

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERA MECANICA



TESIS PARA OBTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECANICO

**“Rediseño de sistema de transmisión de potencia de molino de bolas de
5 tn/h para tratamiento de mineral del taller multiservicios Dliñan”**

AUTOR:

Bach. Rueda López, Sergio Antonio

ASESOR:

Ing. Iparraguirre Lozano, Arquímedes
Código ORCID N°0000-0002-1132-7688

CHIMBOTE - PERÚ

2025

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado:

**REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE MOLINO DE
BOLAS DE 5 TN/H PARA TRATAMIENTO DE MINERAL DEL TALLER
MULTISERVICIOS DLIÑAN**, elaborado por el bachiller:

RUEDA LOPEZ SERGIO ANTONIO

Para optar el título de ingeniero mecánico, ha conestado el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor



Msc. Iparraguirre Lozano Arquímedes
COD. ORCID.0000-0002-1132-7688
DNI: 32766219
ASESOR

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

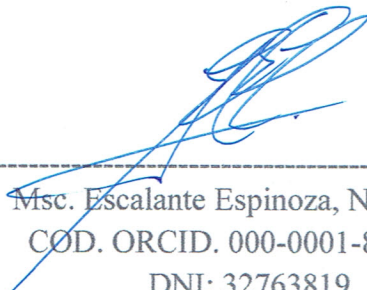
HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

**REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE MOLINO DE
BOLAS DE 5 TN/H PARA TRATAMIENTO DE MINERAL DEL TALLER
MULTISERVICIOS DLIÑAN**, elaborado por el bachiller:

RUEDA LOPEZ SERGIO ANTONIO

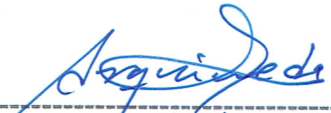
Para optar el título de ingeniero mecánico, fue revisado y aprobado por el siguiente jurado evaluador



Msc. Escalante Espinoza, Nelder Javier
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
PRESIDENTE



Msc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos
COD. ORCID. 0000-0002-9447-2257
DNI: 32977058
SECRETARIO



Msc. Iparraguirre Lozano Arquímedes
COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688
DNI: 32766219
ASESOR

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

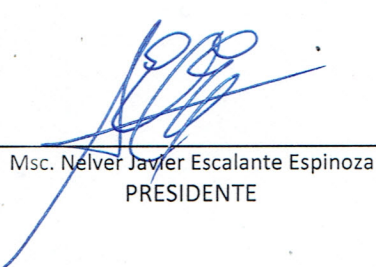
A los treinta días del mes de diciembre del año dos mil veinticuatro, siendo las 12:00 pm., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 324-2024-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 879-2024-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE MOLINO DE BOLAS DE 5 TN/H PARA TRATAMIENTO DE MINERAL DEL TALLER MULTISERVICIOS DLIÑAN**", perteneciente al bachiller: **RUEDA LOPEZ SERGIO ANTONIO con código de matrícula N° 0201516058**, quien fue asesorado por el Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano, según Resolución Decanal N.º 399-2021-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
RUEDA LOPEZ SERGIO ANTONIO	17	BUENO

Siendo las 12:30 p.m. del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

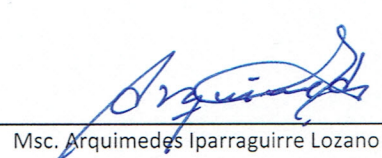
Nuevo Chimbote, diciembre 30 de 2024



Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
PRESIDENTE



Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez
SECRETARIO



Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Sergio Antonio RUEDA LOPEZ
Título del ejercicio:	REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE M...
Título de la entrega:	REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE M...
Nombre del archivo:	TESIS_MOLINO_BOLAS_-_RUEDA_OK_OK_OK.docx
Tamaño del archivo:	10.13M
Total páginas:	128
Total de palabras:	11,350
Total de caracteres:	60,436
Fecha de entrega:	19-feb.-2025 12:09a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega:	2592668259

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERA MECANICA



TESIS PARA OBTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECANICO

**"REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE
MOLINO DE BOLAS DE 5 TN/H PARA TRATAMIENTO DE MINERAL
DEL TALLER MULTISERVICIOS DLIÑAN"**

AUTOR:

- Bach. RUEDA LOPEZ, Sergio Antonio

ASESOR:

- Ing. IPARRAGUIRRE LOZANO, Arquímedes

CHIMBOTE - PERÚ
2024

REDISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA DE MOLINO DE BOLAS DE 5 TN/H PARA TRATAMIENTO DE MINERAL DEL TALLER MULTISERVICIOS DLIÑAN

INFORME DE ORIGINALIDAD

17%

INDICE DE SIMILITUD

18%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

5%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	7%
2	livrosdeamor.com.br Fuente de Internet	2%
3	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	2%
4	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
5	eet460rafaela.edu.ar Fuente de Internet	1%
6	fddocuments.es Fuente de Internet	<1%
7	archive.org Fuente de Internet	<1%
8	repositorio.utc.edu.ec Fuente de Internet	<1%
9	repositorio.utn.edu.ec Fuente de Internet	<1%
10	vdocumento.com Fuente de Internet	

DEDICATORIA

Dedicada especialmente a mi madre, a mi padre por su apoyo incondicional en todo momento, por su apoyo moral, quienes en todo momento me inspiraron a terminar el informe final de tesis.

