DE TREN DE ENGRANAJES	101
4.8.2	DISEÑO DE EJES.....	103
4.8.3	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	104
4.8.4	DISEÑO DE CHAFLANES	104
4.9	SELECCIÓN DE CUÑAS	106
4.10	SELECCIÓN DE RETENES.....	107
4.11	COMPARACIÓN DE COSTOS DE MANTENIMIENTO.....	107
	CONCLUSIONES	109
	RECOMENDACIONES.....	110
	BIBLIOGRAFÍA	111
	ANEXOS.....	112
	PLANOS DE DETALLE.....	128

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: RESULTADOS DEL PRIMER TREN DE ENGRANAJES	102
TABLA 2: RESULTADOS DEL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES.....	102
TABLA 3: RESULTADOS DE DISEÑO DE EJES.....	103
TABLA 4: SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SEGÚN EL CATÁLOGO DE SKF	104
TABLA 5: RADIO DE CHAFLANES PARA EL EJE DE ENTRADA	104
TABLA 6: RADIO DE CHAFLANES PARA EL EJE DE TRANSMISIÓN.....	105
TABLA 7: RADIO DE CHAFLANES PARA EL EJE DE SALIDA.....	105
TABLA 8: SELECCIÓN DE CUÑAS	106
TABLA 9: SELECCIÓN DE RETENES.....	107
TABLA 10: ANÁLISIS DE COSTOS PARA DIFERENTES SISTEMAS DE TRANSMISIÓN	108

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: NOMENCLATURA DE ENGRANAJES	24
FIGURA 2: TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES HELICOIDALES	25
FIGURA 3: UN TREN DE ENGRANAJES COMPUESTO POR DOS ETAPAS.....	28
FIGURA 4: NOMENCLATURA DE ENGRANAJES HELICOIDALES	29
FIGURA 5: GEOMETRÍA Y FUERZAS EN LOS ENGRANAJES HELICOIDALES.....	34
FIGURA 6: SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR FAJAS.....	37
FIGURA 7: TIPOS DE CADENAS	41
FIGURA 8: UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	56
FIGURA 9: FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL PIÑÓN DEL PRIMER TREN.....	62
FIGURA 10: FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL ENGRANE DEL PRIMER TREN	64
FIGURA 11: FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL PIÑÓN DEL SEGUNDO TREN.	68
FIGURA 12: FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL ENGRANE DEL SEGUNDO TREN.....	69
FIGURA 13: FUERZAS VERTICAL Y HORIZONTAL EN EL EJE DE ENTRADA.....	72
FIGURA 14: FUERZAS VERTICAL Y HORIZONTAL EN EL EJE DE TRANSMISIÓN	80
FIGURA 15: FUERZAS VERTICAL Y HORIZONTAL EN EL EJE DE SALIDA.....	88
FIGURA 16: CHAFLÁN AGUDO Y CHAFLÁN REDONDEADO	95
FIGURA 17: DISEÑO Y UBICACIÓN DE CUÑEROS	100
FIGURA 18: DIÁMETROS ESCALONADOS DEL EJE DE ENTRADA.....	104
FIGURA 19: DIÁMETROS ESCALONADOS DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	105
FIGURA 20: DIÁMETROS ESCALONADOS DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	106

ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO VERTICAL.....	72
GRÁFICO 2: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO VERTICAL	73
GRÁFICO 3: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO HORIZONTAL	74
GRÁFICO 4: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO HORIZONTAL.....	74
GRÁFICO 5: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO VERTICAL.....	80
GRÁFICO 6: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO VERTICAL	81
GRÁFICO 7: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO HORIZONTAL	82
GRÁFICO 8: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO HORIZONTAL	82
GRÁFICO 9: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO VERTICAL.....	89
GRÁFICO 10: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO VERTICAL	90
GRÁFICO 11: DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE EN EL PLANO HORIZONTAL	91
GRÁFICO 12: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO HORIZONTAL.....	91

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: DISEÑO DE GEOMETRÍA DE ENGRANAJES MEDIANTE ITERACIONES (SEGUNDO TREN-ENGRANAJE)	113
ANEXO 2: DISEÑO DE GEOMETRÍA DE ENGRANAJES MEDIANTE ITERACIONES (SEGUNDO TREN-PIÑÓN).....	114
ANEXO 3: DISEÑO DE GEOMETRÍA DE ENGRANAJES MEDIANTE ITERACIONES (PRIMER TREN-ENGRANAJE)	115
ANEXO 4: DISEÑO DE GEOMETRÍA DE ENGRANAJES MEDIANTE ITERACIONES (PRIMER TREN-PIÑÓN).....	116
ANEXO 5: DESCRIPCIÓN DE ANEXOS ANTERIORES.....	117
ANEXO 6: TABLA DE DURABILIDAD.....	118
ANEXO 7: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA (IZQUIERDO).....	120
ANEXO 8: RODAMIENTO EJE DE ENTRADA (DERECHO)	121
ANEXO 9: RODAMIENTO EJE DE TRANSMISIÓN (IZQUIERDO Y DERECHO).....	122
ANEXO 10: RODAMIENTO EJE DE SALIDA (IZQUIERDO).....	123
ANEXO 11: RODAMIENTO EJE DE SALIDA (DERECHO).....	124
ANEXO 12: CUNAS PARA ENGRANES	125
ANEXO 13: RETEN PARA RODAMIENTO 6305	126
ANEXO 14: RETEN PARA RODAMIENTO 6308	126
ANEXO 15: SELECCIÓN DE SEGUROS (SEEGGER).....	127

RESUMEN

La presente investigación surge por la necesidad de adaptar un mecanismo que satisfaga y mejore la forma de transporte de mercancía de alimentos para truchas, así mismo mejorar la producción para el secado de los alimentos de una forma más eficiente y limpia; para satisfacer las necesidades mencionadas se ha optado por realizar el diseño del sistema de transmisión mecánica que mejore la forma de transporte y secado de alimentos de trucha, para lo cual se necesita reducir la velocidad de salida y aumentar el par torsor de un motor eléctrico de 2 hp y 1750 RPM a 58 RPM, con lo cual se lograra mejorar el transporte y secado de los alimentos de trucha. La ingeniería que se desarrolló en la presente investigación es aplicada; los resultados obtenidos para transportar 375.58 kilogramos por metro lineal en un segundo es de un motor de 2 hp, 1750 RPM y 8.136 N-m de par torsor, para reducir la velocidad a 58 RPM y aumentar el par torsor a 245.6 N-m con lo cual se satisface la necesidad en el proceso de transporte y secado de alimento de trucha.

Palabras clave: Potencia, RPM, par torsor, reductor, torque, engranaje.

ABSTRACT

This research arises from the need to adapt a mechanism that would satisfy and improve transport form of food merchandise trout, also improve production for drying food more efficiently and cleanly; to meet the needs mentioned has chosen to make the design of mechanical transmission system that improves the form of transportation and food drying trout, for which it is necessary to reduce the output speed and increase the torque of an electric motor 2 hp and 1750 RPM to 58 RPM, which has managed to improve transport and drying of food trout. Engineering that developed in this research is applicative; the results obtained for transporting 375.58 kilograms per linear meter in a second is a motor 2 hp, 1750 RPM and 8.136 N-m of torque, to reduce the speed at 58 RPM and increase the torque to 245.6 N-m with which satisfies the need in the transport process and drying trout food.

Keywords: Power, RPM, torque, reducer, torque, gear.

INTRODUCCIÓN

Los reductores son diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.

Sin la correcta fabricación de los moto reductores, las máquinas pueden presentar fallas y deficiencias en su funcionamiento. La presencia de ruidos y recalentamientos pueden ser aspectos que dependan de estos mecanismos, de allí la importancia del control de calidad.

“El desarrollo de esta máquina y del sistema inteligente de medición le permite a las empresas ser mucho más competitivas y aumentar sus conocimientos.

En pocas palabras los reductores son sistemas de engranajes que permiten que los motores eléctricos funcionen a diferentes velocidades para los que fueron diseñados.

En el **primer capítulo** se describe el problema por el cual surge la necesidad de diseñar un moto reductor para la industria pesquera

En el **segundo capítulo** se desarrolla la teoría para el diseño de moto reductor según las fuentes teóricas existentes; los cuales se han empleado para los cálculos de ingeniería de diseño para la aplicación de nuestro diseño.

En el **tercer capítulo** se desarrolló el tipo de investigación para la aplicación de la presente tesis, el cual ha sido del tipo aplicativo debido a que se están aplicando las expresiones matemáticas ya establecidas como fórmulas de cálculo.

En el **cuarto capítulo** se analiza los resultados obtenidos, los cuales se comparan según los estándares de diseño de moto reductores para la correcta selección de componentes de diseño mecánico.

La investigación cuenta con conclusiones y recomendaciones que serán de gran utilidad para posteriores investigaciones debido a que se demuestran los problemas, la solución de ellos y las decisiones adoptadas por el investigador para un correcto diseño de moto reductores.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El hombre en la edad primitiva utilizó únicamente la fuerza que lo proporcionaba sus músculos, para aplicarla mejor, empezó a valerse de instrumentos como son las masas, las hachas de piedra, los cuchillos de pedernal, etc. Con el tiempo buscó la manera de multiplicar su fuerza, usó la palanca y la rueda.

Después de esas experiencias empezó a conocer las diferentes fuentes de energía que se encuentran en la naturaleza, una de ellas, el fuego. Conoció la fuerza de las tempestades y las destrucciones de las corrientes de agua, las descargas eléctricas de los rayos, y de esa manera, poco a poco, fueron encontradas la forma de aprovecharlas.

En la actualidad la forma más versátil de la energía eléctrica, la forma de energía que se usa en la industria es la mecánica, por supuesto, obtenida de la eléctrica. Para la aplicación de estas energía son necesarios los engranajes y en una posición más elevada, los reductores de velocidad.

En el presente trabajo tiene por objetivo mostrar el diseño de un reductor de velocidad para la industria, haciendo uso de normas para los cálculos de módulos, ejes, paredes, lubricantes, rodamientos, sellos, etc. En fin abarca desde lo más básico hasta lo más complejo, en un proyecto como este se tiene en cuenta las condiciones de trabajo, la ubicación, el clima, tanto para la selección de los materiales, como así mismo del lubricante.

Por lo tanto, dentro de este trabajo se analizará una situación real de una necesidad que se presenta dentro de una industria alimenticia que trabaja con un mecanismo diferente a un reductor de velocidad como medio para trasladar su mercancía. Se plantea una forma más eficiente y limpia para que la empresa pueda seguir trasladando su mercancía, pero sin poner en riesgo su calidad de producto, en concordancia con la carta de compromiso para emprender el presente trabajo de investigación.

1.1.1 PROBLEMA GENERAL

¿En qué medida el diseño de un sistema de transmisión mecánica nos permite satisfacer las necesidades de potencia y velocidad existentes en una industria?

1.1.2 PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- ¿Se reducirá la velocidad en la salida de un motor eléctrico que permita satisfacer la necesidad de potencia y relación de velocidad?
- ¿Es posible incrementar el par torsor para satisfacer la carga del trabajo?
- ¿Existirá un mecanismo que tenga mayor seguridad en la transmisión; costos reducidos de mantenimiento en las industrias?

1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de transmisión mecánica que nos permita satisfacer las necesidades de potencia y relación de velocidad existentes en una industria.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a). Reducir la velocidad en la salida de un motor eléctrico que permita satisfacer la necesidad de potencia y relación de velocidad
- b). Incrementar el par torsor para satisfacer la carga del trabajo
- c). Tener un mecanismo seguro con costos reducidos de mantenimiento asegurando el sistema de transmisión.

1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1 JUSTIFICACIÓN ACADÉMICA

En todo tipo de industria siempre se necesita equipos, cuya función es de variar las r.p.m. de entrada, que por lo general son mayores de 1200, entregando a la salida un menor número de r.p.m., sin sacrificar de manera notoria la potencia. Esto se logra por medio de los reductores y motor reductores de velocidad.

1.3.2 JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA

El desarrollo de la tesis tiene la finalidad de lograr la solución real de un problema presentado en una empresa al querer transportar su materia prima (Alimentos), para esto darle la solución al problema, analizando algunas alternativas, ya que se desea que la solución sea la más óptima, económica y real posible y que por su puesto este dentro del alcance de la empresa.

1.3.3 JUSTIFICACIÓN SOCIAL

El presente tesis o proyecto se expondrá de forma teórica y práctica, para darle solución a los problemas que se tiene en algunas empresas del medio geográfico que habitamos.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Ruiz, M. A. (2008). REDUCTOR DE VELOCIDAD. México: UPA., el objetivo de esta tesis es decidir las funciones detalladas y los requisitos para diseñar un reductor de velocidad, seguro y durable que pueda reducir los costos de fabricación de maquinaria y accesorios que necesiten de ciertas características específicas. Dentro este proyecto llega, a concluir que la factibilidad de desarrollar es viable, así como en cuanto a los costos, dando un buen precio en adquisición de los materiales con bajos costos pero con una buena calidad.

Moya, D. M. (2013). DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA EL ACCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA ROTOMOLDEO. Valencia: UPD., el objetivo de esta tesis, es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad de dos etapas para el accionamiento de una máquina de roto moldeo. Dentro de la tesis llega a concluir; qué el resultado obtenido es satisfactorio con esto se comprueba que la forma teórica es una parte importante de la forma práctica, es decir, las formas se complementan entre sí, además de que se tuvo la experiencia de poder desarrollar un proyecto partiendo de algo físico y siguiendo los pasos necesarios para llevarlo a cabo.

Sánchez, J. M. (2010). Diseño de un reductor de velocidad de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales. La Habana: Cujae., el objetivo de esta tesis es el cálculo de transmisión por correas, cadenas y ruedas dentadas, cálculo diseño de un reductor de velocidad de un paso con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. La tesis concluye qué, sí se cumple con los objetivos

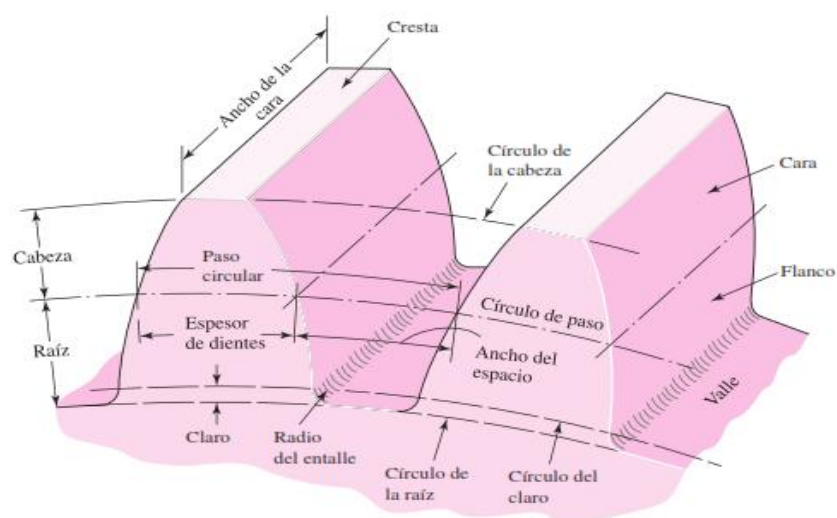
principales, de cálculo de transmisiones por correa, cadenas y ruedas dentadas, así como cálculo y diseño de un reductor de velocidad de un paso de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

2.2 SUSTENTO TEÓRICO

2.2.1 ENGRANAJES

(Quijorna, 2007, pág. 21). Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (piñón), transmitirá rotación de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De este modo se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Por otra parte, usualmente los engranajes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión por cadena y banda. Los engranajes están altamente estandarizados en cuanto a forma de los dientes y tamaño.

Figura 1: Nomenclatura de engranajes



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008).

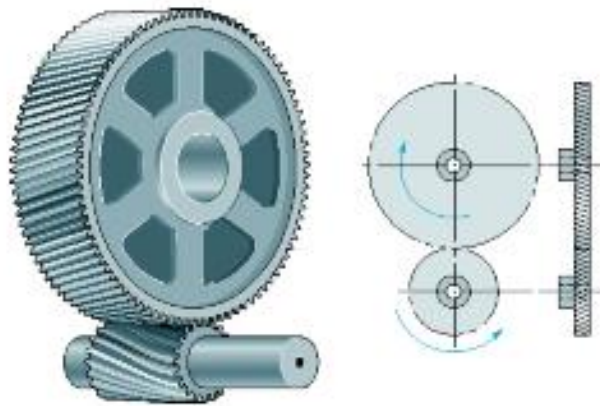
2.2.2 ENGRANAJES HELICOIDALES DE EJES PARALELOS

(Quijorna, 2007) En la figura se muestra una transmisión por engranaje helicoidal, con los dientes de engranes cortados en una espiral que se envuelve alrededor de un cilindro. Los dientes helicoidales entran a la zona de acoplamiento progresivamente y, por lo tanto, tienen una acción más suave que los dientes de los engranajes rectos. Además, los engranajes helicoidales tienden a ser menos ruidosos. Otra ventaja de éstos es que la carga que se transmite puede ser un poco más grande, lo cual implica que la vida de los engranajes helicoidales sea más larga para la misma carga. Un engranaje helicoidal más pequeño puede transmitir la misma carga que un engranaje recto más grande.

Una desventaja frente a los engranajes rectos es que producen un empuje lateral adicional a lo largo del eje, el cual no se presenta en los engranajes rectos. Este empuje lateral puede requerir de un componente adicional, tal como un collar de empuje, rodamientos de bolas, etc. Otra

desventaja es que los engranajes helicoidales tienen una eficiencia ligeramente más baja que los engranajes rectos. La eficiencia depende de la carga normal total en los dientes, que es más alta para los engranajes rectos. Aunque la capacidad de soporte de carga total es mayor para los engranajes helicoidales, la carga se distribuye normal y axialmente, mientras que en un engrane recto toda la carga se distribuye normalmente.

Figura 2: Transmisión por engranajes helicoidales



Fuente: (Quijorna, 2007).

2.2.2.1 VENTAJAS DEL USO DE ENGRANAJES

(Ruiz, 2008, pág. 12). Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (piñón), transmitirá rotación de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De este modo se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Por otra

parte, usualmente los engranajes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión por cadena y banda. Los engranajes están altamente estandarizados en cuanto a forma de los dientes y tamaño.

2.2.2.2 DESVENTAJAS DE ENGRANAJES HELICOIDALES

(Ruiz, 2008, pág. 12). La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que este produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axial y transversalmente al árbol.

2.2.3 PAR DE TORSIÓN

Según lo planteado por (Serway, 1997, pág. 312), podemos concluir que el par torsor se define como sigue:

$$T = Fxd \quad \text{Ecu.(1)}$$

Dónde:

T: Par de torsión (Nm)

F: Fuerza (N)

d: Distancia perpendicular a la fuerza (m)

2.2.4 POTENCIA MECÁNICA

Según (Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 91), define la potencia mecánica como sigue:

$$H = Tw = \frac{Tn}{63025} \quad \text{Ecu.(2)}$$

Donde:

H: Potencia mecánica (HP)

T: Par de torsión (Nm)

w : Velocidad angular (rad/seg)

n : Revoluciones por minuto (RPM)

2.2.5 POTENCIA ELÉCTRICA

La potencia eléctrica depende del tipo de maquina a accionar y del factor de servicio con la cual va a trabajar. Según (Davila, 2004, pág. 51), en la tabla de factores de servicio de máquinas accionados con motor eléctrico, para nuestro caso será de 1.5 para 24 horas.

Por lo tanto deducimos lo siguiente:

$$H_{elec} = FSxH \quad Ecu.(3)$$

Dónde:

H_{elec} : Potencia eléctrica (HP)

H : Potencia mecánica (HP)

FS : Factor de servicio (adimensional)

2.2.6 TRENES DE ENGRANES

(Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 679), define el valor de tren “e” como:

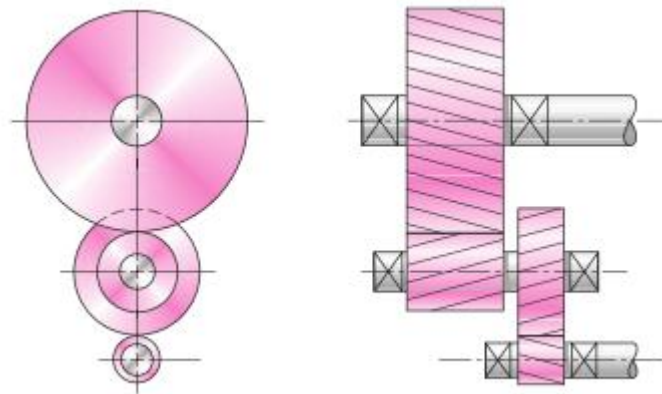
$$e = \frac{n_L}{n_F} \quad Ecu.(4)$$

Donde n_L representa la velocidad del último engrane en el tren, y n_F es la velocidad del primero.

Como guía aproximada, se puede obtener un valor del tren de hasta 10 a 1 con un par de engranes. Se pueden conseguir mayores relaciones en menor espacio y con menores problemas dinámicos al combinar pares adicionales de

engranes. Un tren de engranes compuesto de dos etapas, tal como el que se presenta en la figura, puede ofrecer un valor del tren de hasta 100 a 1.

Figura 3: Un tren de engranajes compuesto por dos etapas



Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008).

Si se supone un paso diametral constante en ambas etapas, tenemos la condición geométrica establecida en términos del número de dientes:

$$N_1 + N_2 = N_3 + N_4 \quad \text{Ecu.(5)}$$

Donde N_1 , N_2 , N_3 y N_4 son los números de dientes de cada engranaje.

2.2.7 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

(Davila, 2004, pág. 19). Define la relación de transmisión de la siguiente manera:

$$m_g = \frac{D_g}{D_p} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{n_g}{n_p} \quad \text{Ecu.(6)}$$

Dónde:

m_g : Relación de transmisión (adimensional)

D : Diámetro círculo base (pulg)

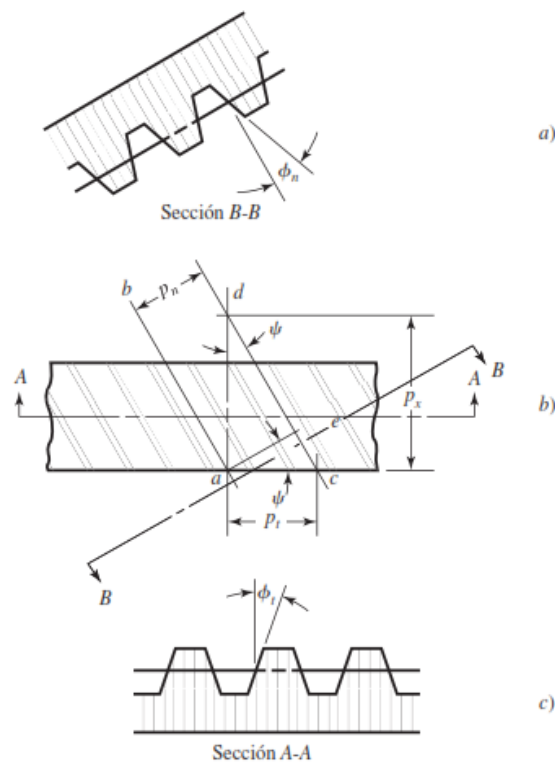
N : Número de dientes (dientes)

n : Revoluciones por minuto (RPM)

g y p se refiere al engranaje y al piñon respectivamente

2.2.8 DISEÑO DE ENGRANAJES HELICOIDALES PARALELOS

Figura 4: Nomenclatura de engranajes helicoidales



Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, Budynas, Richard G.; Keith Nisbett, J.

En la figura se representa una parte de la vista en planta o superior de una cremallera helicoidal. Las líneas ab y cd son las líneas centrales de dos dientes helicoidales adyacentes, tomados en el mismo plano de paso. El ángulo ψ representa el *ángulo de la hélice*. La distancia ac está dada por el *paso circular transversal* p_t , en el plano de rotación (que suele llamarse *paso circular*). La distancia ae es el *paso circular normal* p_n y se relaciona con el paso circular transversal como sigue:

$$p_n = p_t \cos \psi \quad \text{Ecu.(7)}$$

Dónde:

p_n : Paso circular normal (pulg)

p_t : Paso circular transversal (pulg)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

Para (Davila, 2004, pág. 20), el ángulo de la hélice para engranajes helicoidales varía entre 15° a 25°.

2.2.9 PASO CIRCULAR TRANSVERSAL

(Davila, 2004, pág. 18), define el paso circular transversal como:

$$p_t = \frac{\pi D}{N} = \frac{\pi}{P_t} \quad \text{Ecu.(8)}$$

Dónde:

p_t : Paso circular transversal (pulg)

N : Número de dientes real (dientes)

D : Diámetro del círculo de paso (pulg)

π : Constante numérica (3.1416)

P_t : Paso diametral transversal (pulg)

2.2.10 PASO AXIAL

$$p_x = \frac{p_t}{\tan(\psi)} \quad \text{Ecu.(9)}$$

Dónde:

p_x : Paso axial (pulg)

p_t : Paso circular transversal (pulg)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

2.2.11 PASO DIAMETRAL NORMAL

$$P_n = \frac{P_t}{\cos(\psi)} \quad \text{Ecu.(10)}$$

Dónde:

P_n : Paso diametral normal (pulg)

P_t : Paso diametral transversal (pulg)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

El ángulo de presión ϕ_n en la dirección normal difiere del ángulo de presión ϕ_t , en la dirección de rotación, debido a la angularidad de los dientes.

Estos ángulos están relacionados por la ecuación:

$$\cos(\psi) = \frac{\tan(\phi_n)}{\tan(\phi_t)} \quad \text{Ecu.(11)}$$

Dónde:

ϕ_n : Ángulo de presión normal (adimensional)

ϕ_t : Ángulo de presión transversal (adimensional)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

2.2.12 MÓDULO EN EL PLANO TRANSVERSAL

Para (Davila, 2004, pág. 18), el modulo en el plano transversal está dado por:

$$m_t = \frac{D}{N} \quad \text{Ecu.(12)}$$

Dónde:

m_t : Módulo en el plano transversal (pulg/dientes)

D : Diámetro del círculo de paso (pulg)

N : Número de dientes (dientes)

Así mismo el modulo en el plano normal, está dado por:

$$m_n = m_t \cos(\psi) \quad \text{Ecu.(13)}$$

Dónde:

m_n : Módulo en el plano normal (pulg/dientes)

m_t : Módulo en el plano transversal (pulg/dientes)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

2.2.13 NÚMERO DE DIENTES VIRTUAL

(Deutschman, J. Michels, & E. Wilson, 1987, pág. 638). Define el número virtual de dientes como sigue:

$$N' = \frac{N}{\cos^3(\psi)} \quad \text{Ecu.(14)}$$

Dónde:

N' : Número de dientes virtual (dientes)

N : Número de dientes real (dientes)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

2.2.14 INTERFERENCIA

Según (Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 674) define lo siguiente:

Numero de dientes con relación de engranes que puede existir sin interferencia es:

$$N_p = \frac{2k \cos(\psi)}{3 \sin^2(\phi)} (1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2(\phi)}) \quad \text{Ecu.(15)}$$

Dónde:

N_p : Número de dientes del piñon (dientes)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

ϕ : Ángulo de presión (adimensional)

$$k = \begin{cases} 1, & \text{dientes profundos} \\ 0.8, & \text{dientes cortos} \end{cases}$$

Para casos en que $m_g = m > 1$, se tiene:

$$N_p = \frac{2k \cos(\psi)}{(1+2m) \sin^2(\phi)} \left(m + \sqrt{m^2 + (1+2m) \sin^2(\phi)} \right) \quad \text{Ecu.(16)}$$

Dónde:

N_p : Número de dientes del piñon (dientes)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

ϕ : Ángulo de presión (adimensional)

m : Relación de transmisión (adimensional)

$$k = \begin{cases} 1, & \text{dientes profundos} \\ 0.8, & \text{dientes cortos} \end{cases}$$

Por otra parte el mayor engrane con piñon especificado está dado por:

$$N_G = \frac{N_p^2 \sin^2(\phi) - 4k^2 \cos^2(\psi)}{4k \cos(\psi) - 2N_p \sin^2(\phi)} \quad \text{Ecu.(17)}$$

Dónde:

N_G : Número de dientes del engranaje (dientes)

N_p : Número de dientes del piñon (dientes)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

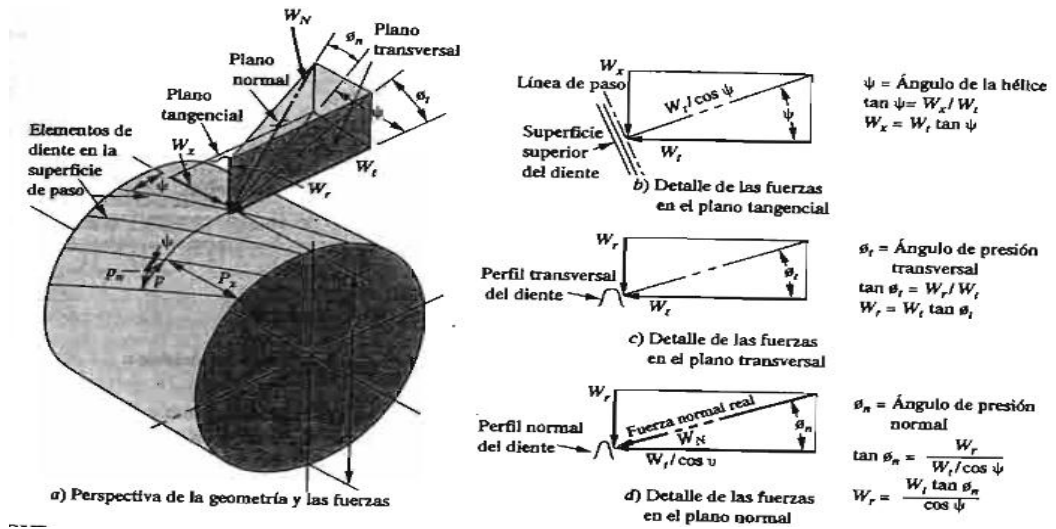
ϕ : Ángulo de presión (adimensional)

m : Relación de transmisión (adimensional)

$$k = \begin{cases} 1, & \text{dientes profundos} \\ 0.8, & \text{dientes cortos} \end{cases}$$

2.2.15 ANÁLISIS DE FUERZAS EN ENGRANAJES HELICOIDALES

Figura 5: Geometría y fuerzas en los engranajes helicoidales



Fuente: (Mott, 2006).

Según (Mott, 2006, pág. 454), define lo siguiente:

2.2.15.1 FUERZA TANGENCIAL

$$W_t = \frac{T}{D/2} \tag{Ecu.(18)}$$

Dónde:

W_t : Fuerza tangencial (lb)

T : Par de torsión (lb – pulg)

D : Diámetro del engrane (pulg)

2.2.15.2 FUERZA RADIAL

$$W_r = W_t \tan(\phi_t) \tag{Ecu.(19)}$$

Dónde:

W_r : Fuerza radial (lb)

W_t : Fuerza tangencial (lb)

ϕ_t : Ángulo de presión transversal (adimensional)

2.2.15.3 FUERZA AXIAL

$$W_x = W_t \tan(\psi) \quad \text{Ecu.(20)}$$

Dónde:

W_x : Fuerza axial (lb)

W_t : Fuerza tangencial (lb)

ψ : Ángulo de la hélice (adimensional)

2.3 OTROS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

2.3.1 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN POR FAJAS

Los sistemas de transmisión de poleas y correas se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del motor entre dos ejes separados entre sí por una cierta distancia. La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento éstas sobre las poleas, de manera que ello sólo será posible cuando el movimiento rotórico y de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento. El valor del rozamiento depende, sobre todo, de la tensión de la correa y de la resistencia de ésta a la tracción; es decir, del tipo de material con el que está construida (cuero, fibras, hilos metálicos recubiertos de goma, etc.) y de sus dimensiones.

Las poleas son ruedas con una o varias hendiduras en la llanta, sobre las cuales se apoyan las correas.

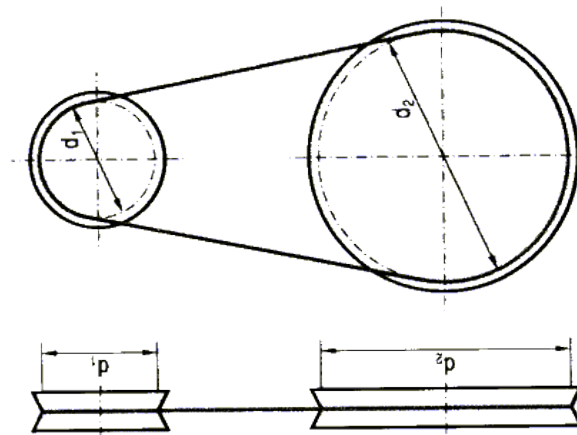
Las correas son cintas cerradas de cuero y otros materiales que se emplean para transmitir movimiento de rotación entres dos ejes generalmente paralelos. Pueden ser de forma plana, redonda, trapezoidal o dentada.

Este sistema se emplea cuando no se quiere transmitir grandes potencias de un eje a otro. Su principal inconveniente se debe a que el resbalamiento de la correa sobre la polea produce pérdidas considerables de potencia; sobre todo en el arranque. Para evitar esto parcialmente se puede utilizar una correa dentada, que aumenta la sujeción.

Para evitar que las correas se salgan de las poleas, será necesario que las primeras se mantengan lo suficientemente tensas como para que sean capaces de transmitir la máxima potencia entre ejes sin llegar a salirse ni romperse. Para evitar este problema se emplean a veces rodillos tensores, los cuales ejercen sobre las correas la presión necesaria para mantenerlas en tensión.

En todo mecanismo de transmisión existen como mínimo dos eje, llamados eje motriz y eje conducido o arrastrado. El eje motriz es el que genera el movimiento y puede estar acoplado a un motor o ser accionado manualmente por medio de una manivela. El eje conducido es el que recibe el movimiento generado por el eje motriz.

Figura 6: Sistema de transmisión por fajas



Fuente: (TECSUP, 2014).

2.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA

En muchos casos, y por diversas causas, en que no pueden utilizarse las transmisiones por correa, estas se pueden sustituir por las transmisiones por cadenas, constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas, que hacen el efecto de poleas, formando un engrane. Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los árboles conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

Las principales ventajas de su utilización son:

- a. No presenta deslizamiento, $i = \text{cte}$.
- b. Es compacta y no requiere tensión inicial como en el caso de las correas.
- c. Si está bien diseñada es mucho más duradera que las correas.
- d. Permite trabajar con menores distancias entre centros de poleas, con la consiguiente ventaja económica.
- e. Ante una rotura de uno o varios eslabones es de fácil arreglo.

- f. Son poco sensibles al medio en que trabajan.

Las principales desventajas son:

- a. Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.
- b. Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- c. Son más costosas que las transmisiones a correas.
- d. Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- e. Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

Las transmisiones por cadenas pueden disponerse para índices de transmisión hasta $i_{max} = 8$, o algo más para pequeñas potencias, procurando que el ángulo abrazado en la rueda pequeña no sea inferior a 120° . Las cadenas se construyen en acero de cementación o de bonificación, salvo las que se construyen de fundición maleable y en diversas formas y dimensiones, adecuadas al trabajo que deben realizar. El desgaste de las articulaciones produce un alargamiento permanente y sucesivo en la cadena, que puede ser hasta un 3% aproximadamente.

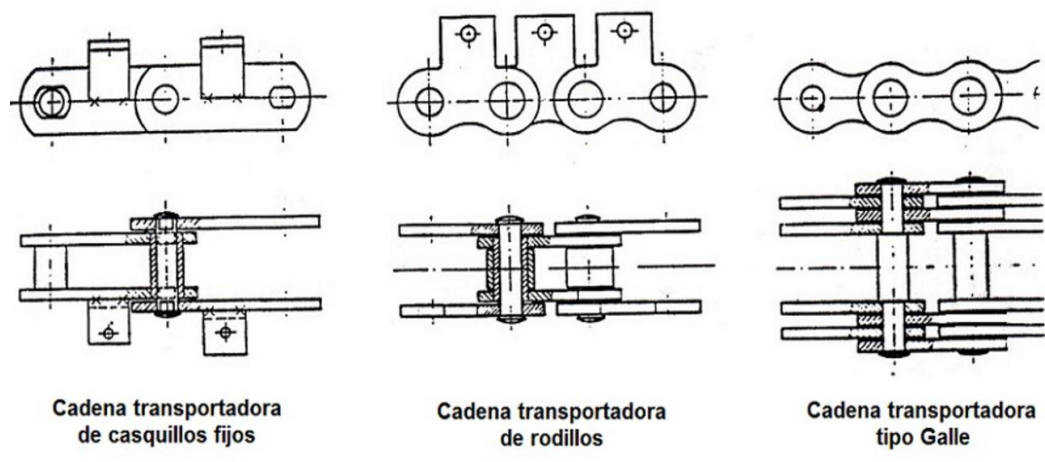
2.4.1 TIPOS DE CADENAS

- a. Cadenas de bulones de acero, según DIN 654. De fundición maleable, en pasos de 32 a 150 mm para esfuerzos de tracción desde 153 Kg (1500 N) a 1.224 Kg (12.000 N). Se encuentran en máquinas agrícolas e instalaciones de elevación y transporte.

- b. Cadenas articuladas desmontables, según DIN 686. De fundición maleable, en pasos desde 22 a 148 mm, para esfuerzos de tracción desde 30,6 Kg. (300 N) a 327 Kg. (3.200 N). También utilizadas en máquinas agrícolas e instalaciones de elevación y transporte.
- c. Cadenas “Galle”, según DIN 8150 y 8151. Sus eslabones están articulados sobre bulones. La pequeña superficie de la articulación permite solamente velocidades de la cadena hasta 0,5 m/seg y se utiliza en ascensores y en aparatos elevadores.
- d. Cadena de rodillos, según DIN 8187, IRAM 5184 y BS. 228. Cuyas mallas están remachadas con bulones en uno de los extremos y en otro con casquillos articulados. Estos casquillos llevan, además unos rodillos templados. Puesto que estas cadenas resultan muy apropiadas para todas las condiciones de trabajo, son las más utilizadas. Por otra parte, son bastante insensibles a las influencias exteriores. Se fabrican de una hasta 5 hileras normalmente
- e. Cadenas de manguitos, según DIN 73232. Que son en principio, cadenas sin rodillos. Por esta razón, son más ligeras y están sometidas a menores efectos de fuerzas centrífugas, pudiéndose trabajar a mayores velocidades. Se utilizaban hasta hace algunos años en automóviles, se dejaron de usar pues requieren ruedas mecanizadas con precisión y cuidado para mantener el desgaste dentro de límites aceptables, además son muy sensibles al polvo y suciedad.
- f. Cadenas “Rotary”, según DIN 8182. Tiene eslabones acodados y pueden emplearse con un número de elementos que se desee. El acodado de los

- eslabones las hace muy elásticas, de modo que absorben mejor los esfuerzos de choque.
- g. Cadenas de dientes o silenciosas, según DIN 8190. Son eslabones de dobles dientes, los flancos exteriores, portantes, abarcan un ángulo de 60° . Para aumentar la resistencia al desgaste existen casquillos articulados, templados, entre los eslabones y para que no salgan las cadenas lateralmente; de la rueda, están equipadas, además, con unos eslabones guía, no dentados (uno central y dos exteriores), que engranan en las ranuras anulares de las ruedas. Las cadenas dentadas son apropiadas para velocidades muy altas y marchan sin ruidos, principal uso cadenas de distribución de los motores de combustión interna. Son cadenas más caras que el resto de las cadenas mencionadas. Cuando están en baño de aceite permite trabajar hasta 30 m/seg.
- h. Cadenas especiales: existen cadenas de casquillos, DIN 8164, como cadenas de manguitos, en trabajos especialmente duros al aire libre, cadenas de casquillos para transporte según DIN 8165 para cintas transportadoras, etc. Los eslabones finales, cuando no es posible desplazar los ejes pueden unirse una vez situada la cadena sobre las ruedas. Las cadenas con eslabones acodados pueden construirse con el número de elementos que se desee, mientras que las de eslabones rectos deben tener un número determinado de ellos para no encontrarse con dos eslabones interiores o exteriores en la unión. Los eslabones finales se cierran colocando lateralmente uno de ellos provisto de un balón, con otro opuesto sin remache. El elemento final se fija con una arandela elástica, alambre o tornillo.

Figura 7: Tipos de cadenas



Fuente: (TECSUP, 2014).

2.5 PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

2.5.1 MANTENIMIENTO DE REDUCTORES DE VELOCIDAD

2.5.1.1 MANTENIMIENTO DE LOS ENGRANAJES

En el mantenimiento de engranajes se presentan:

- a. Reemplazo por un original del mismo fabricante: Para proceder el cambio primero se identificara el modulo o el paso diametral del engranaje.
- b. Fabricación de un engranaje nuevo.
- c. Reparación del engranaje gastado.
- d. Verificación del ajuste aplicado por el ajuste.

2.5.1.2 MANTENIMIENTO DE LOS EJES

VERIFICACIONES EN EL EJE

Verificación de los ajustes: Aplicados por el fabricante en cada uno de los apoyos y de las pistas del eje, que podrían estar fuera de tolerancias debido al desgaste que están expuestos estos apoyos durante el funcionamiento.

Mediciones del eje: medir con precisión los diámetros de los ejes, después comparar los resultados con las tolerancias establecidas por el fabricante o tablas técnicas de tolerancias.

Correcciones en el eje: Las posibilidades de la reparación dependerán de la disponibilidad de máquinas herramientas, del tiempo que demandara y del costo que representara.

2.5.1.3 LUBRICANTES Y LUBRICACIÓN

- a. Análisis de lubricantes: Se recomienda revisar la condición del lubricante a intervalos regulares.
- b. Intervalos de cambio del lubricante.

GRASAS PARA LOS SELLOS

Siempre que se cambie el aceite en la transmisión, engrasar y purgar los sellos, se recomienda grasas NLGI.

2.5.1.4 VERIFICACIÓN Y REGULACIÓN DEL JUEGO ENTRE DIENTES (BACKLASH)

Dos son factores principales que determinan el juego entre dientes, el aumento o la disminución de la distancia cónica y la disminución del espesor del diente debido al desgaste.

PROCEDIMIENTO PARA LA REGULACIÓN

- a. Coloque un reloj comparador en un diente del reloj comparador.
- b. Fije el piñón y haga girar el engranaje hacia adelante y hacia atrás mientras lee el juego entre dientes en el comparador.
- c. Para regular el juego mecánico, retire las tapas del rodamiento del engranaje, coloque láminas en una y retire en la otra tapa en la misma medida para obtener el juego deseado.

2.5.2 MANTENIMIENTO DE TRANSMISIONES POR FAJAS Y POLEAS

2.5.2.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Para realizar el mantenimiento preventivo se debe seguir el siguiente procedimiento:

- a. Cortar la energía de entrada a la transmisión.
- b. Realizar una prueba para cerciorarse que todo el circuito eléctrico ha sido cortado.
- c. Poner todos los componentes de la maquina en una posición segura, cerciorándose de que todos los elementos móviles estén trabados.
- d. Retirar la guarda de seguridad y revisar para saber si hay daño en el equipo.
- e. Revisar la faja para saber si hay desgaste o daño. Reemplazarlo si es necesario.
- f. Revisar las poleas para saber si hay desgaste y desalineamiento. Substituir las poleas si están gastados.
- g. Revisar los cojinetes, ejes, montaje del motor y polines de tensado.
- h. Comprobar la tensión de la faja y corregir el tensado de ser necesario.

- i. Volver a inspeccionar la alineación de las poleas.
- j. Volver a instalar la guarda de seguridad de la faja.
- k. Volver a conectar la energía eléctrica y poner en marcha la transmisión y verificar si existe algo inusual en el funcionamiento, si es así corregirlo.

2.5.2.2 ALINEAMIENTO DE POLEAS

- a. Alineamiento con regla rígida: Alinee el borde recto a lo largo de la cara exterior de las poleas. Si la transmisión está alineado correctamente, la regla rígida o un hilo de nylon estirado estará en contacto con cada polea uniformemente.
- b. Alineamiento con equipo laser: La comprobación del alineamiento y la corrección del desalineamiento con la herramienta laser se realiza colocando el láser en una de las poleas y las otras guías laser (03 guías) en la otra polea, si la luz del láser atraviesa por la mitad de las guías, esto indica que el alineamiento es bueno de lo contrario debemos de alinear las poleas según lo requiera.

2.5.2.3 CONTROL DE LA TENSIÓN DE LA FAJA

- a. Mida en el centro de uno de los tramos de la transmisión aplicando la fuerza requerida para flexionar la faja desde su posición normal hasta una distancia de 2mm por cada 100mm de longitud de tramo para fajas en V.
- b. Si la fuerza medida es menor que la fuerza mínima de la deflexión, tensar la faja. Para las fajas nuevas se recomienda aplicar una tensión, hasta que la fuerza de deflexión de la faja este tan cerca como sea posible de la fuerza máxima de la deflexión recomendada.

2.5.3 MANTENIMIENTO DE TRANSMISIONES POR CADENAS

2.5.3.1 ROTURA DE LA CADENA

La rotura generalmente sucede por:

- a. Excesiva tensión de la cadena.
- b. Por poca tensión de la cadena.
- c. Por corrosión.

2.5.3.2 DESGASTE PREMATURO DE LA CADENA O DE LA RUEDA

Las variaciones con relación al tiempo de vida normal pueden suceder por los siguientes casos:

- a. Alineación y nivelación incorrecta de los ejes.
- b. Alineación incorrecta de la rueda.
- c. Cambio de cadenas en ruedas gastadas.
- d. Falta de lubricación o lubricación defectuosa.