También quiero dar una mención especial a mi abuela Irma Rodríguez quien gracias los valores y línea de pensamiento inculcados a mi corta edad, como la perseverancia, ponerse metas muy altas, ser buena persona y muchas cosas más, pero sobre todo el camino de la palabra de Dios. En consideración de su memoria termine la carrera de ingeniería y finalmente obteniendo la titulación.

AGRADECIMIENTO

Infinitamente agradecido con el Ing. Arquímedes Iparraguirre Lozano, quien en todo momento me dio soporte ante cualquier duda o inquietud que se presentó en el periodo de la investigación, así mismo recalcar el apoyo moral brindado por su persona antes las adversidades que se presentaron en el camino; las cuales gracias a su experiencia se pudieron resolver.

Agradecido con mis maestros de la Universidad Nacional del Santa quienes me brindaron educación de calidad y bastante competitiva. Lo cual me ayudo fácilmente a sobresalir en el mundo laboral y así desempeñar mis funciones asignadas como ingeniero de manera correcta y proactiva. Dejando en alto la reputación de nuestra institución EPIM.

Un agradecimiento especial al Ing. Segundo Contreras, quien fue mi guía y maestro en mi vida como Ingeniero Mecánico. Agradecido por la paciencia al momento de enseñarme a detalle de cómo actuar y los criterios a tener en la vida profesional. Su vasta experiencia de cuarenta años en el rubro de la ingeniería ha dejado en mí su legado. Dejando en mí su célebre frase, *“siempre comparte todo tu conocimiento es el mejor aporte que le puedes dejar a la sociedad, escribe libros”*. Por todo eso agradecido infinitamente.

INDICE

DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO	v
RESUMEN.....	xiii
ABSTRAC	xiv
I. INTRODUCCION	1
1.1 ANTECEDENTES INTERNACIONALES.....	1
1.2 ANTECEDENTES NACIONALES	2
1.3 FORMULACION DEL PROBLEMA.....	4
1.4 OBJETIVOS	5
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	5
1.4.2 <i>Objetivos Específicos</i>	5
1.5 HIPOTESIS	5
1.6 JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	5
1.7 LIMITACIONES.....	6
II. MARCO TEÓRICO	7
2.1 MOLIENDA.....	7
2.1.1 <i>Tipos de molienda</i>	7
2.1.1.1 <i>Molienda en seco</i>	7
2.1.1.2 <i>Molienda húmeda (la más usual)</i>	8
2.2 MOLINO DE BOLAS	8
2.2.1 <i>Características del molino</i>	8
2.2.2 <i>Partes principales del molino</i>	8

2.3	METODOLOGÍA PARA DIMENSIONAMIENTO DE MOLINOS DE BOLAS.....	9
2.3.1	<i>Cálculo del Índice de trabajo (W_i):</i>	13
2.3.2	<i>Velocidad crítica de molino</i>	14
2.3.3	<i>Cálculo de índice de trabajo corregido.</i>	14
2.3.4	<i>Cálculo del consumo de energía específica:</i>	14
2.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	15
2.4.1	<i>Componentes del sistema de transmisión:</i>	15
2.4.2	<i>Motor eléctrico</i>	15
2.4.3	<i>Reductor de velocidad</i>	16
2.4.4	<i>Tipos de reductores</i>	17
2.4.4.1	<i>Procedimiento para selección de reductores</i>	18
2.5	TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS	22
2.5.1	<i>Nomenclatura de dientes de engranaje</i>	22
2.5.2	<i>Relación de transmisión de engranajes rectos</i>	24
2.6	TRANSMISIÓN CON CORREAS O FAJAS Y POLEAS:	25
2.6.1	<i>Fajas</i>	25
2.6.1.1	<i>Clasificación de las fajas</i>	25
2.6.1.2	<i>Clasificación de correas trapezoidales</i>	25
2.6.1.3	<i>Características de las correas trapezoidales</i>	26
2.6.2	<i>Poleas</i>	27
2.6.3	<i>Cálculo de Sistema de Transmisión por Fajas.</i>	29
2.6.3.1	<i>Potencia transmitida</i>	29
2.6.3.2	<i>Selección del tipo de correa</i>	31

2.6.3.1	<i>Relación de transmisión de potencia (R)</i>	31
2.6.3.2	<i>Distancia entre ejes (E)</i>	32
2.6.3.3	<i>Longitud de la correa</i>	32
2.6.3.4	<i>Arco de contacto (A)</i>	32
2.6.3.5	<i>Velocidad lineal de la correa</i>	32
2.6.3.6	<i>Prestación base de faja</i>	33
2.6.3.7	<i>Potencia efectiva por correa</i>	33
2.6.3.8	<i>Cálculo del número de correas</i>	33
2.7	EJES DE TRANSMISIÓN.....	33
2.7.1	<i>Fórmulas de Diseño</i>	33
2.7.2	<i>Límite de resistencia a la fatiga ($S'e$)</i>	34
2.7.3	<i>Factores que modifican límite de resistencia a la fatiga</i>	35
2.7.4	<i>Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (k_f)</i>	37
2.7.5	<i>Sensibilidad a la muesca (q)</i>	37
2.7.6	<i>Acoplamientos</i>	38
2.7.6.1	<i>Carga del Acoplamiento</i>	38
2.7.6.2	<i>Carga de Arranque</i>	39
2.7.6.3	<i>Rango de temperaturas admisibles</i>	39
2.8	SELECCIÓN DE RODAMIENTO.....	42
2.8.1	<i>Cargas en Rodamientos</i>	42
2.8.1.1	<i>Carga Equivalente</i>	42
2.8.1.2	<i>Carga Combinada</i>	42
2.8.1.3	<i>Capacidad de Carga</i>	43