2.5.3.3 CAMBIO DE LA CADENA O RUEDA

En el cambio deberá presentarse especial cuidado a:

- a. Comprobación del paso y dimensiones correctas.
- b. La tensión y el giro correcto.
- c. La correcta alineación.
- d. Descartar desgastes en la rueda antes de cambiar la cadena.
- e. Descartar desgastes en la cadena antes de cambiar la rueda.

2.5.3.4 LUBRICACIÓN

Una eficiente lubricación de los empalmes, en funcionamiento, de una transmisión es indispensable para evitar desgaste y quiebra prematura. La

forma más adecuada de lubricación es encerrar la transmisión en una caja y bombear un flujo continuo de aceite sobre la superficie interior de la cadena desde el colector al que el aceite es devuelto después de pasar por un filtro.

TIPOS DE LUBRICACIÓN

- a. Lubricación por goteo y baño de aceite: Para velocidades de cadena hasta 6 metros por segundo y hasta 50 CV.
- b. Lubricación por bomba de aceite: Para cualquier velocidad y/o condiciones de potencia, imprescindible para transmisiones de 50 CV y más.

2.5.3.5 AJUSTE Y TENSADO DE CADENA

Para obtener una máxima duración de vida de la cadena, se debe proveer alguna forma de ajuste de todas las transmisiones. Se puede proveer un ajuste tanto manual como automático.

Para el tensado se emplean diversos tipos de tensores (ruedas tensoras)

- a. Con varias ruedas tensoras.
- b. Con rueda tensora excéntrica.
- c. Tensores con resortes y tornillo.
- d. Con disposición en la parte superior.

2.6 COSTO DE MANTENIMIENTO

Para tomar decisiones basadas en la estructura de costos, y teniendo presente que para un administrador una de sus principales tareas será minimizar los costos, entonces es importante conocer su componentes.

Los costos, en general, se pueden agrupar en dos categorías:

- a. Los costos que tienen relación directa con las operaciones de mantenimiento, como pueden ser: costos administrativos, de mano de obra, de materiales, de repuestos, de subcontratación, de almacenamiento y costos de capital.
- b. Costos por pérdidas de producción a causa de las fallas de los equipos, por disminución de la tasa de producción y pérdidas por fallas en la calidad producto al mal funcionamiento de los equipos. Costo global del mantenimiento

El costo global de mantenimiento es la suma de cuatro costos:

Costos fijos: La característica de este tipo de costos es que estos son independientes del volumen de producción o de ventas de la empresa, estos como su nombre lo dice son fijos, dentro de este tipo de costos podemos destacar la mano de obra directa, los alquileres, seguros, servicios, etc. Los costos fijos en el mantenimiento están compuestos principalmente por la mano de obra y los materiales necesarios para realizar el mantenimiento preventivo, predictivo, hard time, así como todo gasto originado por el engrase de las máquinas o mantenimiento. Desde el punto de vista del mantenimiento, estos costos son gastos que aseguran el mantenimiento en la empresa y la vida útil de la maquinaria a mediano y largo plazo. La disminución del presupuesto y recursos destinados a este gasto fijo limita la cantidad de inversiones programadas, y al principio representa un ahorro para la empresa que después se traduce en mayor incertidumbre y gastos mayores para mantener a la empresa en su nivel óptimo.

Costos variables: Estos costos tienen la particularidad de ser proporcionales a la producción realizada. Podemos destacar dentro de estos a

costos como mano de obra indirecta, materia prima, energía eléctrica, además de los costes variables que incluyen el mantenimiento. Dentro de los costos variables de mantenimiento nos encontramos básicamente con el de la mano de obra y los materiales necesarios para el mantenimiento correctivo. El mantenimiento correctivo será consecuencia de las averías imprevistas en la maquinaria, como de las reparaciones programadas por otros tipos de mantenimiento a la maquinaria. Parecería que no fuera posible reducir el reducir este tipo de gasto de mantenimiento, dado que este viene directamente de la necesidad de realizar una reparación para poder seguir produciendo. La manera de reducir este tipo de gasto no pasa por dejar de hacer mantenimiento correctivo, si no por evitar que se produzcan las averías inesperadas.

Costos financieros: Los costos financieros asociados al mantenimiento se deben tanto al valor de los repuestos de almacén como a las amortizaciones de las máquinas duplicadas para asegurar la producción. El costo que supone los recambios de un almacén para realizar reparaciones, es un desembolso para la empresa que limita su liquidez. Si los recambios son utilizados con cierta frecuencia nos encontraremos con un mal menor, dado a que esto es una inversión que hace la empresa para mantener la capacidad productiva de la instalación. Sin embargo, cuando los recambios tardan mucho tiempo en ser utilizados, estamos incurriendo en un gasto que, en principio, no genera ningún beneficio para la empresa. Dentro de estos gastos financieros debe tenerse en cuenta el coste que supone tener ciertas instalaciones o máquinas duplicadas para obtener una mayor disponibilidad. En determinadas circunstancias que se obliga a una disponibilidad total, es necesario montar en paralelo una máquina similar que permita la reparación de una de ellas mientras la otra está en

funcionamiento. El coste de esta duplicidad puede olvidarse en el cómputo de los gastos de mantenimiento, pero debe tenerse en cuenta dado que el motivo de su presencia es el aumento de la disponibilidad y este concepto es responsabilidad de mantenimiento.

Costos de fallo: El coste de fallo se refiere al coste o pérdida de beneficio que la empresa soporta por causas relacionadas directamente con el mantenimiento.

Normalmente, este concepto no suele tenerse en cuenta cuando se habla de los gastos de mantenimiento, pero su volumen puede ser incluso superior a los gastos tradicionales, costos fijos, costos variables y financieros. Este concepto es aplicable tanto a empresas productivas como a empresas de servicios.

Costo integral: El costo integral es el resultante de la suma de los cuatro costos anteriormente descritos. Este costo nos da una idea más global de la gestión de mantenimiento que el análisis de cualquiera de los costos que la componen.

Con este costo se pretende relacionar no solo el gasto que el mantenimiento ocasiona a la empresa, sino también los posibles beneficios que pueda generar.

$$CTMN = CP + CM + CD \quad Ecu.(21)$$

Dónde:

CTMN: Costo total de mantenimiento (S/.)

CP: Costo de personal (S/.)

CM: Costo de materiales (S/.)

CD: Costo de depreciación de equipos (S/.)

2.6.1 COSTO DE PERSONAL (CP)

Son los costos que vienen dado por el personal que intervendrá en el mantenimiento, es decir desde la supervisión hasta el operario que lo ejecutara.

2.6.2 COSTO DE MATERIALES (CM)

Son los costos referidos a los materiales requeridos para realizar el mantenimiento, también se considera los costos de las herramientas que se van a utilizar, en la unidad minera San Rafael se cobraba por materiales un 5% del costo de mano de obra del operario. Por otra parte también se considera los costos de los equipos de seguridad las cuales representan el 5% de del costo de la mano de obra del operario.

2.6.3 COSTO DE DEPRECIACIÓN DEL EQUIPO (CD)

Por el tiempo de utilización del equipo, estos comienzan a perder su valor y su potencial de servicio disminuye. Los créditos mercantiles a las patentes, etc. Son denominados como amortización a medida que van terminándose. De esta forma se van organizando los costos, no asignándole una depreciación como pérdida de valor, sino como un cargo a los costes producidos. A continuación se explica el método de la línea recta.

El método de la línea recta es el método más sencillo y el más utilizado y consiste en dividir el valor activo entre la vida útil del mismo, es decir:

$$CD = \frac{\text{Valor del activo}}{\text{Vida útil}} \quad \text{Ecu. (22)}$$

2.7 GLOSARIO DE TERMINOS

Potencia eléctrica: Es la relación de paso de energía de un flujo por unidad de tiempo; es decir, la cantidad de energía entregada o absorbida por un elemento en un momento determinado. La unidad en el Sistema Internacional de Unidades es el vatio (watt).

Potencia mecánica: Se define como la rapidez con que se realiza un trabajo. Se mide en watts (W) y se dice que existe una potencia mecánica de un watt cuando se realiza un trabajo de un joule por segundo: $1 \text{ W} = \text{J/seg}$.

Torsión mecánica: El torque es la fuerza aplicada en una palanca que hace rotar alguna cosa. Al aplicar fuerza en el extremo de una llave se aplica un torque que hace girar las tuercas.

Par motor: Momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia;

Eje: Barra cilíndrica que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve como centro para girar.

Engranaje: Conjunto de ruedas dentadas y piezas que encajan entre sí y forman parte de un mecanismo o de una máquina.

Transmisión mecánica: Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina.

Cojinete: Pieza o conjunto de piezas de metal o madera en que descansa y gira cualquier eje de maquinaria.

Rodamiento: Cojinete que consta de dos cilindros concéntricos entre los que va colocado un juego de rodillos o bolas que pueden girar libremente.

Retén: Es una pieza fabricada habitualmente de un compuesto de caucho sintético que se utiliza para evitar fugas o el intercambio no deseado de fluidos, gases o sólidos desde un elemento que los contiene al adyacente.

Chaveta: Clavija que, puesta en el agujero de una barra, impide que se salgan las piezas que la barra sujeta.

Anillo de seguridad, anillo elástico, anillo Seeger o circlip: Es un tipo de anillo de acero usado para la sujeción o de retención de algún tipo de pieza, que consiste en un aro de un metal semi-flexible con extremos abiertos que puede ser encajado en una ranura mecanizada

Lubricante: Sustancia grasa o aceitosa que se aplica a las piezas de un engranaje para que el rozamiento sea menor o más suave.

Acoples: Son elementos de una máquina que sirven para prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, en planos diferentes o con dirección paralela, para transmitir energía.

2.8 HIPÓTESIS Y VARIABLES.

2.8.1 HIPÓTESIS GENERAL

Mediante el diseño del sistema de transmisión mecánica se podrá satisfacer las necesidades de potencia y relación de velocidades existentes en una industria.

2.8.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- Con los conocimientos científicos y teóricos, reducir la velocidad de salida en un motor eléctrico y satisfacer la necesidad de potencia y relación de velocidad.

- Mediante el diseño de un reductor de velocidad se mejorara el para torsor.
- Asegurando el sistema de transmisión se reducirá los costos de mantenimiento.

2.9 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Variable s	Dimensiones	Indica dores
- V. Independiente		
- Velocidad	- Mide las revoluciones por minuto que entrega la maquina	- RPM
- Par Torsor	- Mide el torque	- N - m
V. Dependiente		
Potencia	- Mide el trabajo realizado por unidad de tiempo	kW

Elaboración propia.

2.9.1 VARIABLES:

2.9.1.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

- Velocidad (m/s)
- Par torsor (N-m)

2.9.1.2 VARIABLES DEPENDIENTES

- Potencia (kW)

CAPÍTULO III

DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 TIPO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

La investigación es del tipo aplicativo; se utilizara conocimientos ya existentes con la finalidad de diseñar y dar solución al problema.

3.2 DISEÑO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

El proyecto de tesis es del tipo de investigación aplicativo.

La metodología en primera instancia será cuantitativa, consiste en buscar la información necesaria a través de bibliografía nacional e internacional, cuyos conocimientos nos servirá para el cálculo del diseño de reductor de velocidad, además la elección correcta de los mecanismo para nuestro objetivos.

3.3 POBLACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Algunas industrias existentes en la ciudad de Puno son:

- a. Cemento Sur
- b. Minsur
- c. Arasi
- d. Cori Puno
- e. Arapa, etc.

Las industrias mencionadas independientemente se dedican a diferentes rubros tales como producción de estaño, cal, oro, etc. En todas estas industrias la aplicación de reductores de velocidad es amplia tales como molienda, transporte, celdas de flotación, calcinación (hornos), entre otros. Por lo tanto se optó por diseñar un reductor velocidad para el proceso de secado del producto final de la industria alimentaria para la trucha.

3.4 MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN

La muestra de la investigación se basa en los diseños referidos en las diferentes industrias de la región de Puno, en particular de todas aquellas que cuentan con un sistema de secado como los hornos horizontales con que cuenta Cementa Sur para su proceso de calcinación de cal haciendo uso de reductores de velocidad, así también en los molinos horizontales con que cuenta Minsur para su proceso de molienda primaria y secundaria.

3.5 UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN O ÁMBITO DE ESTUDIO

El ámbito de estudio del presente proyecto de investigación es PUNO.

Figura 8: Ubicación geográfica del proyecto de investigación



Fuente: www.mapamundo/webhp?sourceid=chrome-instant/ion=1&espv=2&ie=UTF-8com

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS, E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

4.1 DISEÑO DE ENGRANES

4.1.1 CALCULO DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN ENTRE EL EJE DE ENTRADA Y SALIDA

Según nuestro diseño se requiere que se tenga una $n_E = 1750 \text{ RPM}$ y $n_S = 58 \text{ RPM}$, de donde se obtiene que la relación de transmisión según la ecuación 6 es:

$$m = \frac{1750}{58} = 30.17$$

De donde para nuestro tren de engranajes según la ecuación 4 se tiene que:

$$e = \frac{N_2 N_3}{N_1 N_4} = 30.17$$

De lo anterior se puede deducir lo siguiente:

$$\frac{N_2}{N_1} = 6 \quad \wedge \quad \frac{N_3}{N_4} = 5.02 \quad \dots \dots \dots (i)$$

Por otra parte según la ecuación 5 se tiene lo siguiente:

$$N_1 + N_2 = N_3 + N_4 \quad \dots \dots \dots (ii)$$

Considerando que se asume $\phi = 20^\circ, k = 1 \wedge m = 6$, se tiene que el número mínimo de dientes sin interferencia en el engranaje del eje de entrada (piñón) es:

$$N_p = N_1 = \frac{2(1)}{(1 + 2(6))\sin^2(20)} \left(6 + \sqrt{6^2 + (1 + 2(6))\sin^2(20)} \right) = 15.95$$

$$\cong 16 \text{ dientes}$$

De donde de (i) y (ii), tenemos que:

$$N_1 = 16 \text{ dientes}, N_2 = 96 \text{ dientes}, N_3 = 93 \text{ dientes y } N_4 = 19 \text{ dientes}$$

4.1.2 DISEÑO GEOMÉTRICO PARA EL PRIMER TREN DE ENGRANAJES

4.1.2.1 DISEÑO DEL PIÑÓN

Se asume los siguientes datos:

$$P_n = 20 \text{ pulg} = 0.508m$$

$$\psi = 20^\circ$$

$$N_1 = 16 \text{ dientes}$$

Según la ecuación 10 el paso diametral transversal es:

$$P_t = 20 \cos(20) = 18.79 \text{ pulg} = 0.477m$$

Diámetro de paso:

$$D_p = \frac{16}{18.79} = 0.8515 \text{ pulg} = 0.022m$$

Adendum:

$$a = \frac{1}{20} = 0.05 \text{ pulg} = 0.013m$$

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{20} = 0.0625 \text{ pulg} = 0.0016\text{m}$$

Altura del diente:

$$h_t = 0.05 + 0.0625 = 0.1125 \text{ pulg} = 0.0029\text{m}$$

Según la ecuación 8 el paso circular transversal es:

$$p_t = \frac{3.1416 \times 0.8515}{16} = 0.167 \text{ pulg} = 0.0042\text{m}$$

Paso axial:

$$p_x = \frac{3.1416}{18.79 \tan(20)} = 0.4593 \text{ pulg} = 0.0117\text{m}$$

Ancho de cara:

$$F = 2 \times 0.4593 = 0.9187 \cong 1 \text{ pulg} \cong 1.5 \text{ pulg} = 0.038\text{m}$$

4.1.2.2 DISEÑO DEL ENGRANAJE

Se asume los siguientes datos:

$$P_n = 20 \text{ pulg} = 0.508\text{m}$$

$$\psi = 20^\circ$$

$$N_2 = 96 \text{ dientes}$$

$$\eta = 6$$

Paso diametral transversal:

$$P_t = 20 \cos(20) = 18.79 \text{ pulg} = 0.477\text{m}$$

Diámetro de paso:

$$D_G = 6 \times 0.8515 = 5.1 \text{ pulg} = 0.1295m$$

Adendum:

$$a = \frac{1}{20} = 0.05 \text{ pulg} = 0.0013m$$

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{20} = 0.0625 \text{ pulg} = 0.0016m$$

Altura del diente:

$$h_t = 0.05 + 0.0625 = 0.1125 \text{ pulg} = 0.0029m$$

Según la ecuación paso circular transversal:

$$p_t = \frac{3.1416 \times 5.1}{96} = 0.167 \text{ pulg} = 0.0042m$$

Paso axial:

$$p_x = \frac{3.1416}{18.79 \tan(20)} = 0.4593 \text{ pulg} = 0.0117m$$

Ancho de cara:

$$F = 2 \times 0.4593 = 0.9187 \cong 1 \text{ pulg} = 0.0254m$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{0.8515 + 5.1}{2} = 2.975 \text{ pulg} = 0.076m$$

4.1.3 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PRIMER TREN DE ENGRANAJES

4.1.3.1 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PIÑÓN

Se tiene los siguientes datos:

$$P = 2 \text{ HP}$$

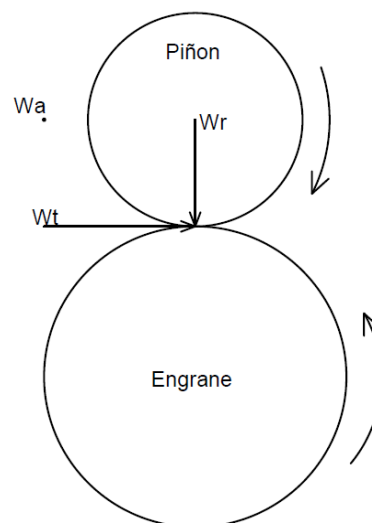
$$\eta = 1750 \text{ RPM}$$

$$\psi = 20^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

De la ecuación 1 el par torsor es: $T = 72 \text{ lb} - \text{pulg} = 8.136 \text{ N} - \text{m}$

Figura 9: Fuerzas que actúan sobre el piñón del primer tren



Elaboración: propia.

Según la ecuación 18 carga tangencial es:

$$W_t = \frac{72}{\frac{0.8515}{2}} = 169.11 \text{ lb} - \text{f} = 752.20 \text{ N}$$

Carga radial:

Para calcular la carga radial es necesario tener presente el ángulo de presión transversal y según la ecuación 11 es:

$$\phi_t = \arctan \left[\frac{\tan(20)}{\cos(20)} \right] = 21.17^\circ$$

Entonces:

$$W_r = 169.11 \tan(21.17) = 65.50 \text{ lb} - f = 291.34N$$

Carga axial:

$$W_x = 169.11 \tan(20) = 61.55 \text{ lb} - f = 273.77N$$

4.1.3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANAJE

Se tiene los siguientes datos:

$$P = 2 \text{ HP}$$

$$\eta = \frac{1750}{6} = 291.66 \text{ RPM}$$

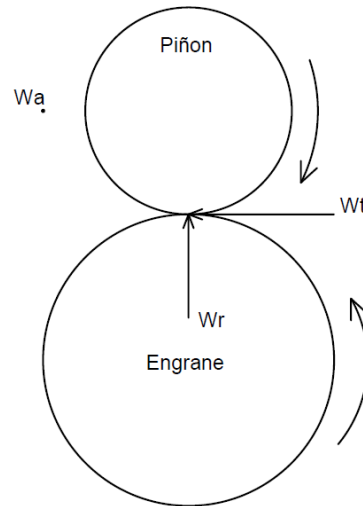
$$\psi = 20^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$\phi_t = 21.17^\circ$$

De donde el par torsor es: $T = 432.18 \text{ lb} - \text{pulg} = 48.84N - m$

Figura 10: Fuerzas que actúan sobre el engrane del primer tren



Elaboración: propia.

Carga tangencial:

$$W_t = \frac{432.18}{\frac{5.1}{2}} = 169.48 \text{ lb} - f = 753.85 \text{ N}$$

Carga radial:

$$W_r = 169.48 \tan(21.17) = 65.64 \text{ lb} - f = 291.97 \text{ N}$$

Carga axial:

$$W_x = 169.48 \tan(20) = 61.69 \text{ lb} - f = 274.40 \text{ N}$$

4.1.4 DISEÑO GEOMÉTRICO PARA EL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES

4.1.4.1 DISEÑO DEL PIÑÓN

Se asume los siguientes datos:

$$P_n = 18 \text{ pulg} = 0.457m$$

$$\psi = 10^\circ \text{ propuesto}$$

$$N_4 = 19 \text{ dientes}$$

Paso diametral transversal:

$$P_t = 18 \cos(10) = 17.72 \text{ pulg} = 0.425m$$

Diámetro de paso:

$$D_p = \frac{19}{17.72} = 1.07 \text{ pulg} = 0.027m$$

Adendum:

$$a = \frac{1}{18} = 0.05 \text{ pulg} = 0.012m$$

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{18} = 0.069 \text{ pulg} = 0.002m$$

Altura del diente:

$$h_t = 0.05 + 0.069 = 0.119 \text{ pulg} = 0.003m$$

Paso circular transversal:

$$p_t = \frac{3.1416 \times 1.07}{19} = 0.1769 \text{ pulg} = 0.004m$$

Paso axial:

$$p_x = \frac{3.1416}{17.72 \tan(10)} = 1.0054 \text{ pulg} = 0.025m$$

Ancho de cara:

$$F = 2 \times 1.0054 = 2.01 \cong 2 \text{ pulg} \cong 2.5 \text{ pulg} = 0.064m$$

4.1.4.2 DISEÑO DEL ENGRANAJE

Se asume los siguientes datos:

$$P_n = 18 \text{ pulg} = 0.457m$$

$$\psi = 10^\circ$$

$$N_3 = 93 \text{ dientes}$$

$$\eta = 5.02$$

Según la ecuación 10 el paso diametral transversal es:

$$P_t = 18 \cos(10) = 17.72 \text{ pulg} = 0.45m$$

Diámetro de paso:

$$D_G = 5.02 \times 1.07 = 5.37 \text{ pulg} = 0.136m$$

Adendum:

$$a = \frac{1}{18} = 0.05 \text{ pulg} = 0.0127m$$

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{18} = 0.069 \text{ pulg} = 0.002m$$

Altura del diente:

$$h_t = 0.05 + 0.069 = 0.119 \text{ pulg} = 0.003m$$

Según la ecuación 10 el paso circular transversal es:

$$p_t = \frac{3.1416 \times 5.37}{93} = 0.1814 \text{ pulg} = 0.005m$$

Según la ecuación 9 el paso axial es:

$$p_x = \frac{3.1416}{17.72 \tan(10)} = 1.0054 \text{ pulg} = 0.026m$$

Ancho de cara:

$$F = 2 \times 1.0054 = 2.01 \cong 2 \text{ pulg} = 0.0508m$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{1.07 + 5.37}{2} = 3.22 \text{ pulg} = 0.082m$$

4.1.5 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES

4.1.5.1 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PIÑÓN

Se tiene los siguientes datos:

$$P = 2 \text{ HP}$$

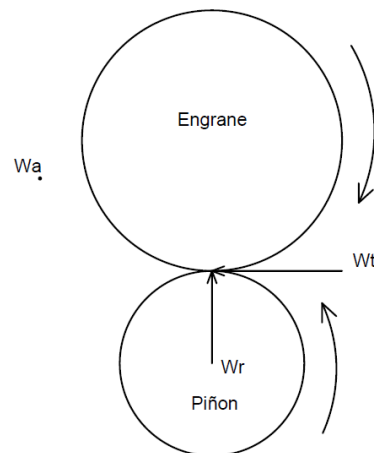
$$\eta = 291.66 \text{ RPM}$$

$$\psi = 10^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

De donde el par torsor es: $T = 432.18 \text{ lb} - \text{pulg} = 48.84 \text{ N} - \text{m}$

Figura 11: Fuerzas que actúan sobre el piñón del segundo tren.