III.	MATERIALES Y METODOS	45
3.1	MATERIALES.....	45
3.2	METODOLOGÍA	45
3.3	TIPO DE INVESTIGACIÓN	45
3.4	DESARROLLO Y CÁLCULOS.....	46
3.4.1	<i>Cálculo de parámetros de operación del sistema de transmisión</i>	<i>46</i>
3.4.2	<i>Cálculo de potencia del sistema de transmisión del molino de bolas</i>	<i>47</i>
3.4.3	<i>Selección de reductor.....</i>	<i>53</i>
3.4.4	<i>Cálculo de sistema de transmisión por engranajes rectos</i>	<i>60</i>
3.4.4.1	<i>Número de dientes del engranaje piñón:.....</i>	<i>60</i>
3.4.4.2	<i>Número de dientes del engrane:.....</i>	<i>60</i>
3.4.5	<i>Diámetro de paso del piñón y engranaje:.....</i>	<i>60</i>
3.4.6	<i>Cálculo del módulo de engrane.....</i>	<i>61</i>
3.4.6.1	<i>Comprobando distancia entre centros:</i>	<i>61</i>
3.4.6.2	<i>Factor de forma:.....</i>	<i>61</i>
3.4.6.3	<i>Calculando carga transmitida (ft):.....</i>	<i>62</i>
3.4.6.4	<i>Carga dinámica para un tallado comercial fs :</i>	<i>62</i>
3.4.6.5	<i>Factor concentración de esfuerzo:</i>	<i>62</i>
3.4.6.6	<i>Cálculo del ancho de cara de diente de engrane (b):</i>	<i>62</i>
3.4.6.7	<i>Cálculo por desgaste (Fd).....</i>	<i>62</i>
3.4.7	<i>Diseño de eje de piñón.....</i>	<i>65</i>
3.4.7.1	<i>Determinación de Factores:.....</i>	<i>66</i>
3.4.7.2	<i>Características del molino de bolas:.....</i>	<i>67</i>

3.4.7.3	<i>Cálculo del torque del engrane piñón.....</i>	67
3.4.7.4	<i>Cálculo de momento flector.....</i>	69
3.4.7.5	<i>Calculando el diámetro del eje por criterio de ASME.....</i>	69
3.4.8	<i>Selección de rodamientos para el eje diseñado.....</i>	70
3.4.8.1	<i>Vida útil de rodamiento.....</i>	71
3.4.8.2	<i>Carga Radial Equivalente P.....</i>	71
3.4.8.3	<i>Capacidad carga dinámica “C” de rodamiento.....</i>	71
3.4.8.4	<i>Selección de Rodamiento.....</i>	72
3.4.8.5	<i>Selección de manguito de fijación.....</i>	73
3.4.8.6	<i>Montaje de rodamiento con manguito de fijación.....</i>	74
3.4.8.7	<i>Selección de soporte chumacera para rodamiento</i>	75
3.4.8.8	<i>Resumen de selección de rodamientos</i>	76
3.5	<i>SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS.....</i>	76
3.6	<i>CÁLCULO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR FAJAS.....</i>	79
3.6.1	<i>Cálculo de potencia transmitida.....</i>	79
3.6.1.1	<i>Resumen de Selección de fajas V de transmisión</i>	85
IV.	RESULTADOS Y DISCUSIONES	86
V.	CONCLUSIONES.....	88
VI.	REFERENCIAS.....	96

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Partes de molino de bola.....	9
Figura 2 Sistema de transmisión de molino de bolas.....	15
Figura 3 Motor eléctrico trifásico	16
Figura 4 Reductores de corona con tornillo sin fin.....	17
Figura 5 Tipos de reductores según montaje	22
Figura 6 Nomenclatura de engranaje	23
Figura 7 Nomenclatura de engranajes rectas	23
Figura 8 Sección de faja en V	25
Figura 9 <i>Flexibilidad de correas dentadas</i>	27
Figura 10 Montaje de faja en polea.....	27
Figura 11 Ajuste de distancia entre poleas.....	29
Figura 12 Transmisión simple por fajas en V	30
Figura 13 Selección de sección tipo de faja.....	31
Figura 14 Distancia entre centros de poleas fajas	32
Figura 15 Limite de resistencia a la fatiga vs resistencia a la tensión de ensayos	35
Figura 16 Tipos de cargas aplicados en rodamientos	43
Figura 17 Sistema de transmisión de molino con fajas	46
Figura 18 Reducción de 02 tapas	53
Figura 19 <i>Molino de bolas con sistema de reductor y engranaje</i>	93
Figura 20 <i>Molino de bolas con sistema de poleas y engranaje</i>	94
Figura 21 <i>Modelo de máquina de molino de bolas realizado en SolidWorks</i>	95