Elaboración: propia.

Según la ecuación la carga tangencial es:

$$W_t = \frac{432.18}{\frac{1.07}{2}} = 807.81 \text{ lb} - \text{f} = 3593.14 \text{ N}$$

Según la ecuación 19 la carga radial es:

Para calcular la carga radial es necesario tener presente el ángulo de presión transversal según la ecuación 11 es:

$$\phi_t = \arctan \left[\frac{\tan(20)}{\cos(10)} \right] = 20.28^\circ$$

Entonces:

$$W_r = 807.81 \tan(20.28) = 298.49 \text{ lb} - f = 1327.68 \text{ N}$$

Carga axial:

$$W_x = 807.81 \tan(10) = 142.43 \text{ lb} - f = 633.53 \text{ N}$$

4.1.5.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANE

Se tiene los siguientes datos:

$$P = 2 \text{ HP}$$

$$\eta = 58 \text{ RPM}$$

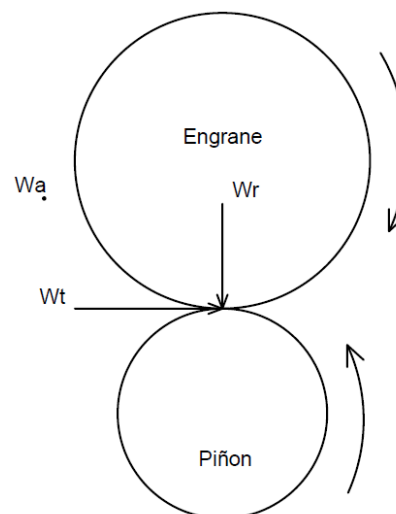
$$\psi = 10^\circ$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$\phi_t = 20.28^\circ$$

De donde el par torsor es: $T = 2173.27 \text{ lb} - \text{pulg} = 245.58 \text{ N} - \text{m}$

Figura 12: Fuerzas que actúan sobre el engrane del segundo tren.



Elaboración: propia.

Según la ecuación 18 la carga tangencial es:

$$W_t = \frac{2173.27}{\frac{5.37}{2}} = 809.41 \text{ lb} - f = 3600.25N$$

Según la ecuación 19 carga radial es:

$$W_r = 809.41 \tan(20.28) = 299.09 \text{ lb} - f = 1330.35N$$

Según la ecuación 20 la carga axial es:

$$W_x = 809.41 \tan(10) = 142.72 \text{ lb} - f = 634.82N$$

4.2 DISEÑO DE EJES

4.2.1 EJE DE ENTRADA

Las fuerzas que actúan son:

Carga tangencial: $W_t = 169.11 \text{ lb} = 752.2 \text{ N}$

Carga radial: $W_r = 65.50 \text{ lb} = 291.34 \text{ N}$

Carga axial: $W_x = 61.55 \text{ lb} = 273.77 \text{ N}$

El momento efectuado en el eje primario es:

$$M_p = 273.77 \left(\frac{0.8515 \times 0.0254}{2} \right) = 2.96 \text{ N} - m$$

La fuerza efectuada por unidad de longitud es:

$$F_{UL} = \frac{2.96}{0.105} = 28.19 \text{ N}$$

Fuerza tangencial en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{tD} = \frac{752.2}{2} = 376.1 \text{ N}$$

Fuerza radial en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{rD} = \frac{291.34}{2} - 28.19 = 117.48 \text{ N}$$

Fuerza resultante en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{RD} = \sqrt{376.1^2 + 117.48^2} = 394.02 \text{ N}$$

Fuerza tangencial en el rodamiento de la parte izquierda:

$$W_{tI} = \frac{752.2}{2} = 376.1 \text{ N}$$

Fuerza radial en el rodamiento de la parte derecha:

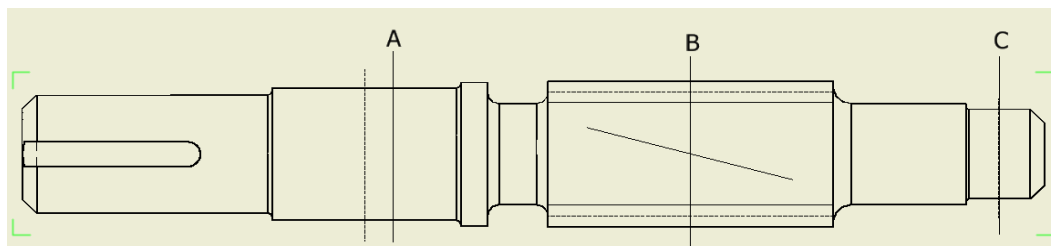
$$W_{rI} = \frac{291.34}{2} + 28.19 = 173.86 \text{ N}$$

Fuerza resultante en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{RI} = \sqrt{394.02^2 + 173.86^2} = 430.67 \text{ N}$$

4.2.1.1 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL

Figura 13: Fuerzas vertical y horizontal en el eje de entrada



Elaboración: propia.

Determinación de momentos y reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

$$2.96 + 291.34 * \frac{0.10544}{2} - 0.10544R_C = 0$$

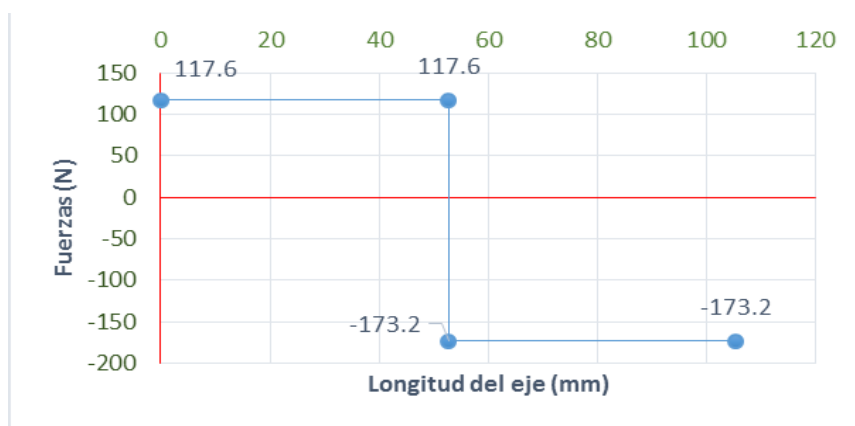
$$R_C = 173.42 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_A - 291.34 + 173.42 = 0$$

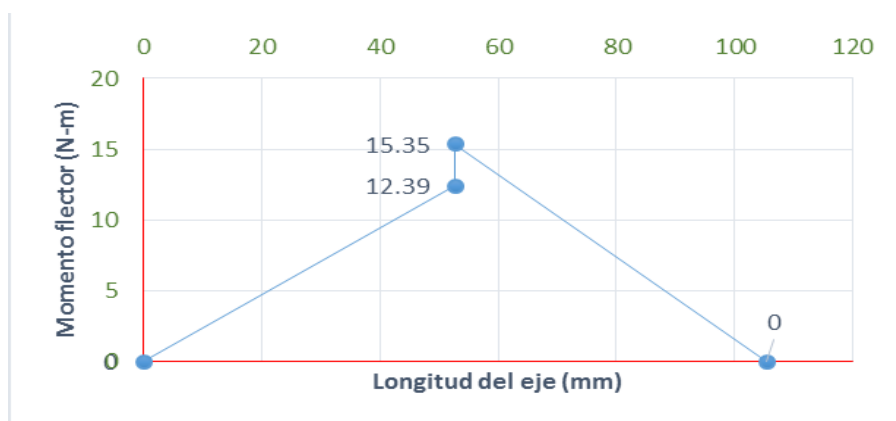
$$R_A = 117.92 \text{ N}$$

Grafico 1: Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical



Elaboración: propia.

Grafico 2: Diagrama de momento flector en el plano vertical



Elaboración: propia.

4.2.1.2 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL

La determinación de momentos y reacciones según la ecuación 1 es:

$$\sum M_A = 0$$

$$-\frac{0.10544}{2} * 752.20.10544 * R_C = 0$$

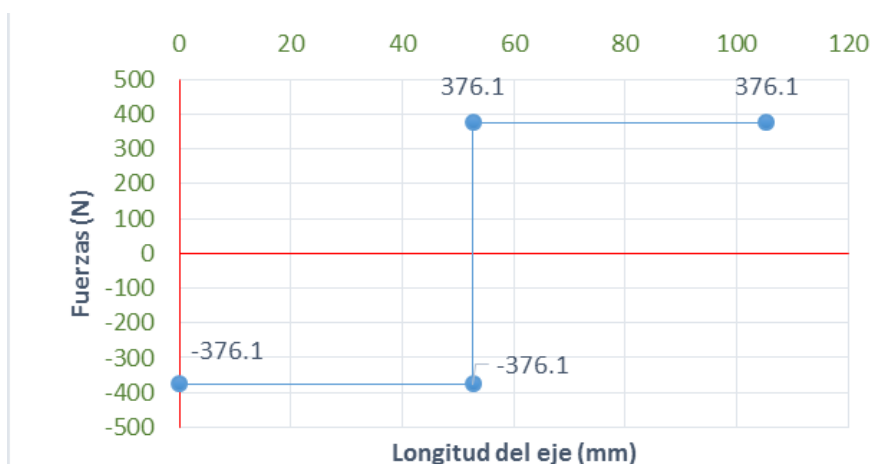
$$R_C = 376.24 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_A + 752.2 - 376.24 = 0$$

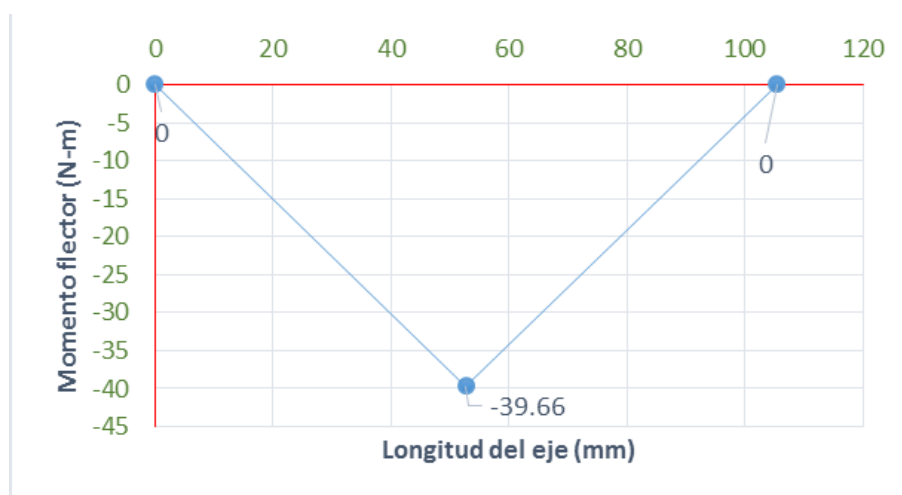
$$R_A = 376.24 \text{ N}$$

Grafico 3: Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal



Elaboración: propia.

Grafico 4: Diagrama de momento flector en el plano horizontal



Elaboración: propia.

4.2.1.3 DISEÑO POR RESISTENCIA

Selección de material y resistencia de diseño, se desea usar para esta aplicación un acero AISI 8620 S0QT 300 °F

$$S_U = 188 \text{ ksi} = 1300 \text{ MPa} \text{ Resistencia de tensión}$$

$$S_Y = 149 \text{ ksi} = 1030 \text{ MPa} \text{ Resistencia de fluencia}$$

Factores que modifican la resistencia a la fatiga o el límite de resistencia a la fatiga

$$\text{Factor de carga: } k_c = 1$$

$$\text{Factor de superficie: } k_s = 0.9$$

$$\text{Factor de tamaño: } k_t = 1$$

$$\text{Factor de temperatura: } k_T = 1$$

$$\text{Factor de confiabilidad: } k_r = 0.7$$

Determinando el límite resistencia.

$$S_e' = S_u/2 \quad \text{Ecu.(23)}$$

$$S_e = K_C K_S K_t K_T K_r S_e' \quad \text{Ecu.(24)}$$

$$S_e = K_C K_S K_t K_T K_r S_e'$$

$$S_e = 1 \times 0.9 \times 0.7 \times 1 \times 94 = 59.22 \text{ ksi} = 409.5 \text{ MPa}$$

El par torsional sobre el eje de la entrada es este valor actúa desde el acoplamiento en el extremo izquierdo del eje hasta el piñón donde la potencia se entrega al piñón por medio de la cuña, y después al engrane acoplado.

El par torsor

$$72 \text{ lb-pulg} = 8.136 \text{ N-m}$$

Se emplea un factor de diseño $N=2$

4.2.1.4 DIÁMETRO EN EJE DE ENTRADA

PUNTO A: Se monta el rodamiento de la izquierda en el punto A considerando que hay par torsor y que no hay momento. Aplicando la fórmula de ASME

Para determinar el diámetro en el punto "A" aplicamos la fórmula de ASME considerando que no existe momento.

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecu. (25)}$$

$$D_A = \left[\frac{32(2)}{\pi} * \left(\frac{3}{4} \right) \left[\frac{8.136}{1030 * 10^6} \right] \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_A = 0.005 \text{ m} = 0.196 \text{ pulg}$$

Como se observa, es muy pequeño, y el diámetro final que se especifique será de mayor, y dependerá del rodamiento seleccionado.

PUNTO B: Esta el piñón y está sujeto a momento y un par, de acuerdo a la formula determinamos el diámetro mínimo requerido. Chaflán agudo $kt=2.5$, según la ecuación 25.

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2} \quad \text{Ecu. (26)}$$

Donde:

M : Momento flector

M_{Bx} : Momento en el eje X

M_{By} : Momento en el eje Y

$$M_B = \sqrt{9.139^2 + 19.827^2} = 21.83 \text{ N} - \text{m}$$

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \left(\left(\frac{2.5 * 21.83}{409.5 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{8.136}{1030 * 10^6} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 0.014 \text{ m} = 0.55 \text{ pulg}$$

PUNTO C: SE Monta el rodamiento de la derecha en el punto C considerando que no hay par torsor y que no hay momento. Por lo cual se calcula por cortante según la ecuación 25.

$$D = \left[\frac{32 \text{ N}}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Para el lado derecho no existe momento y tampoco torsión, debido a que el eje solo actúa como apoyo.

Se calcula por fuerza cortante

$$T = \frac{V}{A} \tag{Ecu. (27)}$$

Donde:

T : Fuerza cortante

V : Fuerza

A : Área

$$T = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4V}{\pi d^2} \dots \dots \dots (i)$$

Donde:

$$V = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2} \quad \text{Ecu. (28)}$$

V_{cx} : Fuerza en el eje X

V_{cy} : Fuerza en el eje Y

$$V = \sqrt{117.92^2 + 376.1^2} = 394.15 \text{ N}$$

Reemplazando en (i), tenemos:

Por otra parte se tiene:

$$T = \frac{0.5 Sy}{N} = \frac{0.5(1030 * 10^6)}{2} = 257.5 \text{ MPa} \dots \dots \dots (ii)$$

De (i) y (ii) tenemos:

$$D_c = 0.0014 \text{ m} = 0.055 \text{ pulg}$$

Como se observa. Es muy pequeño, y el diámetro final que se especifica será mayor, y dependerá del rodamiento seleccionado.

De acuerdo a los diámetros obtenidos aplicando la fórmula de ASME, tomamos en cuenta que los diámetros y seleccionar de acuerdo al diseño las dimensiones por que no existirá falla.

NOTA; El dimensionado de los ejes en cuanto a longitudes es tentativo debido a que pueden surgir variantes, como pueden ser selección de rodamientos con un ancho diferente al que se había considerado.

4.2.2 EJE DE TRANSMISIÓN

Fuerzas del engrane del primer tren.

$$\text{Par torsor: } T = 432.18 \text{ lb} - \text{pulg} = 48.84 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Carga tangencial: } W_t = 169.48 \text{ lb} = 753.85 \text{ N}$$

$$\text{Carga radial: } W_r = 65.64 \text{ lb} = 291.97 \text{ N}$$

$$\text{Carga axial: } W_x = 61.69 \text{ lb} = 274.4 \text{ N}$$

Fuerzas del piñón del segundo tren.

$$\text{Carga tangencial: } W_t = 807.81 \text{ lb} = 3586.67 \text{ N}$$

$$\text{Carga radial: } W_r = 298.49 \text{ lb} = 1325.29 \text{ N}$$

$$\text{Carga axial: } W_x = 142.43 \text{ lb} = 632.38 \text{ N}$$

Momentos generados por las fuerzas axiales

En el engranaje:

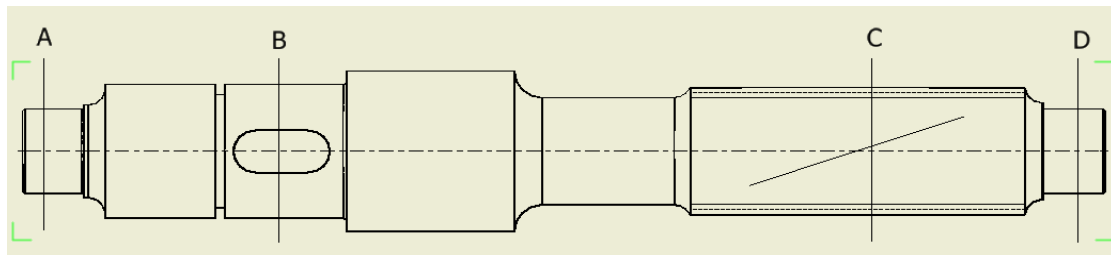
$$M_E = 274.4 \left(\frac{5.1 * 0.0254}{2} \right) = 17.77 \text{ N} - \text{m}$$

En el piñón:

$$M_P = 632.38 \left(\frac{1.07 * 0.0254}{2} \right) = 8.59 \text{ N} - \text{m}$$

4.2.2.1 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL

Figura 14: Fuerzas vertical y horizontal en el eje de transmisión



Elaboración: propia.

Determinación de momentos y reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

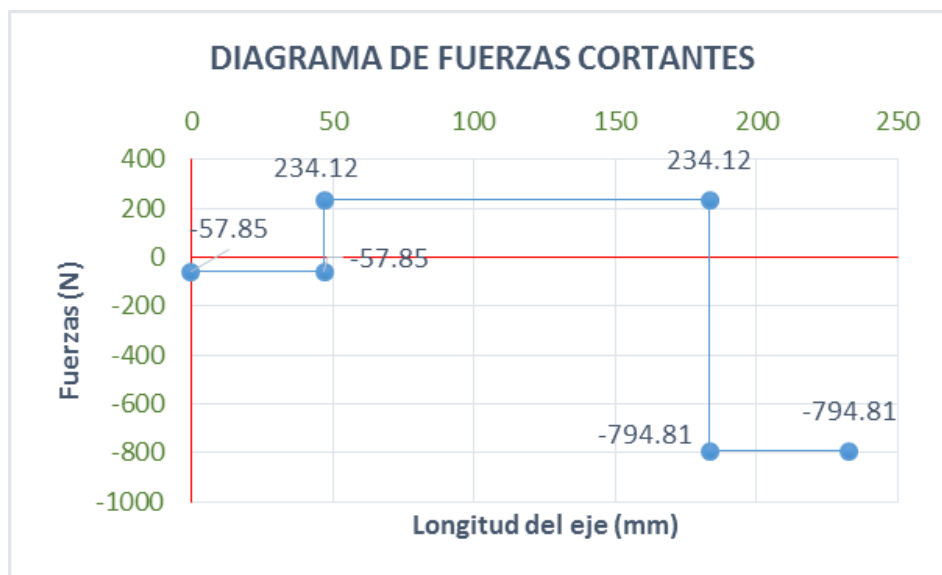
$$17.77 - 0.0471 * 291.97 + 0.183 * 1036.96 - 8.59 - 0.233 * R_D = 0$$

$$R_D = 794.81 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

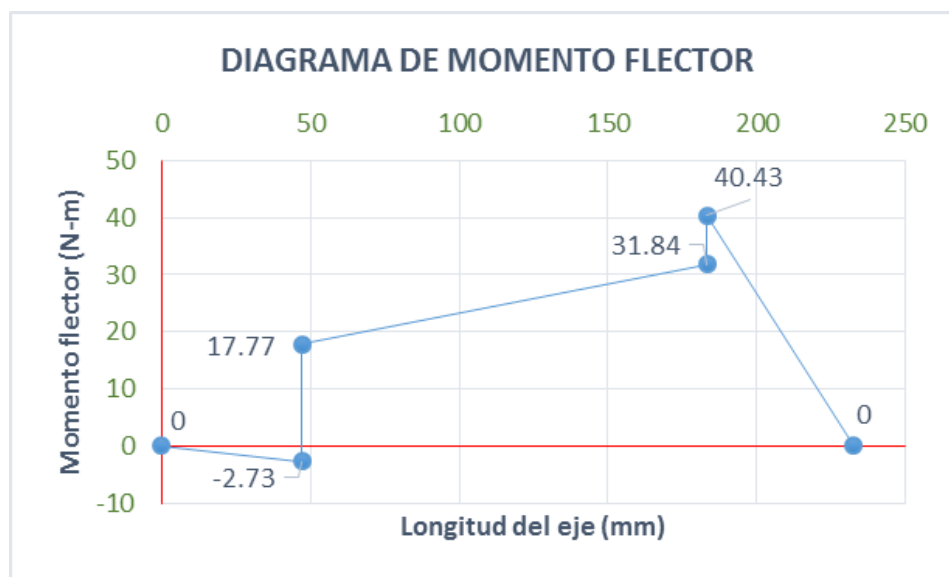
$$R_A + 291.97 - 1036.96 + 802.84 = 0 \quad R_A = -57.85 \text{ N}$$

Grafico 5: Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical



Elaboración: propia.

Grafico 6: Diagrama de momento flector en el plano vertical



Elaboración: propia.

4.2.2.2 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL

Determinación de momentos y reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

$$0.0471 * 753.85 - 0.183 * 3586.67 + 0.233 * R_D = 0$$

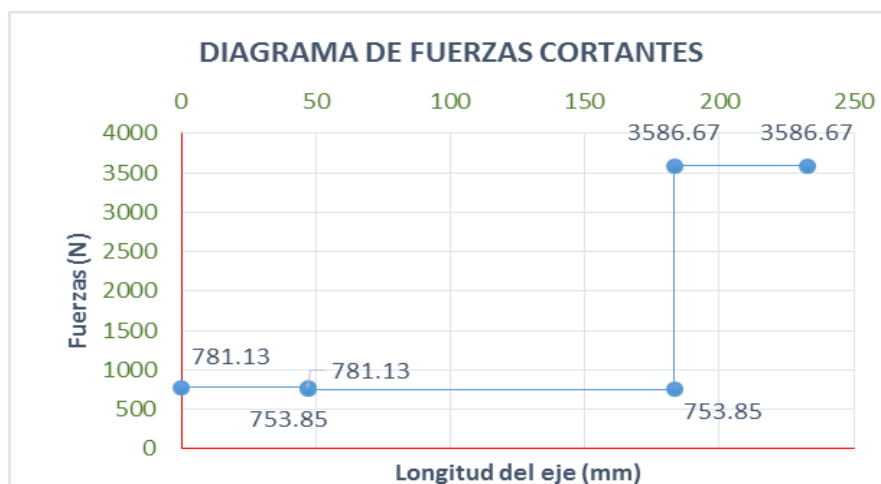
$$R_D = 2664.61 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$-R_A - 753.82 + 3586.67 - 2051.72 = 0$$

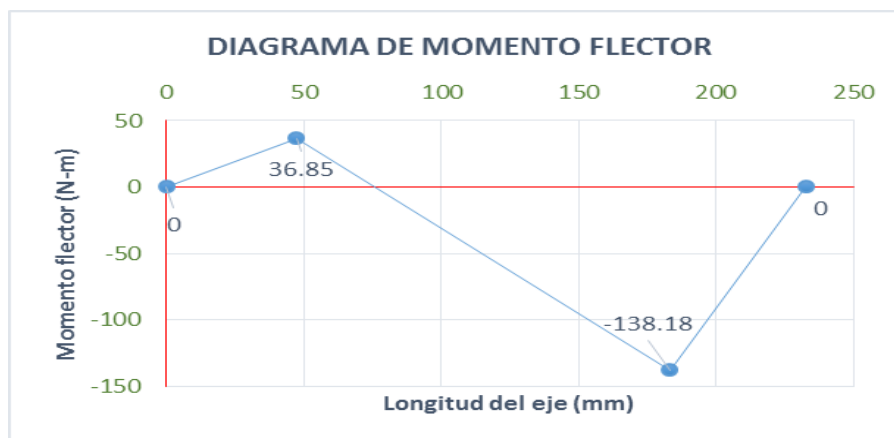
$$R_A = 781.13 \text{ N}$$

Grafico 7: Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal



Elaboración: propia.

Grafico 8: Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal



Elaboración: propia.

4.2.2.3 DISEÑO POR RESISTENCIA

Selección de material y resistencia de diseño, se desea usar para esta aplicación un acero AISI 8620 S0QT 300 °F

$$S_U = 188 \text{ ksi} = 1300 \text{ MPa Resistencia de tensión}$$

$$S_Y = 149 \text{ ksi} = 1030 \text{ MPa Resistencia de fluencia}$$

Factores que modifican la resistencia a la fatiga o el límite de resistencia a la fatiga

$$\text{Factor de carga:} \quad k_c = 1$$

$$\text{Factor de superficie:} \quad k_s = 0.9$$

$$\text{Factor de tamaño:} \quad k_t = 1$$

$$\text{Factor de temperatura:} \quad k_T = 1$$

$$\text{Factor de confiabilidad:} \quad k_r = 0.7$$

Determinando el límite resistencia.

$$S_e' = \frac{S_u}{2}$$

$$S_e = K_c K_s K_t K_T K_r S_e'$$

$$S_e = 1 \times 0.9 \times 0.7 \times 1 \times 94 = 59.22 \text{ ksi} = 409.5 \text{ MPa}$$

El par torsional sobre el eje secundario: este valor actúa desde el engrane sujeto por cuñero de trineo con anillo de retención hasta el piñón con borde agudo donde la potencia se entrega del engrane por medio de la cuña, y después al piñón.

El Par Torsor

$$432.18 \text{ lb-pulg} = 48.84 \text{ N-m}$$

Se empleara un factor de diseño $N=2$ para el cálculo y comprobación de los diámetros propuestos para los ejes se requiere utilizar la ecuación del código ASME donde intervienen las propiedades del material, concentrado de esfuerzos, fuerzas momentos y par torsor generados en el eje.

4.2.2.4 DIMENSIÓN DE DIAMETROS EN EL EJE

PUNTO A: Se monta en el rodamiento de la izquierda en el punto A considerando que no hay par torsor y que no hay momento. Se calculara por distorsión.

Para determinar el diámetro en el punto “A” aplicamos la fórmula:

Diámetro del rodamiento haciendo uso de la ecuación 25.

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

No hay torsión y momento y se calcula por distorsión

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{T16}{\pi \Gamma}}$$

Donde:

$$\Gamma = \frac{0.577Sy}{N} = 297.155 * 10^6$$

Entonces:

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{(50.463)(16)}{\pi * 297.155 * 10^6}} = 9.52 * 10^{-3}m = 0.009m = 0.375 \text{ pulg}$$

$$D_A = 0.009m = 0.375 \text{ pulg}$$

Este rodamiento es el mismo aplicado en el punto D.

Como se observa, es muy pequeño, y el diámetro final que se especifique será mayor, y dependerá del rodamiento seleccionado.

PUNTO B: En el punto B es el lugar del engrane, con un chaflán bien rodeado a la derecha, un cuñero de patín en el engrane y una ranura para el anillo de retención a la izquierda.

Según la ecuación 26 el momento de flexión en el punto B es:

En el engrane (Diámetro)

$$M_B = \sqrt{M_{BX}^2 + M_{By}^2}$$

$$M_B = \sqrt{17.77^2 + 0.036^2} = 17.70 \text{ N} - m$$

$$K_f = 1.6 \text{ por cuñero de patin.}$$

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{1.6 * 17.70}{409.5 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{48.84}{1030 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} = 0.012m = 0.464 \text{ pulg}$$

$$D_B = 0.012m = 0.464 \text{ pulg}$$

$$K_f = 3 \text{ por ranuras para seguro}$$

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{3 * 17.70}{409.5 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{48.84}{1030 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} = 14.04 \text{ mm} = 0.55 \text{ pulg}$$

$$D_B = 0.014m = 0.55 \text{ pulg}$$

PUNTO C: Diámetro en el piñón del segundo eje. Está el piñón y está sujeto a momento y un par, de acuerdo a la formula determinamos el diámetro mínimo requerido. Con bordes redondos en sus extremos $kt=1.5$

Según la ecuación 26 el momento de flexión en el punto C es:

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2}$$

$$M_C = \sqrt{31.84^2 + 102.42^2} = 107.25 \text{ N} - \text{m}$$

$K_f = 1.5$ por bordes redondeados en sus extremos

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{1.5 * 107.25}{409.5 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{48.84}{1030 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} = 20 \text{ mm} = 0.79 \text{ pulg}$$

$$D_C = 0.02 \text{ m} = 0.79 \text{ pulg}$$

PUNTO D: Se monta el rodamiento de la derecha en el punto D considerando que no hay par torsor y que no hay momento haciendo el uso de ecuación 25.

$$D = \left[\frac{32 \text{ N}}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Para el lado derecho no existe momento y tampoco torsión, debido a que el eje solo actúa como apoyo.

Según la ecuación 27 se calcula por fuerza cortante.

$$T = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4V}{\pi d^2} \dots \dots \dots (i)$$

Usando la ecuación 28 donde:

$$V = \sqrt{V_{DX}^2 + V_{DY}^2}$$

$$V = \sqrt{802.84^2 + 2051.72^2} = 2203.2 \text{ N}$$

Reemplazando en (i), tenemos:

Por otra parte se tiene:

$$T = \frac{0.5 S_y}{N} = \frac{0.5(1030 * 10^6)}{2} = 257.5 MPa \dots \dots \dots (ii)$$

De (i) y (ii) tenemos:

$$D_D = 0.003m = 0.13 \text{ pulg}$$

Como se observa, es muy pequeño, y el diámetro final que se especifica será mayor, y dependerá del rodamiento seleccionado.

De acuerdo a los diámetros obtenidos aplicando la formula ASME, tomamos en cuenta que los diámetros y seleccionar de acuerdo al diseño las dimensiones para que no existirá falla.

4.2.3 EJE DE SALIDA

Las fuerzas tangenciales que actúan según ecuación 18 son:

$$\text{Carga tangencial: } W_t = 809.41 \text{ lb} = 3600.26 \text{ N} - m$$

$$\text{Carga radial: } W_r = 299.09 \text{ lb} = 1330.35 \text{ N} - m$$

$$\text{Carga axial: } W_x = 142.72 \text{ lb} = 634.82 \text{ N} - m$$

Según la ecuación 26 el momento efectuado en el eje primario es:

$$M_P = 634.82 \left(\frac{5.37 \times 0.0254}{2} \right) = 43.29 \text{ N} - m$$

La fuerza efectuada por unidad de longitud es:

$$F_{UL} = \frac{43.29}{0.10794} = 401.06 \text{ N}$$

Fuerza tangencial en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{tD} = \frac{3600.26}{2} = 1800.13 \text{ N}$$

Fuerza radial en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{rD} = \frac{1330.35}{2} + 401.06 = 1066.24 \text{ N}$$

Fuerza resultante en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{RD} = \sqrt{1800.13^2 + 1066.24^2} = 2092.2 \text{ N}$$

Fuerza tangencial en el rodamiento de la parte izquierda:

$$W_{tI} = \frac{3600.26}{2} = 1800.13 \text{ N}$$

Fuerza radial en el rodamiento de la parte derecha:

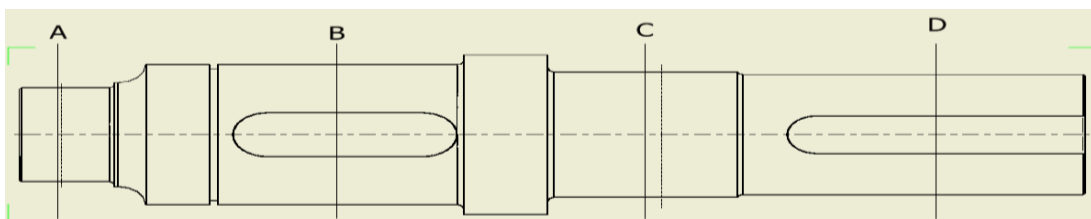
$$W_{rI} = \frac{1330.35}{2} - 401.06 = 266.62 \text{ N}$$

Fuerza resultante en el rodamiento de la parte derecha:

$$W_{RD} = \sqrt{1800.13^2 + 266.62^2} = 1819.77 \text{ N}$$

4.2.3.1 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO VERTICAL

Figura 15: Fuerzas vertical y horizontal en el eje de salida



Elaboración: propia.

Determinación de momentos y reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

$$43.29 + 0.0547 * 1330.35 - 0.1079R_C = 0$$

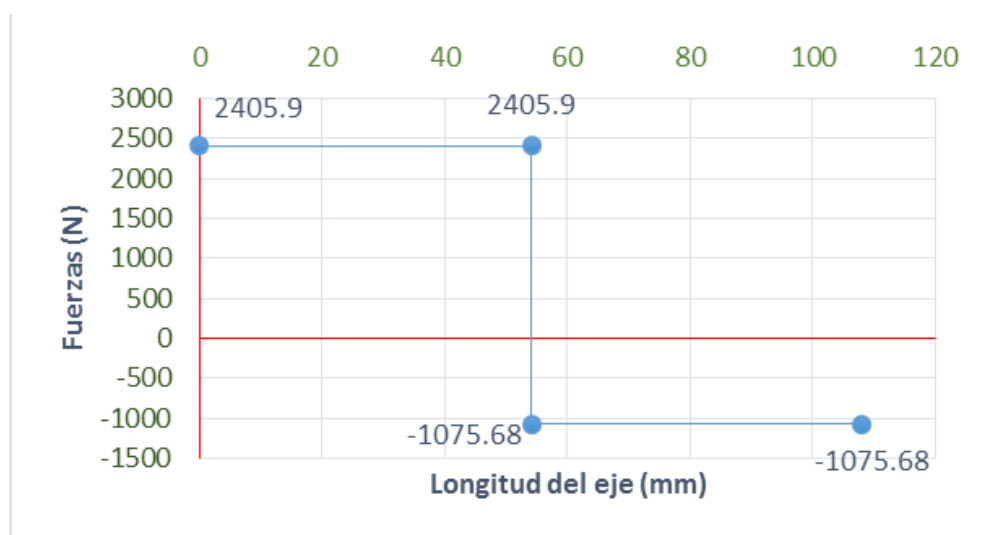
$$R_C = 1075.63 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_A + 1330.35 + 1075.63 = 0$$

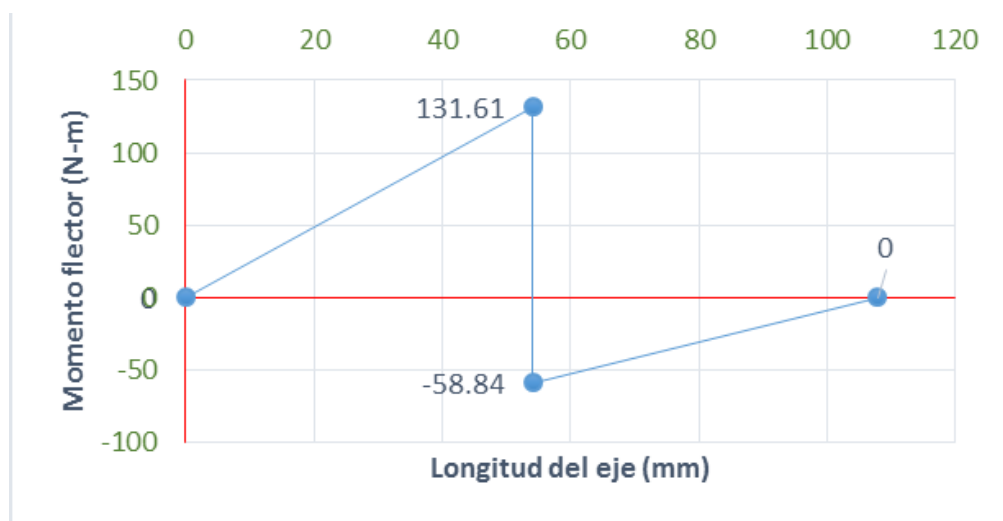
$$R_A = -2405.98 \text{ N}$$

Grafico 9: Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical



Elaboración: propia.

Grafico 10: Diagrama de momento flector en el plano vertical



Elaboración: propia.

4.2.3.2 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PLANO HORIZONTAL

Determinación de momentos y reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

$$0.05348 * 3600.26 - 0.10794 * R_C = 0$$

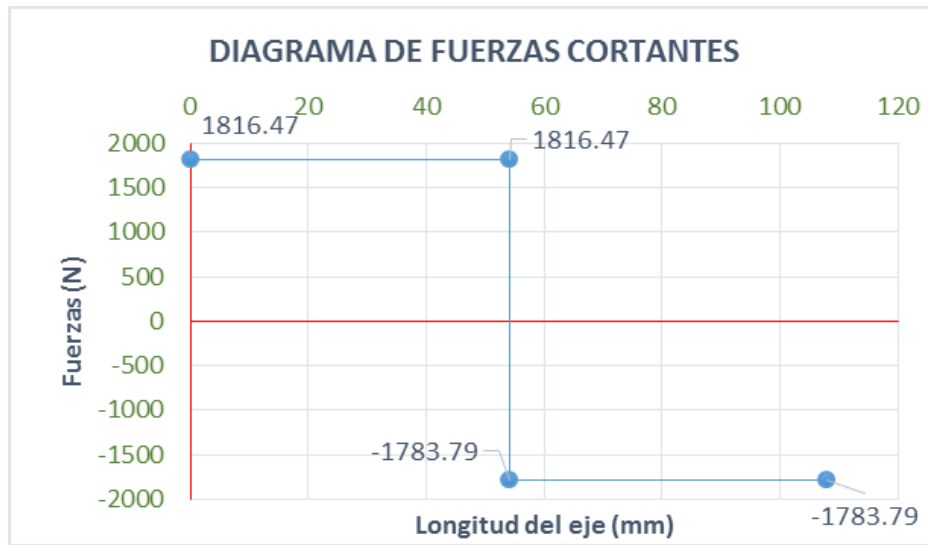
$$R_C = 1783.79 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_A - 3600.26 + 1783.79 = 0$$

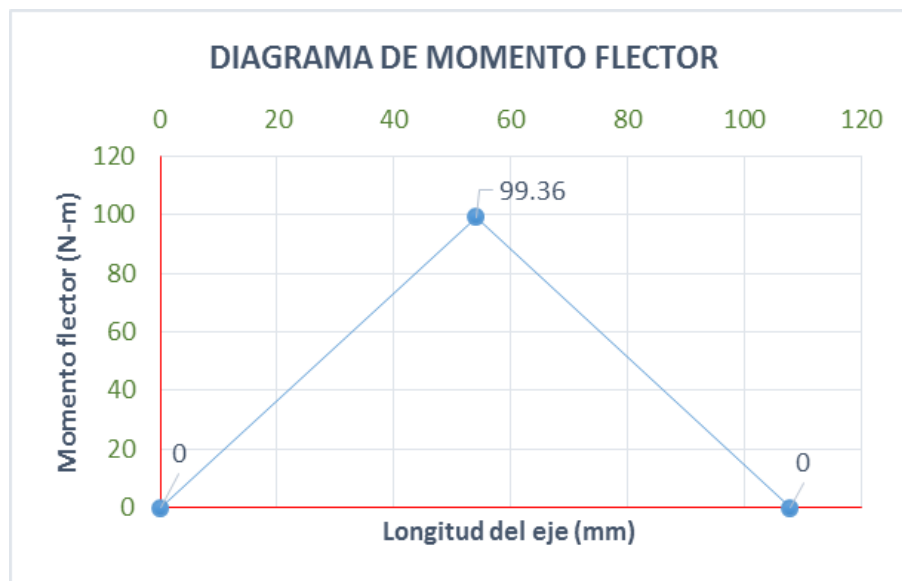
$$R_A = 1816.47 \text{ N}$$

Grafico 11: Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal



Elaboración: propia.

Grafico 12: Diagrama de momento flector en el plano horizontal



Elaboración: propia.

4.2.3.3 DISEÑO POR RESISTENCIA

Selección de material y resistencia de diseño, se desea usar para esta aplicación un acero AISI 8620 S0QT 300 °F

$$S_U = 181 \text{ ksi} = 1247.995 \text{ MPa Resistencia de tensión}$$

$$S_Y = 165 \text{ ksi} = 1137.67 \text{ MPa Resistencia de fluencia}$$

Factores que modifican la resistencia a la fatiga o el límite de resistencia a la fatiga

$$\text{Factor de carga: } k_c = 1$$

$$\text{Factor de superficie: } k_s = 0.9$$

$$\text{Factor de tamaño: } k_t = 1$$

$$\text{Factor de temperatura: } k_T = 1$$

$$\text{Factor de confiabilidad: } k_r = 0.7$$

Determinando el límite resistencia.

$$S_e' = \frac{S_u}{2}$$

$$S_e = K_C K_S K_t K_T K_r S_e'$$

$$S_e = 1 \times 0.9 \times 0.7 \times 1 \times 0.5 = 57.15 \text{ ksi} = 393.12 \text{ MPa}$$

El par torsional sobre el eje de la entrada es este valor actúa desde el acoplamiento en el extremo izquierdo del eje hasta el piñón donde la potencia se entrega al piñón por medio de la cuña, y después al engrane acoplado.

El par torsor

$$2173.27 \text{ lb-pulg} = 245.58 \text{ N-m}$$

Se empleara un factor de diseño $N = 2$

PUNTO A: Se monta el rodamiento de la izquierda en el punto A considerando que no hay par torsor y que no hay momento. Por lo cual se calcula por cortante, utilizando la ecuación 25.

Código ASME

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{KtM_B}{Se} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Para izquierdo no hay, es decir, $M = 0$ y $T = 0$

Según la ecuación 27 se calcula por fuerza cortante:

$$T = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4V}{\pi d^2} \dots \dots \dots (i)$$

Usando la ecuación 28 donde:

$$V = \sqrt{V_{cX}^2 + V_{cY}^2}$$

$$V = \sqrt{1075.68^2 + 1783.79^2} = 2083.03 N$$

Reemplazando en (i), tenemos:

Por otra parte se tiene:

$$T = \frac{0.5 Sy}{N} = \frac{0.5(1137.675 * 10^6)}{2} = 284.418 * 10^6 MPa \dots \dots \dots (ii)$$

De (i) y (ii) tenemos:

$$D_A = 0.003m = 0.12 pulg$$

Como se observa, es muy pequeño y el diámetro final que se especifique será mayor, y dependerá del rodamiento seleccionado.

PUNTO B: En el punto B es el lugar del engrane, con un chaflán bien redondeado a la derecha, un cuñero de patín en el engrane y una ranura para el anillo de retención a la izquierda.

Según la ecuación 26 el momento de flexión en el punto B es:

$$M = \sqrt{43.29^2 + 99.36^2} = 108.38N - m$$

$$k_t = 1.6 \text{ para cuñero tipo patin}$$

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{1.6 * 108.38}{393.12 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{245.58}{1137.7 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$D_B = 0.002m = 0.84 \text{ pulg}$$

$$k_f = 3 \text{ para ranuras de seguro}$$

$$D_B = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{3 * 108.38}{393.12 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{245.58}{1137.7 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$D_B = 0.003 m = 1.01 \text{ pulg}$$

El diámetro propuesto es de 1.75 pulg = 0.04m

El diámetro propuesto es aceptable

PUNTO C: Se monta el rodamiento de la derecha en el punto C considerando que hay par torsor y que no hay momento. Por lo cual se calcula.

El diámetro para el rodamiento de la derecha si tenemos que $M = 0$

$$D_c = \left[\frac{32N}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$D_c = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{245.58}{1137.7 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

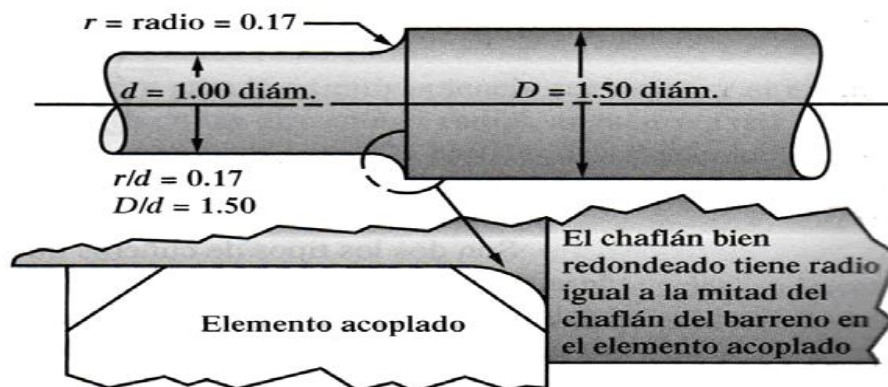
$$D_c = 0.015 \text{ m} = 0.61 \text{ pulg}$$

Como se observa, es muy pequeño, y el diámetro final que se especifique será mayor, y dependerá el rodamiento seleccionado

4.3 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

Cuando en un eje se presenta un cambio de diámetro, para formar un escalón contra el cual localizar un elemento de máquina, se produce una concentración de esfuerzos que depende de la relación entre los dos diámetros y del radio del chaflán. Se recomienda que el radio del chaflán (o radio de tangencia) sea el mayor posible para minimizar la concentración de esfuerzos, pero a veces el diseño del engrane, cojinete u otro elemento es el que afecta el radio que se puede usar. Para fines del diseño, se clasificarán los chaflanes en dos categorías: agudas y bien redondeadas.