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Conversión de circuito cerrado a circuito abierto	10
Tabla 2 Valores de constante de proporcionalidad	13
Tabla 3 Índice trabajo de Bond	14
Tabla 4 Velocidad critica según diámetro del molino.....	14
Tabla 5 Reductores de engranajes.....	18
Tabla 6 Reductores de ejes paralelos	20
Tabla 7 Secciones de fajas en V estándar	26
Tabla 8 Diámetros de secciones de fajas.....	26
Tabla 9 <i>Diámetro mínimo de poleas.</i>	28
Tabla 10 Factor de servicio K	30
Tabla 11 Limite de resistencia a la fatiga para aceros.....	34
Tabla 12 <i>Factores que modifican a límite de resistencia</i>	36
Tabla 13 Valores de confiabilidad	37
Tabla 14 Factor de servicio Sz de arranque	39
Tabla 15 <i>SB</i> Factor de funcionamiento.....	40
Tabla 16 Torque nominal de acoplamiento TKN.....	41
Tabla 17 Duración nominal para rodamientos de diferentes clases de maquinas.....	44
Tabla 18 Calculo de potencia con valor iterativo.....	50
Tabla 19 Selección de potencia de motor eléctrico de molino.....	52
Tabla 20 Característica para selección de reductor de sistema transmisión	54
Tabla 21 Resumen de seleccion de reductor	59
Tabla 22 Selección de material de piñón y engranaje	61

Tabla 23 <i>Selección de rodamiento</i>	72
Tabla 24 <i>Selección de manguito de fijación</i>	73
Tabla 25 <i>Montaje de rodamiento con manguito de fijación</i>	74
Tabla 26 <i>Selección de soporte de chumacera</i>	75
Tabla 27 <i>Selección de longitud de faja</i>	81
Tabla 28 <i>Selección de factor de corrección de longitud de faja.</i>	82
Tabla 29 <i>Selección de corrección de arco de contacto</i>	83
Tabla 30 <i>Selección de prestación base de faja</i>	84

RESUMEN

La investigación titulada “Rediseño de Sistema de Transmisión de potencia de molino de bolas de 5 Ton/h para tratamiento de mineral del taller multiservicios Dliñan” tiene como finalidad mejorar el sistema de transmisión durante la producción. El presente informe contiene el procedimiento detallado ambientado para el uso en el sector minero. Se hizo uso de tablas y métodos para el cálculo de los diferentes parámetros que implica el diseño, siendo el más referencial, el método de bond, que lo conforman, para entender cómo funciona, posterior a esto, se procedió a emplear la teoría matemática-física y calcular las dimensiones del molino de Diámetro: 1.61 m y Longitud: 3.22 m, considerando los principios de resistencia de materiales para calcular el contra eje siendo de material: acero VCN - AISI 4340 H, de sistema de transmisión, siendo la velocidad crítica del molino de 25 rpm uno de los parámetros principales a la hora de diseñar. Cabe recalcar que hoy en día el uso de molino de bolas en el sector minero, requiere de mayor precisión y confiabilidad en el diseño. Esta investigación permite conocer la potencia de diseño de 125 HP -1780 rpm, y selección de engranajes; Piñón:16 T -2, Engranaje recto (rueda dentada):141T-2 de materiales: Acero ASTM-35 y ASTM-50, haciendo un análisis técnico económico de dos sistemas de transmisión uno con reductor y el otro con sistema de poleas fajas tendrá una capacidad de 5 toneladas por hora a realizar los cálculos para obtener el dimensionamiento geométrico correcto del molino, así como también analizar los materiales a usar los cálculos para todo lo que comprende la transmisión del sistema.

Palabras claves: Molino de bolas, velocidad critica, potencia, sistema de transmisión

ABSTRACT

The research titled “Redesign of the Power Transmission System of a 5 Ton/h ball mill for mineral treatment at the Dliñan multi-service workshop” aims to improve the transmission system during production. This report contains the detailed procedure for the design of a ball mill set for use in the mining sector. Tables and methods were used to calculate the different parameters involved in the design, the most referential being the bond method. Likewise, the respective description of the mechanisms and parts that make it up was made, to understand how it works, After this, the mathematical-physical theory was used and the dimensions of the mill were calculated: Diameter: 1.61 m and Length: 3.22 m, considering the principles of resistance of materials to calculate the countershaft being made of material: VCN STEEL (Reduced For high Torsion) (AISI 4340 H), Yield Limit (S_y): 685 N/mm² of the transmission system, with the critical speed of the mill being 25 rpm one of the main parameters when designing. It should be noted that today the use of ball mills in the mining sector requires greater precision and reliability in the design. This research allows us to know the design power of 125 HP -1780 rpm, and gear selection; Pinion: 16 T -2, Spur gear (cogwheel): 141T-2 of materials: Steel ASTM-35 and ASTM-50, doing an economic technical analysis of two transmission systems, one with a reducer and the other with a belt pulley system. will have a capacity of 5 tons per hour to perform the calculations to obtain the correct geometric sizing of the mill, as well as analyze the materials to use the calculations for everything that comprises its transmission system.