Figura 16: Chaflán agudo y chaflán redondeado



Fuente: (Deutschman, J. Michels, & E. Wilson, 1987).

Aquí, el término agudo no quiere decir algo verdaderamente agudo, sin radio de transición. Esa configuración de escalón tendría un factor de concentración de esfuerzos muy grande, y debiera evitarse. Más bien, dicho término describe un escalón con un radio del chaflán relativamente pequeño. Una situación donde eso es lo que probablemente ocurra se presenta cuando hay que localizar un cojinete de bolas o de rodillos. La pista interior del rodamiento tiene un radio con el que se le fabricó, pero es pequeño. El radio del chaflán sobre el eje debe ser menor que el rodamiento asiente bien contra el escalón. Cuando un elemento con un bisel grande en el barreno recarga contra el escalón, o cuando no hay nada que recargue contra el escalón el radio del chaflán podría ser mucho mayor (bien redondeado), y el factor de concentración de esfuerzos sería menor. Se usarán los siguientes valores en diseños para flexión:

$$K = 2.5 \text{ (chaflán agudo)}$$

$$K, = 1.5 \text{ (transición bien redondeada)}$$

Al consultar la gráficas de factores de concentración de esfuerzos, esos valores corresponden a relaciones r/d de 0.03, aproximadamente, para el caso del chaflán agudo, y de 0.17 para el chaflán bien redondeado, con una relación D/d igual a 1.50

4.4 RANURAS PARA ANILLO DE RETENCIÓN

Los anillos de retención se usan en mucha función de localización en los ejes. Estos anillos se instalan en ranuras en el eje, después de su lugar el elemento que se va a retener. La geometría de la ranura queda determinada por el fabricante del anillo. Su configuración normal es una

ranura superficial con paredes y fondos rectos y un pequeño chaflán en la base de la ranura. El comportamiento del eje en la cercanía de la ranura se puede aproximar si se consideran dos escalones de chaflanes agudos, uno frente al otro y cercanos. Entonces, el factor de concentración de esfuerzos para una ranura es bastante grande.

Para un diseño preliminar, se aplicará $K=3.0$ al esfuerzo flexionante en una ranura para anillo de retención, para considerar los radios de chaflanes bastante agudos. El factor de concentración de esfuerzos no se aplica al esfuerzo cortante torsional, si es continuo en una dirección.

El valor estimado calculado del diámetro mínimo requerido en una ranura para anillo es el de la base de la ranura. El diseñador debe aumentar este valor en 6%, aproximadamente, para considerar la profundidad característica de las ranuras, y determinar el tamaño nominal del eje. Aplique un factor por ranura para anillo igual a 1.06, al diámetro requerido calculado.

4.5 RODAMIENTOS

De acuerdo al tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo. El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación pueden ser: bolas, rodillos o agujas. Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay axiales, radiales y axiales-radiales. Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo

en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.

4.5.1 RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Los rodamientos rígidos con una hilera de bolas soportan cargas radiales y axiales, además son apropiadas para revoluciones elevadas. Por su gran variedad de aplicaciones y debido a su precio económico, los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados entre todos los tipos de rodamientos. La adaptabilidad angular de los rodamientos es relativamente pequeña. Los rodamientos rígidos de bolas obturados son exentos de mantenimiento y posibilitan construcciones sencillas

- a. La Confiabilidad de rodamientos se caracteriza por:
- b. Seleccionar el rodamiento más adecuado para la aplicación.
- c. Especificar el rodamiento correctamente para su adquisición.
- d. Montaje correcto utilizando el método y la herramienta correctos.
- e. Lubricación correcta utilizando el lubricante y el sistema de lubricación más adecuados.
- f. Mantenimiento predictivo/proactivo para el monitoreo de su correcto funcionamiento.

Criterios para la selección del rodamiento.

- a. La carga - Dirección, magnitud y ciclos.

- b. Velocidad de giro – Cuales son las limitantes. – La generación de calor y la carga definen la velocidad máxima. – La velocidad máxima muchas veces es limitada por los tipos de lubricante y la jaula del rodamiento.
- c. Condiciones del ambiente - sellos vs. Tapas (integrados), sellos o retenes externos.
- d. Lubricación.
- e. Desalineación.
- f. Consideraciones de montaje y desmontaje.

Los rodamientos para nuestro sistema serán seleccionados de acuerdo al catálogo de SKF.

4.6 CHAVETAS O CUÑAS

Una cuña es un elemento de máquina que se coloca en la interface del eje y la masa de una pieza que transmite potencia con el fin d transmitir torque. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema de eje. Se instala dentro de una ranura axial que se maquina en el eje, la cual se denomina cuñero. A una ranura similar en la maza de la pieza que transmite potencia se le da el nombre de asiento de cuña, si bien. Propiamente es también un cuñero.

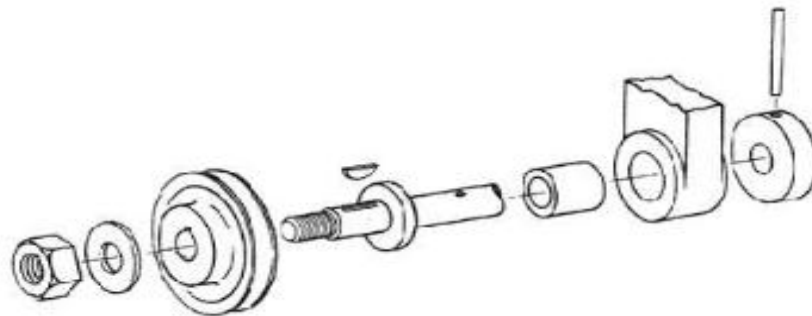
Tipos de Chavetas o cuñas. (Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares.)

El tipo más común de las cuñas para ejes de hasta 6 ½” de diámetro es la cuña cuadrada. La cuña rectangular se sugiere para ejes largos y se utiliza en ejes cortos donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la

cuña cuadrada como la rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de la cuña son todos paralelos.

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñan de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza.

Figura 17: Diseño y ubicación de cuñeros



Fuente: (Deutschman, J. Michels, & E. Wilson, 1987).

El ancho de la cuña cuadrada o plana es generalmente una cuarta parte del diámetro del eje. Estas cuñas pueden ser rectas o ahusadas aproximadamente 1/8" por pie. Cuando es necesario tener movimiento axial relativo entre el eje y la parte acoplada se usan cuñas y ranuras. Existen normas ASME y ASA para los dimensionamientos de la cuña y de la ranura

4.6.1 SELECCIÓN DE CUÑAS

Para la selección de las chavetas tomamos la dimensión real que tendrán los ejes, en especial la sección donde se montan los engranajes. Diámetro del eje para el engrane es de 1.25 pulg, el eje tiene un $T = 432.18 \text{ lb} - \text{pulg}$ que se transmite. En base al diámetro del eje donde va estar situada la cuña este se va a seleccionar.

4.7 ANILLOS DE RETENCIÓN

Los anillos de retención o candados se instalan en la ranuras de los ejes de cajas, para evitar el movimiento axial de un elemento de máquina, los diversos diseños permiten el montaje interno o externo del anillo. También varía la capacidad de empuje axial y la altura del escalón que proporcionan los diferentes estilos del anillo.

4.8 RESULTADOS

4.8.1 DISEÑO DE TREN DE ENGRANAJES

El diseño geométrico de los engranajes surgió a partir de que nuestra carga de trabajo es de 828 lb que es equivalente a 375.58 kg como carga máxima de trabajo, para cual se realizaron iteraciones para diferentes RPM. El RPM seleccionado satisface nuestra necesidad de poder soportar nuestra carga de trabajo máximo.

Según lo descrito, en la siguiente tabla se muestran las dimensiones de los engranajes que cumplen con lo solicitado, y con lo cual se puede manufacturar el reductor de velocidad.

Tabla 1: Resultados del primer tren de engranajes

Item	Descripción	Piñón	Rueda Primaria
1	Numero de dientes	16	96
2	Paso diametral normal	0.508m	0.508m
3	Angulo de presión	21.17°	21.17°
4	Diámetro de paso	0.022m	0.13m
5	Paso diametral transversal	0.477m	0.477m
6	Adendum	0.001m	0.001m
7	Dedendum	0.038m	0.038m
8	Relación de velocidad	6	6
9	Ancho de cara	0.038m	0.025m
10	Angulo de hélice	20°	20°
11	Sentido de giro de hélice	Derecha	Izquierda

Elaboración: propia.

Tabla 2: Resultados del segundo tren de engranajes

Item	Descripción	Piñón	Rueda Primaria
1	Numero de dientes	19	93
2	Paso diametral normal	0.457m	0.457m
3	Angulo de presión	20.28°	20.28°
4	Diámetro de paso	0.027m	0.136m
5	Paso diametral transversal	0.45m	0.45m
6	Adendum	0.0012m	0.0012m
7	Dedendum	0.0017m	0.0017m
8	Relación de velocidad	5.02	5.02
9	Ancho de cara	0.063m	0.0508
10	Angulo de hélice	10°	10°
11	Sentido de giro de hélice	Izquierda	Derecha

Elaboración: propia.

4.8.2 DISEÑO DE EJES

Tabla 3: Resultados de diseño de ejes

EJE PIÑÓN		MATERIAL: AISI 8620 S0QT 300°F							
Sección	Diámetro y componentes	Momentos flexionantes			Momentos cortantes		Kt (características)	Diámetro (pulg)	
		Par torsor	Mx	My	Vx	Vy		Min	Diseño
		(N-m)	(N-m)	(N-m)	(N)	(N)			
A	D1 (Acoplamiento)	8.13						0.196	0.875
B	D2 (Rodamiento)	8.13			117.6	-376.1	2.5 (chafilán agudo)	0.196	0.981
C	D4 (Piñón)	8.13	15.36	-39.66	-291.34	752.2	2.5 (chafilán agudo)	0.55	1.08
D	D5 (Rodamiento)				173.74	-376.1	2.5 (chafilán agudo)	0.055	0.669

EJE DE SALIDA		MATERIAL: AISI 4140 S0QT 800°F							
Diámetro y componentes		Momentos flexionantes			Momentos cortantes		Kt (características)	Diámetro (pulg)	
		Par torsor	Mx	My	Vx	Vy		Min	Diseño
		(N-m)	(N-m)	(N-m)	(N)	(N)			
D1 (rodamiento)					-2405.12	1816.47	2.5 (chafilán agudo)	0.12	1.181
D2 (engrane)	245.56	43.29	49.36	1329.47	-3600.26		1.6 (cuñero de trineo)	0.84	1.75
D3 (engrane)	245.56	43.29	49.36	1329.47	-3600.26		3 (ranura para anillo)	0.01	1.75
D4 (rodamiento)	245.56	58.84		1075.68	1783.79		2.5 (chafilán agudo)	0.61	1.575
D5 (acople)	245.56							0.61	1.5

EJE DE TRANSMISION		MATERIAL: AISI 8620 S0QT 300°F							
Diámetro y componentes		Momentos flexionantes		Momentos cortantes		Kt (características)	Diámetro (pulg)		
		Par torsor	My	Vx	Vy		Min	Diseño	
		(N-m)	(N-m)	(N)	(N)				
D1 (Rodamiento)				-57.35	0.76	2.5 (chafilán agudo)	0.375	0.787	
D2 (Engrane)	48.84	0.036		291.97	-753.85	1.6 (cuñero de trineo)	0.464	1.25	
D2 (Engrane)	48.84	0.036		234.12	-753.09	3 (ranura para anillo)	0.55	1.25	
D3 (Piñón)	48.84	102.42		-1036.96	2053.24	1.5 (bordes redondeados)	0.79	0.848	
D4 (Rodamiento)				802.84	-2051.72	2.5 (chafilán agudo)	0.13	0.787	

Elaboración: propia.

4.8.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Tabla 4: Selección de rodamientos según el catálogo de SKF

RODAMIENTOS PARA EL EJE DE ENTRADA				
Código de rodamiento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Descripción
SKF-6305	25	62	17	Rodamiento de bola rígida
SKF-6303	17	47	14	Rodamiento de bola rígida
RODAMIENTOS PARA EL EJE DE TRANSMISION				
Código de rodamiento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Descripción
SKF-6304	20	47	14	Rodamiento de bola rígida
SKF-6304	20	47	14	Rodamiento de bola rígida
RODAMIENTOS PARA EL EJE DE SALIDA				
Código de rodamiento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Descripción
SKF-6306	30	72	19	Rodamiento de bola rígida
SKF-6308	40	90	23	Rodamiento de bola rígida

Elaboración: propia.

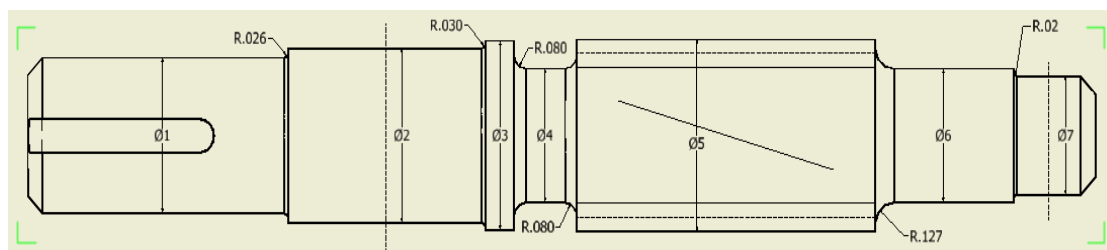
4.8.4 DISEÑO DE CHAFLANES

Tabla 5: Radio de chaflanes para el eje de entrada

Diámetro escalonado	D	d	Chaflanes		Radio chaflán (r)	
			D. Mayor (in)	D. Menor (in)		(r/d=0.03)
Ø1	Ø2	0.024	0.022	Agudo	0.026	
Ø2	Ø3	0.027	0.984		Bien redondo	0.03
Ø3	Ø4	0.024	0.019		Bien redondo	0.08
Ø4	Ø5	0.019	0.027		Bien redondo	0.08
Ø5	Ø6	0.027	0.019		Bien redondo	0.08
Ø6	Ø7	0.019	0.017	Agudo	0.02	

Elaboración: propia.

Figura 18: Diámetros escalonados del eje de entrada



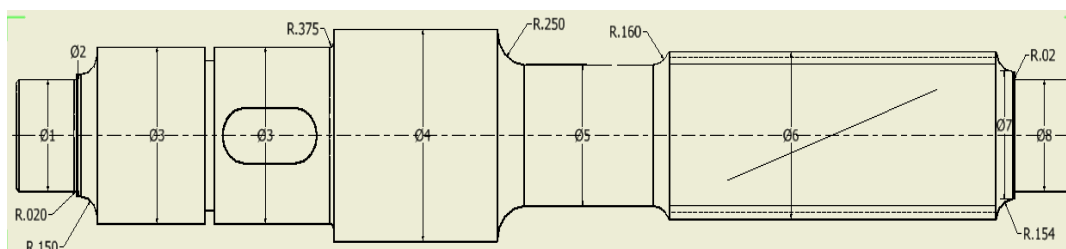
Elaboración: propia.

Tabla 6: Radio de chaflanes para el eje de transmisión

Diámetro escalonado		D	d	Chaflanes		Radio chaflán (r)
		D. Mayor (in)	D. Menor (in)	(r/d=0.03)	(r/d=0.17)	
Ø1	Ø2	0.022	0.019	Agudo		0.02
Ø2	Ø3	0.032	0.022		Bien redondo	0.15
Ø3	Ø4	0.38	0.032	Agudo		0.0375
Ø4	Ø5	0.38	0.025		Bien redondo	0.25
Ø5	Ø6	0.025	0.03		Bien redondo	0.16
Ø6	Ø7	0.03	0.02		Bien redondo	0.154
Ø7	Ø8	0.02	0.019	Agudo		0.02

Elaboración: propia.

Figura 19: Diámetros escalonados del eje de transmisión



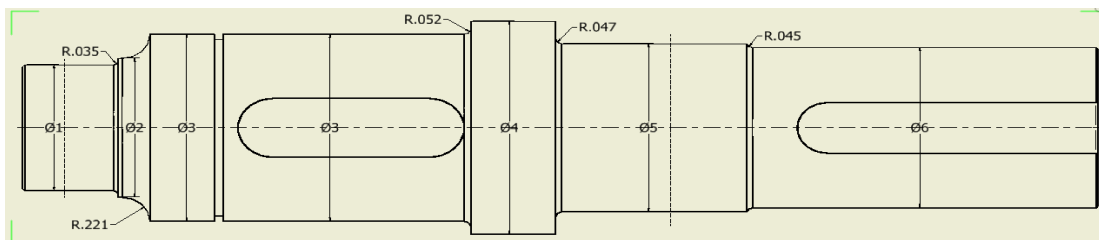
Elaboración: propia.

Tabla 7: Radio de chaflanes para el eje de salida

Diámetro escalonado		D	d	Chaflanes		Radio chaflán (r)
		D. Mayor (in)	D. Menor (in)	(r/d=0.03)	(r/d=0.17)	
Ø1	Ø2	0.03	0.029	Agudo		0.035
Ø2	Ø3	0.04	0.03		Bien redondo	0.221
Ø3	Ø4	0.0508	0.04	Agudo		0.052
Ø4	Ø5	0.0508	0.04	Agudo		0.047
Ø5	Ø6	0.04	0.03	Agudo		0.045

Elaboración: propia.

Figura 20: Diámetros escalonados del eje de transmisión



Elaboración: propia.

4.9 SELECCIÓN DE CUÑAS

En base a lo descrito anteriormente se seleccionaran las siguientes cuñas.

Tabla 8: Selección de cuñas

Sistema	Elemento	Cantidad	Descripción
Primer tren de engranajes	Piñón	0	
	Engrane	1	ISO 2491 - A 10 x 6 x 22 (Thin parallel keys)
Segundo tren de engranajes	Piñón	0	
	Engrane	1	ISO 2491 - A 14 x 6 x 45 (Thin parallel keys)

Elaboración: propia.

4.10 SELECCIÓN DE RETENES

Tabla 9: Selección de retenes

Sistema	Elemento	Cant.	Descripción
Primer tren de engranajes	Piñón	1	ANSI/B93.98M - 25x62x8-Type 5 (Rotary shaft lip type seals 5 - Metal cased with minor lip)
	Engrane	0	
Segundo tren de engranajes	Piñón	1	ANSI/B93.98M - 40x90x8-Type 2 (Rotary shaft lip type seals 2 - Metal cased)
	Engrane	0	

Elaboración: propia.

4.11 COMPARACIÓN DE COSTOS DE MANTENIMIENTO

Para realizar la comparación de costos de mantenimiento, asumiremos que el costo de mano de obra será la misma para los distintos sistemas de transmisión para una jornada de trabajo de 8 horas diarias.

Por otra parte los costos de fabricación y/o adquisición de cada equipo con una potencia de 2 hp son los siguientes:

- a. Transmisión por engranajes: S/. 1800.00
- b. Transmisión por fajas: S/. 900.00
- c. Transmisión por cadena: S/. 1300.00

Considerando que nuestra proyección es para 10 años.

Tabla 10: Análisis de costos para diferentes sistemas de transmisión

Clase de mantenimiento	Descripción	Und .	Sistema de transmisión		
			Transmisión por engranajes	Transmisión por fajas	Transmisión por cadenas
Costo de personal (CP)	Operario	S/.	68	68	68
	Oficial	S/.	58	58	58
	Peón	S/.	50	50	50
Costo de Materiales (CM)	Materiales	S/.	120	90	40
	Herramientas (5%)	S/.	0.43	0.43	0.43
	Equipos de seguridad (5%)	S/.	0.43	0.43	0.43
Costo de depreciación (CD)		S/.	180	90	130
Costo total de Mantenimiento (CTMN)		S/.	476.86	356.86	346.86

Elaboración: propia.

Como se observa del cuadro anterior el sistema de transmisión por cadena es el más económico, pero debemos tener en cuenta que en este proyecto se optó por el sistema de transmisión por engranajes debido a que este mecanismo satisface nuestra necesidad de reducir la velocidad y adquirir mayor par torsor en la salida, el cual no se puede lograr con el sistema de transmisión por cadena y tampoco por sistema de transmisión por fajas.

CONCLUSIONES

PRIMERO: Se ha diseñado un sistema de transmisión mecánica que nos permite satisfacer la necesidad de la industria, la cual es transportar la mercancía de manera eficiente y limpia; por otra parte también nos permitirá mejorar el proceso de secado que se requiere antes de su envasado.

SEGUNDO: Con los cálculos realizados en esta investigación se logró reducir la velocidad (RPM) de un motor eléctrico de 2 hp y 1750 RPM a 58 RPM, este diseño satisface la necesidad en nuestra industria.

TERCERO: Se logró realizar el diseño para transportar una carga de 152.24 kg-m/s, incrementando el par torsor inicial de 8.136 N-m a 245.6 N-m, con lo cual se podrá transportar sin ninguna dificultad la carga de producción.

CUARTO: Se diseñó el sistema de transmisión por engranajes, para que la transmisión más segura y los costos de mantenimiento sean reducidos con respecto a otros tipos de sistemas de transmisión.

RECOMENDACIONES

PRIMERO: Se recomienda llevar el diseño en base a varios métodos de análisis, en este caso se ha llevado con el método aplicativo utilizando todo las expresiones matemáticas referente a transmisión mecánica.

SEGUNDO: El diseño mecánico de reductores debe satisfacer necesidades propias del ambiente para el cual se va a diseñar según los climas que se pueden tener en diferentes lugares del mundo.

TERCERO: Realizar el mantenimiento de reductores de velocidad se recomienda no dañar los engranajes.

BIBLIOGRAFÍA

(SKF), S. K. (2006). *Catalogo General*. Suecia.

(SKF), S. K. (2006). *RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF*. SUECIA.

AUTODESK. (2013). *MANUAL DE USUARIO DE AUTODESK INVENTOR*. CALIFORNIA: SDC PUBLICATIONS.

Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. Monterrey: McGraw Hill/Interamericana Editores S.A de C.V.

Davila, F. A. (2004). *Diseño de Elementos de Maquinas II*. Lima: Concejo Nacional de Ciencia y Tecnología.

Deutschman, A. D., J. Michels, W., & E. Wilson, C. (1987). *Diseño de Maquinas*. Monterrey: Compañía Editorial Continental S.A de C.V.