Keywords: Ball mill, critical speed, power, transmision

I. INTRODUCCION

1.1 Antecedentes Internacionales

Arias Garcés & Villacrés Ibarra, (2020) informe trata sobre la Reingeniería en el diseño e implementación de un molino tipo bola para una Industria minera ubicada en Naranjal, donde se modificó algunas partes del molino para mejorar la capacidad de producción en menos horas laborables, diseñando un plan de mantenimiento específico para el molino y realizar el análisis económico del mismo.

Navarro Rivera (2020) en su proyecto segun la primera faena minera que opera tres concentradoras de manera simultánea, logrando procesar más de 400.000 toneladas por día. Uno de los insumos críticos de las concentradoras son las bolas de molienda, las cuales se utilizan en todos los procesos de molienda del mineral. Para el año fiscal 19 se destinó un presupuesto de \$111,5 MUSD en este insumo, pero finalmente se gastó \$93,3 MUSD; lo que representó el 56,1% de la dinámica de gastos en insumos de concentradoras para ese año. El proceso de carguío de bolas de molienda se realiza con una frecuencia diaria y actualmente el área operacional para realizar la reposición de bolas utiliza la tasa de desgaste de bolas; en gramos por toneladas para las bolas de 5,5 en molinos SAG y en kilowatts por toneladas para las bolas 3 en molinos de bolas.

Cajas Pérez (2024) El presente trabajo de integración curricular, titulado " Diseño de un molino de bolas con la finalidad de realizar pruebas de molienda del material mineralizado proveniente de la región sur del Ecuador", se enfoca en el desarrollo de un equipo de laboratorio adecuado para llevar a cabo pruebas de molienda con el material mineralizado de la región. Los objetivos del proyecto comprenden la definición de variables y parámetros pertinentes, la

construcción del molino conforme a estos criterios y la validación de su funcionamiento mediante pruebas con muestras reales. Para la validación del equipo, se llevaron a cabo pruebas en el laboratorio de la universidad UNL, utilizando tres muestras provenientes de distintas localidades (Chinapinza, Torata, Santa Isabel).

Carlos Eduardo (2020) Los objetivos del proyecto comprenden la definición de variables y parámetros pertinentes, la construcción del molino conforme a estos criterios y la validación de su funcionamiento mediante pruebas con muestras reales. Para la validación del equipo, se llevaron a cabo pruebas en el laboratorio de la Universidad Nacional de Loja, utilizando tres muestras provenientes de distintas localidades (Chinapinza, Torata, Santa Isabel), que fueron caracterizadas y se delimitaron sus propiedades índices. Posteriormente, las muestras fueron sometidas a trituración con un tamaño de partícula final (P80) de 3328 micras para realizar pruebas de molienda. En el inicio del proceso de molienda, se pesó el material y se introdujo en el molino de bolas junto con un gradiente determinado y un porcentaje de agua específico.

1.2 Antecedentes nacionales

Inga Chancasanampa, (2021) En su proyecto de investigación del proceso de molienda en una industria minera es importante, forma parte del último proceso de trituración de mineral existiendo diferentes tipos de molino en las industrias como: molino de barras y molino de bolas entre otros. En esta investigación el objetivo es mejorar la baja producción en la unidad minera analizando el molino de bolas del cual depende la cantidad de tonelaje diario por ser un equipo primario, esta área se convirtió en el cuello de botella por la deficiencia de tonelaje por lo cual se realizó un seguimiento eficaz a su disponibilidad. La disponibilidad de un equipo juega un rol

importante en la gestión del mantenimiento, al evaluar sus KPIs dimos con el porcentaje de disponibilidad mecánica y mantenibilidad que manejaba la empresa,

Cucho Chambi, (2024). El presente estudio de investigación se enfoca en mejorar el rendimiento y la eficiencia operativa de un molino de bolas horizontal de 5 Ton/Hr en planta concentradora mediante enfoques de manufactura y selección de materiales. Este proyecto implica un proceso integral de diseño y optimización, que fusiona el cálculo dimensional y la simulación en 3D. Una parte fundamental de este proceso es la aplicación del Índice de Trabajo de Bond, una metodología reconocida en la industria para estimar con precisión la energía necesaria para la molienda de partículas de tamaño específico en un molino de bolas. Para llevar a cabo este proyecto, se ha seleccionado SolidWorks como plataforma principal de modelado, debido a su reputación en el ámbito de la ingeniería y su capacidad para realizar simulaciones detalladas en 3D.

Carbajal Veli, (2024) Se planteó evaluar el impacto de las vibraciones en los modos de falla de difícil detección del molino de bolas de la Cía. Minera Nexa Resources Atacocha S.A.A., en el 2023, con el fin de proporcionar recomendaciones y soluciones para mejorar la detección temprana y la gestión de riesgos en el sistema de molienda. En la metodología, el estudio se plasmó desde un plano descriptivo, no experimental y cuantitativo. Asimismo, se consideró como población a seis molinos de bolas de la Cía. Minera Nexa Resources Atacocha S.A.A., 2023 y como muestra al molino de bolas N.º 02. Se concluyó que existe un impacto negativo a partir de vibraciones anormales, que generan distintos modos de falla; ello conlleva a suscitar futuros planes de detección temprana y gestiones de riesgo en el sistema de molienda de la Cía. Minera Nexa Resources Atacocha S.A.A., en el 2023. Por lo que es importante realizar inspecciones constantes para lograr una mejor eficiencia en cuanto al análisis.