FERDINAND P. BEER, E. R. (2008). *RESISTENCIA DE MATERIALES*. MEXICO: MC GRAU HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Mexico: Pearson Educacion de Mexico S.A de C.V.

Quijorna, A. J. (2007). *Elementos de Maquinas*. España: Editorial planeta.

RAYMOND A. SERWAY, J. W. (2005). *FISICA PARA CIENCIAS E INGENIERIA*. MEXICO: THOMSON.

Ruiz, M. A. (2008). *Reductor de Velocidad*. Mexico D.F: Esime.

Sánchez, J. M. (2010). *Diseño de un reductor de velocidad de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales*. La Habana: Neo Club Ediciones .

Serway, R. A. (1997). *Física, Tomo I*. Mexico: McGraw Hill/Interamericana Editores S.A de C.V.

TECSUP. (2014). *MANTENIMIENTO DE EQUIPOS INDUSTRIALES I Y II*. LIMA.

ANEXOS

Anexo 1: Diseño de geometría de engranajes mediante iteraciones (Segundo tren-Engranaje)

PRUEBAS DE DISEÑO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD (SEGUNDO TREN-ENGRANAJE)

DATOS	
Descripción	Valor
Carga	828 lb
Distancia	2.6 pulg
Paso Diametral	18 pulg
Ang. Presion	20°
Num. Dientes	93 dientes

Carga máxima de trabajo

Asumir

Asumir

Tent	n salida	Ang Helice	Pt	Dp	Adem.	Dedem	ht	pt	px	F	Ang pres trans	Wt	Wr	Wx	Pot. Mec.	FS	Pot elect
(lb-pulg)	RPM	(°)	(pulg)	(pulg)	(a)	(b)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(°)	(lb)	(lb)	(lb)	(HP)	Acim.	(HP)
2173.25	50	2	17.99	5.17	0.056	0.069	0.125	0.175	5.001	10.00	20.01	840.72	306.16	29.36	1.72	1	1.72
2173.25	51	3	17.98	5.17	0.056	0.069	0.125	0.175	3.334	6.67	20.03	840.72	306.50	44.06	1.76	1	1.76
2173.25	52	4	17.96	5.18	0.056	0.069	0.125	0.175	2.501	5.00	20.04	839.09	306.07	58.67	1.79	1	1.79
2173.25	53	5	17.93	5.19	0.056	0.069	0.125	0.175	2.003	4.01	20.07	837.48	305.98	73.27	1.83	1	1.83
2173.25	54	6	17.90	5.20	0.056	0.069	0.125	0.176	1.670	3.34	20.10	835.87	305.88	87.85	1.86	1	1.86
2173.25	55	7	17.87	5.20	0.056	0.069	0.125	0.176	1.432	2.86	20.14	835.87	306.55	102.63	1.90	1	1.90
2173.25	56	8	17.82	5.22	0.056	0.069	0.125	0.176	1.254	2.51	20.18	832.66	306.03	117.02	1.93	1	1.93
2173.25	57	9	17.78	5.23	0.056	0.069	0.125	0.177	1.116	2.23	20.23	831.07	306.27	131.63	1.97	1	1.97
2173.25	58	10	17.73	5.25	0.056	0.069	0.125	0.177	1.005	2.01	20.28	827.91	305.92	145.98	2.00	1	2.00
2173.25	59	11	17.67	5.26	0.056	0.069	0.125	0.178	0.915	1.83	20.34	826.33	306.32	160.62	2.03	1	2.03
2173.25	60	12	17.61	5.28	0.056	0.069	0.125	0.178	0.839	1.68	20.41	823.20	306.31	174.98	2.07	1	2.07
2173.25	61	13	17.54	5.30	0.056	0.069	0.125	0.179	0.776	1.55	20.48	820.09	306.29	189.33	2.10	1	2.10
2173.25	62	14	17.47	5.32	0.056	0.069	0.125	0.180	0.721	1.44	20.56	817.01	306.44	203.70	2.14	1	2.14
2173.25	63	15	17.39	5.35	0.056	0.069	0.125	0.181	0.674	1.35	20.65	812.43	306.18	217.69	2.17	1	2.17
2173.25	64	16	17.30	5.38	0.056	0.069	0.125	0.182	0.633	1.27	20.74	807.90	305.92	231.66	2.21	1	2.21
2173.25	65	17	17.21	5.40	0.056	0.069	0.125	0.182	0.597	1.19	20.84	804.91	306.40	246.09	2.24	1	2.24
2173.25	66	18	17.12	5.43	0.056	0.069	0.125	0.183	0.565	1.13	20.94	800.46	306.31	260.09	2.28	1	2.28
2173.25	67	19	17.02	5.46	0.056	0.069	0.125	0.184	0.536	1.07	21.05	796.06	306.38	274.11	2.31	1	2.31
2173.25	68	20	16.91	5.50	0.056	0.069	0.125	0.185	0.510	1.02	21.17	790.27	306.05	287.63	2.34	1	2.34
2173.25	69	21	16.80	5.54	0.056	0.069	0.125	0.186	0.487	0.97	21.30	784.57	305.89	301.17	2.38	1	2.38
2173.25	70	22	16.69	5.57	0.056	0.069	0.125	0.188	0.466	0.93	21.43	780.34	306.28	315.28	2.41	1	2.41
2173.25	71	23	16.57	5.61	0.056	0.069	0.125	0.190	0.447	0.89	21.57	774.78	306.29	328.87	2.45	1	2.45
2173.25	72	24	16.44	5.66	0.056	0.069	0.125	0.191	0.429	0.86	21.72	767.93	305.91	341.90	2.48	1	2.48
2173.25	73	25	16.31	5.70	0.056	0.069	0.125	0.193	0.413	0.83	21.88	762.54	306.23	355.58	2.52	1	2.52

Anexo 2: Diseño de geometría de engranajes mediante iteraciones (Segundo tren-Piñon)

PRUEBAS DE DISEÑO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD (SEGUNDO TREN-PIÑÓN)

DATOS		
Descripción	Valor	Und
Paso Diametral	18	pulg
Ang. Presion	20	°
Num. Dientes	19	dientes

Asumir
Asumir

Tent	n salida	Ang Helice	Pt	Dp	Adem.	Dedem	ht	pt	px	F	Ang pres trans	Wt	Wr	Wx	Pot. Mec.	FS	Pot elect
(lb-pulg)	RPM	(°)	(pulg)	(pulg)	(a)	(b)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(°)	(lb)	(lb)	(lb)	(HP)	Adim.	(HP)
431.88	251.00	2	17.99	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	5.001	10.00	20.01	814.87	296.75	28.46	1.72	1	1.72
433.26	256.02	3	17.98	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	3.334	6.67	20.03	817.47	298.02	42.84	1.76	1	1.76
432.17	261.04	4	17.96	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	2.501	5.00	20.04	815.42	297.43	57.02	1.79	1	1.79
433.50	266.06	5	17.93	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	2.003	4.01	20.07	817.92	298.83	71.56	1.83	1	1.83
432.44	271.08	6	17.90	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	1.670	3.34	20.10	815.92	298.58	85.76	1.86	1	1.86
433.71	276.10	7	17.87	1.06	0.056	0.069	0.125	0.175	1.432	2.86	20.14	818.32	300.11	100.48	1.90	1	1.90
432.69	281.12	8	17.82	1.07	0.056	0.069	0.125	0.177	1.254	2.51	20.18	808.77	297.25	113.67	1.93	1	1.93
433.91	286.14	9	17.78	1.07	0.056	0.069	0.125	0.177	1.116	2.23	20.23	811.05	298.89	128.46	1.97	1	1.97
432.92	291.16	10	17.73	1.07	0.056	0.069	0.125	0.177	1.005	2.01	20.28	809.20	299.01	142.68	2.00	1	2.00
431.97	296.18	11	17.67	1.08	0.056	0.069	0.125	0.179	0.915	1.83	20.34	799.94	296.54	155.49	2.03	1	2.03
433.14	301.20	12	17.61	1.08	0.056	0.069	0.125	0.179	0.839	1.68	20.41	802.11	298.46	170.49	2.07	1	2.07
432.21	306.22	13	17.54	1.08	0.056	0.069	0.125	0.179	0.776	1.55	20.48	800.39	298.94	184.78	2.10	1	2.10
433.34	311.24	14	17.47	1.09	0.056	0.069	0.125	0.180	0.721	1.44	20.56	795.12	298.23	198.25	2.14	1	2.14
432.44	316.26	15	17.39	1.09	0.056	0.069	0.125	0.180	0.674	1.35	20.65	793.47	299.04	212.61	2.17	1	2.17
433.53	321.28	16	17.30	1.10	0.056	0.069	0.125	0.182	0.633	1.27	20.74	788.24	298.48	226.02	2.21	1	2.21
432.66	326.30	17	17.21	1.10	0.056	0.069	0.125	0.182	0.597	1.19	20.84	786.65	299.45	240.50	2.24	1	2.24
433.71	331.32	18	17.12	1.11	0.056	0.069	0.125	0.184	0.565	1.13	20.94	781.46	299.04	253.91	2.28	1	2.28
432.86	336.34	19	17.02	1.12	0.056	0.069	0.125	0.185	0.536	1.07	21.05	772.96	297.49	266.15	2.31	1	2.31
432.03	341.36	20	16.91	1.12	0.056	0.069	0.125	0.185	0.510	1.02	21.17	771.48	298.77	280.80	2.34	1	2.34
433.05	346.38	21	16.80	1.13	0.056	0.069	0.125	0.187	0.487	0.97	21.30	766.46	298.83	294.22	2.38	1	2.38
432.24	351.40	22	16.69	1.14	0.056	0.069	0.125	0.188	0.466	0.93	21.43	758.32	297.64	306.38	2.41	1	2.41
433.23	356.42	23	16.57	1.15	0.056	0.069	0.125	0.190	0.447	0.89	21.57	753.44	297.85	319.82	2.45	1	2.45
432.44	361.44	24	16.44	1.16	0.056	0.069	0.125	0.192	0.429	0.86	21.72	745.59	297.01	331.96	2.48	1	2.48
433.40	366.46	25	16.31	1.16	0.056	0.069	0.125	0.192	0.413	0.83	21.88	747.24	300.09	348.44	2.52	1	2.52

Anexo 3: Diseño de geometría de engranajes mediante iteraciones (Primer tren-Engranaje)

PRUEBAS DE DISEÑO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD (PRIMER TREN-ENGRANAJE)

DATOS		
Descripción	Valor	Und
Paso Diametral	20	pulg
Ang. Presión	20	°
Num. Dientes	96	dientes

Asumir
Asumir

Tent	n salida	Ang Helice	Pt	Dp	Adem.	Dedem	ht	pt	px	F	Ang pres trans	Wt	Wr	Wx	Pot. Mec.	FS	Potelect
(lb-pulg)	RPM	(°)	(pulg)	(pulg)	(a)	(b)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(pulg)	(°)	(lb)	(lb)	(lb)	(HP)	Adim.	(HP)
431.88	251.00	12	19.56	4.9	0.05	0.063	0.113	0.161	0.756	1.51	20.41	175.92	65.46	37.39	1.72	1	1.72
433.26	256.02	13	19.49	4.9	0.05	0.063	0.113	0.161	0.698	1.40	20.48	175.76	65.64	40.58	1.76	1	1.76
432.17	261.04	14	19.41	5.0	0.05	0.063	0.113	0.162	0.649	1.30	20.56	174.61	65.49	43.54	1.79	1	1.79
433.50	266.06	15	19.32	5.0	0.05	0.063	0.113	0.163	0.607	1.21	20.65	174.45	65.75	46.74	1.83	1	1.83
432.44	271.08	16	19.23	5.0	0.05	0.063	0.113	0.163	0.57	1.14	20.74	173.32	65.63	49.70	1.86	1	1.86
433.71	276.10	17	19.13	5.0	0.05	0.063	0.113	0.164	0.537	1.07	20.84	172.79	65.77	52.83	1.90	1	1.90
432.69	281.12	18	19.02	5.1	0.05	0.063	0.113	0.165	0.508	1.02	20.94	171.36	65.57	55.68	1.93	1	1.93
433.91	286.14	19	18.91	5.1	0.05	0.063	0.113	0.166	0.482	0.96	21.05	170.83	65.75	58.82	1.97	1	1.97
432.92	291.16	20	18.79	5.1	0.05	0.063	0.113	0.167	0.459	0.92	21.17	169.44	65.62	61.67	2.00	1	2.00
431.97	296.18	21	18.67	5.1	0.05	0.063	0.113	0.168	0.438	0.88	21.30	168.08	65.53	64.52	2.03	1	2.03
433.14	301.20	22	18.54	5.2	0.05	0.063	0.113	0.170	0.419	0.84	21.43	167.24	65.64	67.57	2.07	1	2.07
432.21	306.22	23	18.41	5.2	0.05	0.063	0.113	0.170	0.402	0.80	21.57	165.92	65.59	70.43	2.10	1	2.10
433.34	311.24	24	18.27	5.3	0.05	0.063	0.113	0.172	0.386	0.77	21.72	165.08	65.76	73.50	2.14	1	2.14
432.44	316.26	25	18.13	5.3	0.05	0.063	0.113	0.173	0.372	0.74	21.88	163.18	65.53	76.09	2.17	1	2.17
433.53	321.28	26	17.98	5.3	0.05	0.063	0.113	0.175	0.358	0.72	22.05	162.37	65.77	79.19	2.21	1	2.21
432.66	326.30	27	17.82	5.4	0.05	0.063	0.113	0.176	0.346	0.69	22.22	160.54	65.58	81.80	2.24	1	2.24
433.71	331.32	28	17.66	5.4	0.05	0.063	0.113	0.178	0.335	0.67	22.40	159.45	65.72	84.78	2.28	1	2.28
432.86	336.34	29	17.49	5.5	0.05	0.063	0.113	0.180	0.324	0.65	22.59	157.69	65.61	87.41	2.31	1	2.31
432.03	341.36	30	17.32	5.5	0.05	0.063	0.113	0.181	0.314	0.63	22.80	155.97	65.56	90.05	2.34	1	2.34
433.05	346.38	31	17.14	5.6	0.05	0.063	0.113	0.183	0.305	0.61	23.01	154.66	65.68	92.93	2.38	1	2.38
432.24	351.40	32	16.96	5.7	0.05	0.063	0.113	0.185	0.296	0.59	23.23	152.73	65.55	95.44	2.41	1	2.41
433.23	356.42	33	16.77	5.7	0.05	0.063	0.113	0.187	0.288	0.58	23.46	151.48	65.74	98.37	2.45	1	2.45
432.44	361.44	34	16.58	5.8	0.05	0.063	0.113	0.189	0.281	0.56	23.70	149.37	65.57	100.75	2.48	1	2.48
433.40	366.46	35	16.38	5.9	0.05	0.063	0.113	0.192	0.274	0.55	23.96	147.92	65.73	103.57	2.52	1	2.52

Anexo 4: Diseño de geometría de engranajes mediante iteraciones (Primer tren-Piñon)

PRUEBAS DE DISEÑO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD (PRIMER TREN-PIÑÓN)

DATOS		
Descripción	Valor	Und
Paso Diametral	20	pulg
Ang. Presion	20	°
Num. Dientes	16	dientes

Asumir
Asumir

T ent (lb-pulg)	n salida RPM	Ang Helice (°)	Pt (pulg)	Dp (pulg)	Adem. (a)	Dedem (b)	ht (pulg)	pt (pulg)	px (pulg)	F (pulg)	Ang pres trans (°)	Wt (lb)	Wr (lb)	Wx (lb)	Pot. Mec. (HP)	FS Adim.	Pot elect (HP)
71.98	1506	12	19.56	0.818	0.05	0.063	0.113	0.161	0.756	1.51	20.41	175.99	65.49	37.41	1.72	1	1.72
72.21	1536.12	13	19.49	0.8209	0.05	0.063	0.113	0.161	0.698	1.4	20.48	175.93	65.71	40.62	1.76	1	1.76
72.03	1566.24	14	19.41	0.8243	0.05	0.063	0.113	0.162	0.649	1.3	20.56	174.77	65.55	43.58	1.79	1	1.79
72.25	1596.36	15	19.32	0.8282	0.05	0.063	0.113	0.163	0.607	1.21	20.65	174.47	65.75	46.75	1.83	1	1.83
72.07	1626.48	16	19.23	0.832	0.05	0.063	0.113	0.163	0.57	1.14	20.74	173.25	65.6	49.68	1.86	1	1.86
72.29	1656.6	17	19.13	0.8364	0.05	0.063	0.113	0.164	0.537	1.07	20.84	172.86	65.8	52.85	1.90	1	1.90
72.12	1686.72	18	19.02	0.8412	0.05	0.063	0.113	0.165	0.508	1.02	20.94	171.47	65.62	55.71	1.93	1	1.93
72.32	1716.84	19	18.91	0.8461	0.05	0.063	0.113	0.166	0.482	0.96	21.05	170.95	65.79	58.86	1.97	1	1.97
72.15	1746.96	20	18.79	0.8515	0.05	0.063	0.113	0.167	0.459	0.92	21.17	169.47	65.63	61.68	2.00	1	2.00
71.99	1777.08	21	18.67	0.857	0.05	0.063	0.113	0.168	0.438	0.88	21.3	168	65.5	64.49	2.03	1	2.03
72.19	1807.2	22	18.54	0.863	0.05	0.063	0.113	0.169	0.419	0.84	21.43	167.3	65.67	67.59	2.07	1	2.07
72.04	1837.32	23	18.41	0.8691	0.05	0.063	0.113	0.171	0.402	0.8	21.57	165.78	65.54	70.37	2.10	1	2.10
72.22	1867.44	24	18.27	0.8758	0.05	0.063	0.113	0.172	0.386	0.77	21.72	164.92	65.7	73.43	2.14	1	2.14
72.07	1897.56	25	18.13	0.8825	0.05	0.063	0.113	0.173	0.372	0.74	21.88	163.33	65.59	76.16	2.17	1	2.17
72.26	1927.68	26	17.98	0.8899	0.05	0.063	0.113	0.175	0.358	0.72	22.05	162.4	65.78	79.21	2.21	1	2.21
72.11	1957.8	27	17.82	0.8979	0.05	0.063	0.113	0.176	0.346	0.69	22.22	160.62	65.61	81.84	2.24	1	2.24
72.29	1987.92	28	17.66	0.906	0.05	0.063	0.113	0.178	0.335	0.67	22.4	159.58	65.77	84.85	2.28	1	2.28
72.14	2018.04	29	17.49	0.9148	0.05	0.063	0.113	0.18	0.324	0.65	22.59	157.72	65.62	87.43	2.31	1	2.31
72.01	2048.16	30	17.32	0.9238	0.05	0.063	0.113	0.181	0.314	0.63	22.8	155.9	65.53	90.01	2.34	1	2.34
72.17	2078.28	31	17.14	0.9335	0.05	0.063	0.113	0.183	0.305	0.61	23.01	154.62	65.66	92.91	2.38	1	2.38
72.04	2108.4	32	16.96	0.9434	0.05	0.063	0.113	0.185	0.296	0.59	23.23	152.72	65.55	95.43	2.41	1	2.41
72.2	2138.52	33	16.77	0.9541	0.05	0.063	0.113	0.187	0.288	0.58	23.46	151.35	65.68	98.29	2.45	1	2.45
72.07	2168.64	34	16.58	0.965	0.05	0.063	0.113	0.189	0.281	0.56	23.7	149.37	65.57	100.75	2.48	1	2.48
72.23	2198.76	35	16.38	0.9768	0.05	0.063	0.113	0.192	0.274	0.55	23.96	147.89	65.72	103.55	2.52	1	2.52

Anexo 5: Descripción de anexos anteriores

Para tener una mejor comprensión de las tablas de cálculos que se muestra desde el anexo 1 hasta el anexo 4, se aclara lo siguiente:

Para el diseño geométrico de los engranajes se tuvo variables independientes como son las RPM y el par torsor, en nuestro caso el par torsor es debido a que nuestra carga máxima de trabajo es de 828 lb o 373.84 kg. Asumiendo este par torsor como capacidad máxima de trabajo que tendrá nuestro engranaje de salida se realizaron las iteraciones y con ello el diseño geométrico del engranaje de salida el cual se muestra en el anexo 1.

Así mismo para poder realizar el diseño geométrico del piñón del segundo tren de engranaje se consideró el ángulo de hélice de 10° el cual se obtuvo cuando se realizó el cálculo para el engranaje del segundo tren y con el cual satisface nuestra necesidad de movimiento de carga.

Para realizar el dimensionamiento del engranaje del primer tren se deduce que el par torsor en el segundo tren es el mismo que en el primer tren debido a que ambos engranajes están en un mismo eje y con este dato procedemos a calcular las dimensiones geométricas del engranaje del primer tren.

Por otra parte para realizar el cálculo del diseño geométrico del piñón del primer tren se obtuvo mediante el ángulo de hélice que debe ser el mismo en ambos casos de 20° , para poder seleccionar la capacidad del motor que nos pueda satisfacer nuestra necesidad y se seleccionó un motor de 2 HP y 1750 RPM, con el cual satisfacemos nuestra necesidad.

Elaboración: Propia.

Anexo 6: Tabla de durabilidad

TABLE B—LOAD DISTRIBUTION FACTORS FOR STRAIGHT BEVEL, ZEROL, AND SPIRAL BEVEL GEARS — K_m AND C_m

Application	Both Members Straddle Mounted	One Member Straddle Mounted	Neither Member Straddle Mounted
General Industrial	1.0 to 1.1	1.1 to 1.25	1.25 to 1.4

OR $C_m = 1.05 + .05 F$
 $K_m = 1.05 + .05 F$
 Whichever is larger

Face Width (inches)	K_m (Spur)	K_m (Helical)	C_{m1}	C_{m2}	C_{m3}
1	1.3	1.2	1.300	1.130	1.070
2	1.3	1.2	1.300	1.130	1.070
6	1.4	1.3	1.418	1.226	1.159
9	1.5	1.4	1.520	1.316	1.250
16 and Over	1.8	1.7	F	F	F
			$.45F + 2.0$	$.52F + 2.0$	$.55F + 2.0$

C_{m1} Is for first reduction. Use C_{m1} for all reductions for grinding mills, kilns, and dryers.
 C_{m2} Is for second reduction. Use C_{m2} for all reductions for rolling mills.
 C_{m3} Is for third reduction.

TABLE C—ALLOWABLE BENDING STRESS AND ALLOWABLE CONTACT STRESS FOR SPUR AND HELICAL GEARS

Pinion Hardness	Thru Hardened					Nitrided	Induction Hardened	Carburized	
	210 BHN	285 BHN	310 BHN	340 BHN	375 BHN			55R,*	58R.*
Gear Hardness	180 BHN	245 BHN	270 BHN	300 BHN	335 BHN	49R.*	52R.*	55R.*	58R.*
S_{bc}	78,300	116,400	125,200	135,300	149,100	165,000	175,000	181,000	187,000
$(\frac{S_{bc}}{C_p})^2$ For Steel	1,750	2,560	2,950	3,460	4,200	5,147	5,790	6,300	6,600
S_{bc} (Pinion)									
Spur and Helical (Special Material Heat Treatment and Inspection)	35,300	46,700	48,300	51,100	53,900	47,400	47,400	55,000	55,000
Spur and Helical (General Design Allowable)	28,100	35,000	37,000	38,800	40,900	36,000	36,000	56,000	55,000
Rolling Mill Pinions Grinding Mill Pinions	28,100	35,000	37,000	40,400	43,000	36,000	36,000	55,000	56,000
S_{bc} (Gear)									
Spur and Helical (Special Material Heat Treatment and Inspection)	23,100	42,100	44,900	47,400	50,600	47,000	47,400	55,000	55,000
Spur and Helical (General Design Allowable)	24,100	31,500	33,800	36,000	38,800	36,000	36,000	55,000	55,000
Rolling Mill Gears Grinding Mill Gears	25,500	31,500	33,800	36,000	38,800	36,000	36,000	55,000	55,000

*NOTE: If pinion is case hardened and gear is thru hardened use S_{bc} value for gear.

(Continuación)

TABLE P
 $(C_H)^2$ —FACTOR FOR SPUR AND HELICAL GEARS

Gear Ratio	K					
	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
2	1.005	1.006	1.008	1.011	1.013	1.015
4	1.014	1.021	1.027	1.032	1.038	1.042
6	1.024	1.034	1.045	1.054	1.062	1.072
8	1.034	1.048	1.063	1.076	1.088	1.100
10	1.043	1.062	1.080	1.097	1.112	1.129
12	1.053	1.076	1.098	1.119	1.138	1.158
16	1.072	1.104	1.136	1.164	1.190	1.215
20	1.092	1.132	1.192	1.210	1.243	1.278

$K = \frac{\text{Brinell of pinion}}{\text{Brinell of gear}}$ When $K < 1.2$ use $(C_H)^2 = 1.00$
When K exceeds 1.7, the value of $(C_H)^2$ is limited to that shown for $K = 1.7$

TABLE M
LIFE FACTOR

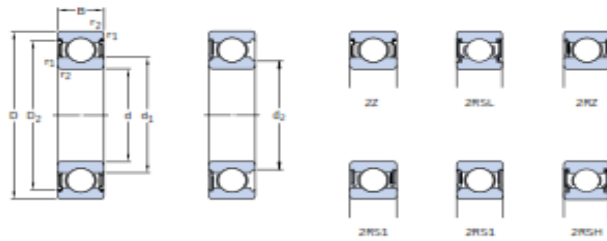
Number of Cycles	Spur and Helical				Bevel		
	K_L				C_L	K_L	C_L
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carb.*			
10^7	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
10^6	1.1	1.1	1.2	1.1	1.15	1.4	1.15
10^5	1.2	1.4	1.7	1.5	1.3	2.0	1.30
10^4	1.4	1.9	2.4	2.0	1.48	3.0	1.48

*Case carburized to 55-63R_c.
Use 1.0 except for intermittent service.

Fuente: ((SKF), RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF, 2006)

Anexo 7: Rodamiento eje de entrada (izquierdo)

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones d 20 – 25 mm



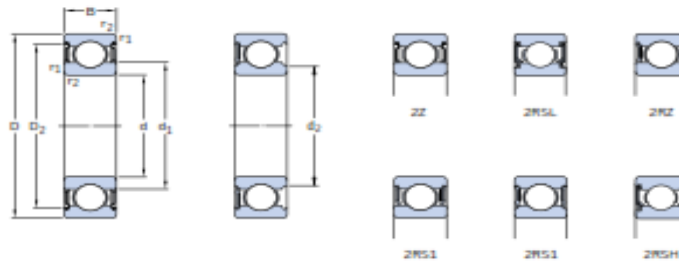
Dimensiones principales		Capacidad de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designaciones	
d	D	B	básica dinámica C	estática C ₀	límite P ₀	de referencia	límite ^[1]	Rodamiento obturado a ambos lados un lado	
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	61804-ZRZ -
	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13 000	0,018	61804-2RS1 -
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	61904-ZRZ -
	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	61904-2RS1 -
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6204-ZZ *6204-Z
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6204-2RSL *6204-RSL
	42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	*6204-2RSH *6204-RSH
	42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	*6204-2RS1 -
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-ZZ *6204-Z
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-2RSL *6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	*6204-2RSH *6204-RSH
	47	18	12,7	6,55	0,28	-	10 000	0,13	62204-2RS1 -
52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	*6304-ZZ *6304-Z	
	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	*6304-2RSL *6304-RSL	
	15	16,8	7,8	0,335	-	9 500	0,14	*6304-2RSH *6304-RSH	
	21	15,9	7,8	0,335	-	9 500	0,20	62304-2RS1 -	
22	50	14	14	7,65	0,325	-	9 000	0,12	62/22-2RS1 -
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	61805-ZRZ -
	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11 000	0,022	61805-2RS1 -
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	61905-ZRZ -
	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10 000	0,045	61905-2RS1 -
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	*6205-ZZ *6205-Z
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	*6205-2RSL *6205-RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,08	*6205-2RSH *6205-RSH
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,10	63005-2RS1 -
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	*6205-ZZ *6205-Z
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	*6205-2RSL *6205-RSL
	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8 500	0,13	*6205-2RSH *6205-RSH
	52	18	14	7,8	0,335	-	8 500	0,15	62205-2RS1 -
62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	*6305-ZZ *6305-Z	
	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	*6305-2RZ *6305-RZ	
	17	23,4	11,6	0,49	-	7 500	0,23	*6305-2RS1 *6305-RS1	
	24	22,5	11,6	0,49	-	7 500	0,32	62305-2RS1 -	

* Rodamiento SKF Explorer
 [1] Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento (Z, RZ, RSL), son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto

Fuente: ((SKF), Catalogo General, 2006)

Anexo 8: Rodamiento eje de entrada (derecho)

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones
d 15 - 17 mm



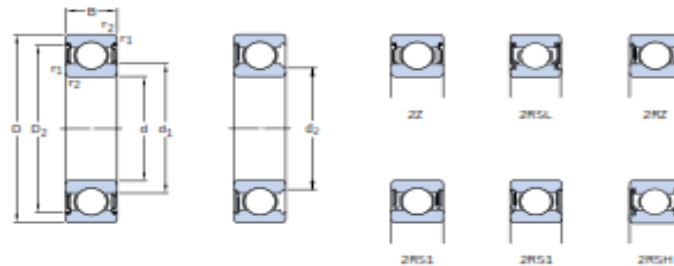
Dimensiones principales		Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga estática C ₀	Carga límite de fatiga P ₀	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	Masa	Designaciones		
d	D							B	mm	kg
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	30 000	0,0074	61802-ZZ	-
	24	5	1,56	0,8	0,034	-	17 000	0,0074	61802-2RS1	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	61902-ZZ	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	61902-2RZ	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	-	16 000	0,016	61902-2RS1	-
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,025	*6002-ZZ	*6002-Z
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,030	*6002-2RS1	*6002-RSL
	32	9	5,85	2,85	0,12	-	14 000	0,030	*6002-2RSH	*6002-RSH
	32	13	5,59	2,85	0,12	-	14 000	0,039	63002-2RS1	-
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,045	*6202-ZZ	*6202-Z
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,045	*6202-2RS1	*6202-RSL
	35	11	8,06	3,75	0,16	-	13 000	0,045	*6202-2RSH	*6202-RSH
	35	14	7,8	3,75	0,16	-	13 000	0,054	62202-2RS1	-
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,082	*6302-ZZ	*6302-Z
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,082	*6302-2RS1	*6302-RSL
	42	13	11,9	5,4	0,228	-	12 000	0,082	*6302-2RSH	*6302-RSH
	42	17	11,4	5,4	0,228	-	12 000	0,11	62302-2RS1	-
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	28 000	0,0082	61803-ZZ	-
	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	28 000	0,0082	61803-2RZ	-
	26	5	1,68	0,93	0,039	-	16 000	0,0082	61803-2RS1	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,018	61903-ZZ	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,018	61903-2RZ	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	-	14 000	0,018	61903-2RS1	-
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,032	*6003-ZZ	-
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,039	*6003-2RZ	*6003-Z
	35	10	6,37	3,25	0,137	-	13 000	0,039	*6003-2RS1	*6003-RSL
	35	14	6,05	3,25	0,137	-	13 000	0,052	*6003-2RSH	*6003-RSH
									63003-2RS1	-
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,065	*6203-ZZ	*6203-Z
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,065	*6203-2RS1	*6203-RSL
	40	12	9,95	4,75	0,2	-	12 000	0,065	*6203-2RSH	*6203-RSH
	40	16	9,56	4,75	0,2	-	12 000	0,083	62203-2RS1	-
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	*6303-ZZ	*6303-Z
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	*6303-2RS1	*6303-RSL
	47	14	14,3	6,55	0,275	-	11 000	0,12	*6303-2RSH	*6303-RSH
	47	19	13,5	6,55	0,275	-	11 000	0,15	62303-2RS1	-

* Rodamiento SKF Explorer
1) Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento (Z, RZ, RSL), son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto

Fuente: ((SKF), Catalogo General, 2006)

Anexo 9: Rodamiento eje de transmisión (izquierdo y derecho)

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones d 20 – 25 mm

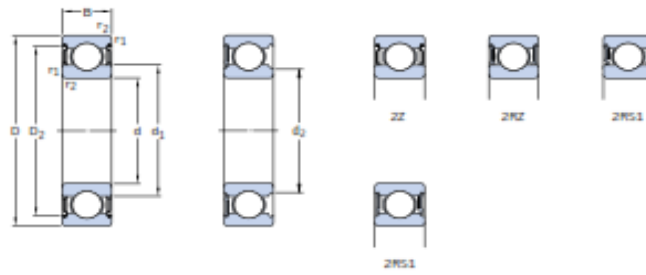


Dimensiones principales	Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_L	Velocidades		Masa	Designaciones			
	d	B		dinámica C_D	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN	kN	rpm	kg	-	-		
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	61804-ZRZ	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13 000	0,018	61804-ZRS1	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	61904-ZRZ	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	61904-ZRS1	-
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6004-ZZ	*6004-Z
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	*6004-ZNSL	*6004-RSL
42	12	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	*6004-ZRSH	*6004-RSH
	12	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	63004-ZRS1	-
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-ZZ	*6204-Z
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	*6204-ZNSL	*6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	*6204-ZRSH	*6204-RSH
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	62204-ZRS1	-
52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	*6304-ZZ	*6304-Z	
	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	*6304-ZNSL	*6304-RSL	
	15	16,8	7,8	0,335	-	9 500	0,14	*6304-ZRSH	*6304-RSH	
	15	16,8	7,8	0,335	-	9 500	0,14	62304-ZRS1	-	
	52	21	15,9	7,8	0,335	-	9 500	0,20	-	-
	50	14	14	7,65	0,325	-	9 000	0,12	62/22-ZRS1	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	61805-ZRZ	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11 000	0,022	61805-ZRS1	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	61905-ZRZ	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10 000	0,045	61905-ZRS1	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	*6005-ZZ	*6005-Z
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	*6005-ZNSL	*6005-RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,08	*6005-ZRSH	*6005-RSH
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,10	63005-ZRS1	-
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	*6205-ZZ	*6205-Z
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	*6205-ZNSL	*6205-RSL
	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8 500	0,13	*6205-ZRSH	*6205-RSH
	52	18	14	7,8	0,335	-	8 500	0,15	62205-ZRS1	-
62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	*6305-ZZ	*6305-Z	
	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	*6305-ZRZ	*6305-RZ	
	17	23,4	11,6	0,49	-	7 500	0,23	*6305-ZRS1	*6305-RS1	
	17	23,4	11,6	0,49	-	7 500	0,23	62305-ZRS1	-	

* Rodamiento SKF Explorer
¹⁾ Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento (ZZ, RZ, RSL), son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto

Fuente: ((SKF), Catalogo General, 2006)

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones d 30 – 35 mm



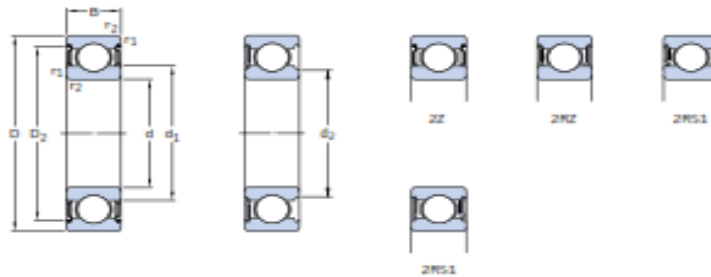
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm			-	-
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,027	61806-2RZ	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,027	61806-2RS1	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,051	61906-2RZ	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	-	8 500	0,051	61906-2RS1	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	*6006-ZZ	*6006-Z
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	*6006-2RZ	*6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	*6006-2RS1	*6006-RS1
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,16	63006-2RS1	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	*6206-ZZ	*6206-Z
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	*6206-2RZ	*6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,20	*6206-2RS1	*6206-RS1
	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,24	62206-2RS1	-
72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	*6306-ZZ	*6306-Z	
72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	*6306-2RZ	*6306-RZ	
72	19	29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	*6306-2RS1	*6306-RS1	
72	27	28,1	16	0,67	-	6 300	0,48	62306-2RS1	-	
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28 000	14 000	0,03	61807-2RZ	-
	47	7	4,75	3,2	0,166	-	8 000	0,03	61807-2RS1	-
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	13 000	0,08	61907-2RZ	-
	55	10	9,56	6,8	0,29	-	7 500	0,08	61907-2RS1	-
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	*6007-ZZ	*6007-Z
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	*6007-2RZ	*6007-RZ
	62	14	16,8	10,2	0,44	-	7 000	0,16	*6007-2RS1	*6007-RS1
	62	20	15,9	10,2	0,44	-	7 000	0,21	63007-2RS1	-
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	10 000	0,29	*6207-ZZ	*6207-Z
	72	17	27	15,3	0,655	-	6 300	0,29	*6207-2RS1	*6207-RS1
	72	23	25,5	15,3	0,655	-	6 300	0,37	62207-2RS1	-
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,46	*6307-ZZ	*6307-Z
80	21	35,1	19	0,815	-	6 000	0,46	*6307-2RS1	*6307-RS1	
80	31	33,2	19	0,815	-	6 000	0,66	62307-2RS1	-	

¹⁾ Rodamiento SKF Explorer
 Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento (Z, RZ), son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto

Fuente: ((SKF), Catalogo General, 2006)

Anexo 11: Rodamiento eje de salida (derecho)

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con obturaciones
d 40 – 45 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	básica C	estática C ₀	límite P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm			-	-
40	52	7	4,94	3,45	0,186	26 000	13 000	0,034	61808-2RZ	-
	52	7	4,94	3,45	0,186	-	7 500	0,034	61808-2RS1	-
	62	12	33,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	61908-2RZ	-
	62	12	33,8	10	0,425	-	6 700	0,12	61908-2RS1	-
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	11 000	0,19	* 6008-ZZ	* 6008-Z
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	11 000	0,19	* 6008-2RZ	* 6008-RZ
	68	15	17,8	11,6	0,49	-	6 300	0,19	* 6008-2RS1	* 6008-RS1
	68	21	16,8	11,6	0,49	-	6 300	0,26	63008-2RS1	-
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,37	* 6208-ZZ	* 6208-Z
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,37	* 6208-2RZ	* 6208-RZ
	80	18	32,5	19	0,8	-	5 600	0,37	* 6208-2RS1	* 6208-RS1
	80	23	30,7	19	0,8	-	5 600	0,44	62208-2RS1	-
90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,63	* 6308-ZZ	* 6308-Z	
90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,63	* 6308-2RZ	* 6308-RZ	
90	23	42,3	24	1,02	-	5 000	0,63	* 6308-2RS1	* 6308-RS1	
90	33	41	24	1,02	-	5 000	0,89	62308-2RS1	-	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	11 000	0,04	61809-2RZ	-
	58	7	6,63	6,1	0,26	-	6 700	0,04	61809-2RS1	-
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	10 000	0,14	61909-2RZ	-
	68	12	14	10,8	0,465	-	6 000	0,14	61909-2RS1	-
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	10 000	0,25	* 6009-ZZ	* 6009-Z
	75	16	22,1	14,6	0,64	-	5 600	0,25	* 6009-2RS1	* 6009-RS1
	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5 600	0,34	63009-2RS1	-
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	8 500	0,41	* 6209-ZZ	* 6209-Z
	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5 000	0,41	* 6209-2RS1	* 6209-RS1
	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5 000	0,48	62209-2RS1	-
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	7 500	0,83	* 6309-ZZ	* 6309-Z
	100	25	55,3	31,5	1,34	-	4 500	0,83	* 6309-2RS1	* 6309-RS1
100	36	52,7	31,5	1,34	-	4 500	1,15	62309-2RS1	-	

* Rodamiento SKF Explorer
1) Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento [Z, RZ], son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto

Fuente: ((SKF), Catalogo General, 2006)

Anexo 12: Cunas para engranes

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/8
7 1/2	9	2	2	1 1/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/8
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/4
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

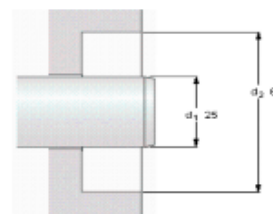
Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Fuente: ((SKF), RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF, 2006)

Anexo 13: Reten para rodamiento 6305



Dimensions					Designation	US stock number	Notes
Shaft	Bore	Nominal seal width					
d_1	d_2	b					
mm							
25	62	8	HMSA10	RG	CR 25X62X8 HMSA10 RG	563878	



Permissible operating temperature, °C / °F
 min: -40 / -40
 max: 100 / 212
 short periods: 120 / 248

Rotational speed, r/min
 7638
 at circumferential speed, m/s / ft/s
 10 / 32,8

Pressure differential, MPa / psi
 0,03 / 4,35

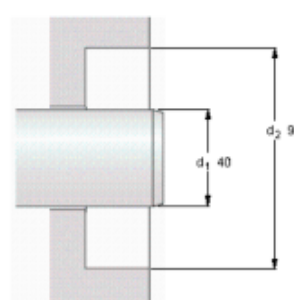
See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"

Fuente: ((SKF), RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF, 2006)

Anexo 14: Reten para rodamiento 6308



Dimensions					Designation	US stock number	Notes
Shaft	Bore	Nominal seal width					
d_1	d_2	b					
mm							
40	90	8	CRW1	R	CR 40x90x8 CRW1 R	15890	Bore-Tite



Permissible operating temperature, °C / °F
 min: -40 / -40
 max: 100 / 212
 short periods: 120 / 248

Rotational speed, r/min
 8594
 at circumferential speed, m/s / ft/s
 18 / 59,04

Pressure differential, MPa / psi
 0,07 / 10,15

























See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"

Fuente: ((SKF), RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF, 2006)

Anexo 15: Selección de seguros (seeger)

Selector Guide: Special Rings

The Truarc retaining rings illustrated below were developed by Walides Truarc Inc. for special customer requirements. Most have been manufactured and used successfully in actual product applications; others are conceptual solutions to design problems. Truarc special rings are available for general use only in the sizes indicated. Availability of these and other special rings is subject to prior inquiry and quotation.

RINGS FOR AXIAL ASSEMBLY, Internal		RINGS FOR AXIAL ASSEMBLY, External	
	N5400-98: Piston pin retainer designed to be seated in extra deep grooves. Increased ring thickness provides for heavy duty service.		5790-47: Protruding "ears" provide high shoulder to create large abutting surface. Ring is used as safety device on threaded shaft, preventing nut from backing off.
	5400-906: Internal ring without lugs. Provides larger clearance diameter in housing while remaining firmly seated in groove. Ring may be assembled and disassembled with screwdriver.		5700-64: Small available clearance eliminates use of holes in lugs. Used in automotive distributor assembly. Ring is removed by prying out inner gap edges.
	5400D-106: Variation of 5400-906. Acts as a precision detent spring. Notches facilitate assembly and disassembly.		5700-92: Ring applies lateral pressure against electrical component board. Assures that circuit remains intact if board cracks.
	N5400-44: Variation of Series N5000. Rod is pushed through ring prongs to couple rod to bore.		55160-75: Variation of Series 5160. Reduced lug and maximum section fit within small clearance diameter in automotive disc brake.
RINGS FOR RADIAL ASSEMBLY		RINGS FOR RADIAL ASSEMBLY	
	55304-66: Ring provides positive drive for detent in thrust runner of electric motor. Flats added to prevent rotation.		5733-12: Double sided E-ring used to couple welded studs on core and treadle bars of car radio.
	5503-50: Variation of Series 5103. Extended center prong used for key stop in lock cylinder.		55304-25: Variation of Series 5304. Flat in neck portion sits against flat on grooved shaft. Used to prevent rotation in telephone dial assembly.
	5503D-50: Designed for use with square shaft or shaft having two parallel slots.		5703-100: Special notched ring, made of 301 stainless steel, couples spout of swivel faucet to body.
	5177-18,25: Variation of Series 5107. Heavy-duty two-part ring designed to provide uninterrupted shoulder on small-diameter shafts. Withstands high thrust and impact loads. U.S. Pat. No. 3,162,084.		5703-37: Variation of Series 5103. Ring forms friction coupling, securing stem in housing of furniture caster.
RINGS FOR TAKING-UP END-PLAY		SELF-LOCKING RINGS	
	N5402-125: Variation of Series N5002. Enlarged lug aids in bevel orientation during assembly.		5415-147: Special internal ring with pressure prongs for retaining ball bushing in windshield wiper motor.
	N5402-500: Variation of Series N5002. Scallops make ring more flexible, ease compression.		5505-125: Special external ring is shaped spherically to conform to ball contour of retained part.
	5531-50: Variation of Series 5131. Tab in center sits in groove's slot, preventing ring rotation.		5405-50: Variation of Series 5005 internal ring, without hole. Used in assemblies with light loads where abutting part has a diameter smaller than hole in standard ring.
	5739-62: Variation of Series 5139. Used to retain automotive brake hose to bracket. Extended legs prevent ring from being turned for disassembly. Saw-tooth rim digs into bracket to assure tamper-proof design.		5715-43: Variation of Series 5115 external ring. Serves as a thrust-washer for bicycle pedal bearing assembly. Ring permits balls to run freely on its outer rim.

Fuente: ((SKF), RETENES Y SOLUCIONES EN SELLADO SKF, 2006)

PLANOS DE DETALLE

ÍNDICE DE PLANOS DE DETALLE

01.....	EJE DE ENTRADA – LAMINA 01
02.....	EJE DE TRANSMISION- LAMINA 02
03.....	EJE DE SALIDA – LAMINA 03
04.....	PRIMER TREN DE ENGRANAJES- LAMINA 04
05.....	SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES-LAMINA 05
06.....	CAJA – LAMINA 06
07.....	TAPA – LAMINA 07
08.....	TABIQUE – LAMINA 08
09.....	ENSAMBLAJE DEL REDUCTOR – LAMINA 09
10.....	DISTRIBUCIÓN DE MÁQUINAS – LAMINA 10