Gálvez De La Sota (2022) En su proyecto aplicado a la industria minera se puede encontrar una gran variedad de equipos que sirven para la disminución del tamaño de los minerales que se extraen del subsuelo. Uno de estos equipos es el molino de bolas que consiste en una superficie cilíndrica de acero que gira entre 4 y 20 revoluciones por minuto con mineral y bolas de acero en su interior. Esta acción produce la reducción del tamaño del mineral, pero también provoca el desgaste de su revestimiento interior. Lo que implica que las compañías programen varios paros al año para su inspección y mantenimiento correctivo. Por lo tanto, el presente trabajo de tesis tiene como objetivo final el diseño de un sistema de medición automático que pueda brindar una aproximación del perfil de desgaste que experimenta el revestimiento interior de los molinos mientras esté en funcionamiento. El sistema se diseña para el caso de un molino de bolas al cual ha sido sometido a un estudio de vibraciones de su carga en la zona de alimentación y descarga. Este cuenta con un sensor embebido en una pieza del revestimiento del molino compuesto principalmente de pistas conductoras.

1.3 Formulación del problema

Los estudios de diseño mecánico que analizan los parámetros operativos de molinos de bolas del nuevo diseño para el sector minero informal tienen limitaciones que plantean las siguientes preguntas:

¿Cómo optimizar el rediseño del sistema de transmisión de potencia en un molino de bolas para procesamiento de minerales de 5 t/h?

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Rediseñar el sistema de transmisión de potencia de molino de bolas de 5 t/h para tratamiento de mineral del taller multiservicios Dliñan

1.4.2 Objetivos Específicos

- a. Determinar los parámetros de operación más importantes para determinar la capacidad efectiva de un molino de bolas de 5 t/h.
- b. Calcular y diseñar los componentes principales de accionamiento del molino de bolas
- c. Análisis técnico económico del rediseño del sistema de transmisión del molino de bolas.

1.5 Hipotesis

El sistema de transmisión de potencia se optimizará mediante un rediseño de sus componentes del molino de bolas de 5 t/h para tratamiento de minerales del taller multiservicios Dliñan

1.6 Justificación del Estudio

Se realizaron análisis teóricos de tensiones de los componentes del sistema, análisis técnico económico y diseño de componentes primarios y auxiliares, los cuales luego serán evaluados mediante análisis de elementos finitos.

La importancia de esta investigación es que cada vez hay más herramientas de diseño que facilitan el aprendizaje práctico. Es por ello que se ofrece el desarrollo de la construcción modular de sistemas de transmisión, donde se realiza la selección de materiales, el diseño de componentes primarios y auxiliares, para luego evaluar la correcta selección y dimensiones con el apoyo de software de diseño.

1.7 Limitaciones

- Se limita el diseño de sistema transmisión del molino, según la norma ASME-B29.1M-1993.
- La investigación no cuestionará la información proporcionada por el fabricante sobre la funcionalidad del dispositivo.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Molienda

El proceso de reducir el tamaño de un material utilizando una variedad de herramientas que se controlan mediante dispositivos que funcionan por impacto, compresión o abrasión hasta el tamaño de partícula final deseado

Durante este proceso de molienda se liberan minerales valiosos que pueden separarse de sus compañeros. Los tamaños pueden variar desde 20 mm F80 (20.000 micras) hasta aprox. Productos de 5 mm (5000 micras) a P80.

La extracción de minerales comienza con la trituración y finaliza con la trituración; Esto es muy importante porque de ello depende la cantidad de minerales valiosos a concentrar y la liberación. En esta etapa, las partes valiosas del corredor deben estar completamente despejadas antes de poder concentrarlas. Las operaciones de molienda generalmente se realizan en las etapas primarias de los molinos de barras y en las etapas secundarias de los molinos de bolas, cuanto más fina sea la molienda, mayor será la tasa de recuperación de valor. Por lo tanto, considerando el costo de la energía, así como el retorno neto en dólares del producto, la molienda óptima es la que proporciona el mayor beneficio.

2.1.1 Tipos de molienda

Se tiene de 2 tipos:

2.1.1.1 *Molienda en seco*

- Genera más finos.
- El desgaste es menor de los revestimientos; forros y bolas

2.1.1.2 Molienda húmeda (la más usual)

2.2 Molino de bolas

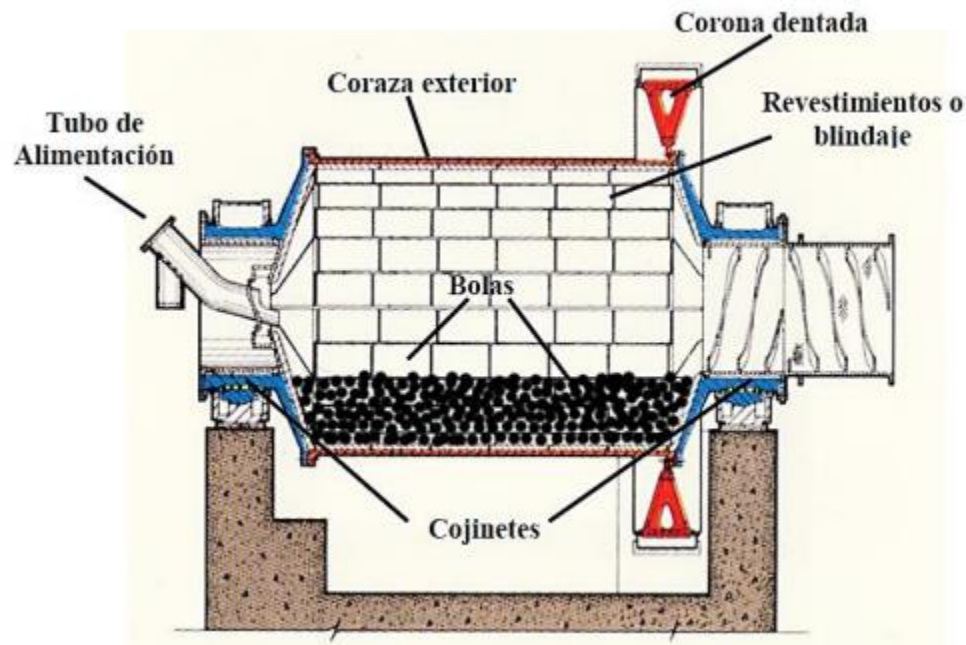
Trabaja por fricción e impacto para reducir de tamaño la materia prima en función de los medios de molienda característico del equipo.

2.2.1 Características del molino

- Son utilizados ampliamente en la industria minera.
- Pueden ser usadas para pulverizar material seco y húmedo.
- Gira a una velocidad originando el choque del material

2.2.2 Partes principales del molino

- Chute de alimentación
- Cojinetes
- Cabezal
- Corona
- Cuerpo de molino
- Transmisión del equipo

Figura 1*Partes de molino de bola*

Nota. Dueñas Reyes & Vladimir Elias (2018)

2.3 Metodología para dimensionamiento de molinos de bolas.

Se tiene las siguientes etapas:

- 1) Calcular W_I del material a través de un test.
- 2) W_I calculado es para molino de bolas tipo descarga por rebalse húmedo y en circuito cerrado.
- 3) Para condiciones de operación estándar establecidas por bond no cumplan, se tendrá en cuenta los factores:
 - f_1 , trabajo en seco
 - f_2 , trabajo en circuito abierto
 - f_3 , Eficiencia según diámetro
 - f_4 , Alimentación gruesa

- f_5 , Molienda de finos, $P_{80} \leq 75 \mu m$
- f_6 , Baja razón de reducción en molino

- a) f_1 : F. Bond estima que la misma área de lijado en húmedo requiere 1,3 veces más potencia que el lijado en seco. Por lo tanto, en esquemas industriales, si es molienda en seco se debe multiplicar WI por 1,3, mientras que si es molienda en húmedo simplemente se debe multiplicar WI por 1, es decir no habrá cambios.
- b) f_2 : Cuando se realiza un rectificado húmedo en un circuito abierto, la cantidad de energía adicional requerida dependerá del grado de control.

Tabla 1.

Conversión de circuito cerrado a circuito abierto

Medida de Control de Producto	Facto f_2
50	1.035
60	1.050
70	1.1
80	1.2
90	1.4
92	1.460
95	1.570
98	1.7

Nota: Austin G., L. & Concha A., F. (1994). "Diseño y Simulación de Circuitos de Molienda y Clasificación"

- c) f_3 : diámetro interno de molino afecta la eficiencia.

Para $D \leq 8$ pies, el factor $f_3 = 1$, en condiciones no estándar, $D \neq 8$ pies.

Se tiene:

$$f_3 = \left(\frac{8}{D}\right)^{0.2} \quad (2.1)$$

D: diámetro interno de molino (pies)

Si $D \geq 12,5$ pies, la eficiencia, $f_3 = 0,914$.

Multiplicar el W_I (base) x f_3 , para $D \neq 8$ pies.

d) f_4 : para material que alimenta el molino es grueso.

$$f_4 = \frac{R_r + (W_I - 7) \frac{F_{80} - F_0}{F_0}}{R_r} \quad (2.2)$$

Donde:

R_r : reducción del 80 % = F_{80}/P_{80}

F_{80} : tamaño 80 % de alimentación (μm)

P_{80} : tamaño 80 % del producto (μm)

W_I : Work Index del material (KWh/ton. corta)

F_0 : tamaño óptimo de alimentación (μm)

$$f_0 = 4000 * \sqrt{\frac{13}{W_I}} \quad (2.3)$$

e) f_5 : Cuando hay una sobre molienda de finos, es decir, el tamaño 80% se aplica f_5

de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$f_5 = \frac{P_{80} + 10.3}{1.145 * P_{80}} \quad (2.4)$$

f) f_6 : la reducción de molino es baja < 6 , se aplica el factor f_6 ;

$$f_6 = \frac{20(R_r - 1.35) + 2.60}{20(R_r - 1.35)} \quad (2.5)$$

4) El valor W_I (corregido) dado por la siguiente expresión:

$$W_I(corr) = W_I(base) * f_1 * f_2 * f_3 * f_4 * f_5 * f_6 \quad (2.6)$$

Donde: $W_I(corr)$: corregido de W_I (kwh/ton. corta)

- 5) La energía específica consumida en la molienda, desde un tamaño 80%, F_{80} hasta tamaño de 80%:

$$W = W_I(corr) * \left(\frac{10}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{10}{\sqrt{F_{80}}} \right) \quad (2.7)$$

$$W_I(corr) = \text{valor corregido de } W_I(\text{kwh/ton. corta}) \quad (2.8)$$

- 6) Cálculo de la potencia mecánica requerida

$$P_M = W(\text{kwh/ton. corta}) * C(\text{ton. cortas/h}) \quad (2.9)$$

O bien:

$$P_M(HP) = 1.341 * P_M(kw) \quad (2.10)$$

- 7) Cálculo la potencia eléctrica requerida

Si normalmente $\eta=95\%$

$$P_E(KW) = \frac{P_M(KW)}{0.95} \quad (2.11)$$

$$P_E(HP) = \frac{P_M(HP)}{0.95} \quad (2.12)$$

- 8) Si $P_E(HP)$, para calcular las medidas del molino de bolas.

$$D = \left[\frac{P_E(HP)}{K_B * (\%V_P)^{0.461} * (\%C_S)^{1.505} * \frac{L}{D}} \right]^{\frac{1}{3.5}} \quad (2.13)$$

Si $D > 20$ pies, utilizar más de un molino, y recalcular el diámetro D

Tabla 2

Valores de constante de proporcionalidad

Tipo de molino de bolas	K_B
Rebalse, material húmedo	$4,365.10^{-5}$
Material húmedo	$4,912 .10^{-5}$
Material seco	$5,456 .10^{-5}$

Nota: Austin G., L. & Concha A., F. (1994). "Diseño y Simulación de Circuitos de Molienda y Clasificación

- 9) Obtenido el valor D, la relación de largo interno (L/D), cuando $D \neq 8$ pies, recalcular.

$$f_3 = \left(\frac{8}{D}\right)^{0.2},$$

Mediante un proceso de cálculo iterativo, repetir las veces necesarias.

- 10) Con los valores obtenidos de L y D, se tomará de catálogo L y D recomendados de fabricante.

2.3.1 Cálculo del Índice de trabajo (W_i):

Se elige según tabla presentada el índice, donde se selecciona el índice referente a mineral de oro, cuyo valor es:

$$W_i = 16.31 \frac{KW.h}{ton.c} \quad (2.14)$$

Tabla 3

Índice trabajo de Bond

Material	Kwh/ton.c	Material	W_i (KWh/ton.c)
Todos materiales	15.19	Vidrio	3.3
Barita	6.86	Mineral oro	16.31
Basalto	22.45	Granito	15.8
Arcilla	7.81	Caliza	12.7
Carbón mineral	12.51		

Fuente: Prat (2010)

2.3.2 Velocidad crítica de molino**Tabla 4**

Velocidad critica según diámetro del molino

Sistema Métrico	Sistema Ingles
$N_c = \frac{42.2}{\sqrt{D}}$	$N_c = \frac{76.6}{\sqrt{D}}$

Nota. Alcantara Valladares (2008)

2.3.3 Cálculo de índice de trabajo corregido.

Simplemente se debe multiplicar el índice de trabajo base por los factores de corrección:

$$W_{i_corr} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot W_i \quad (2.15)$$

2.3.4 Cálculo del consumo de energía específica:

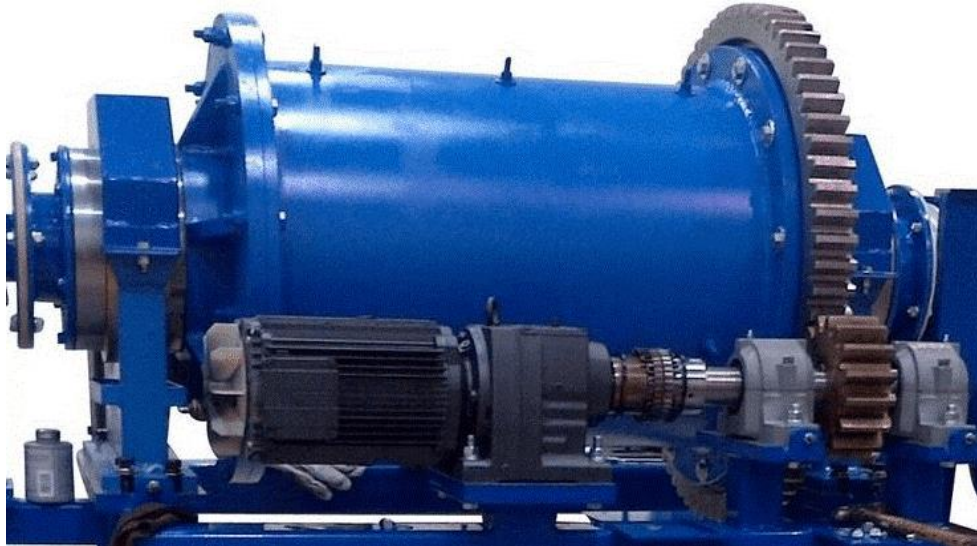
$$W = W_{i_corr} \left(\frac{10}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{10}{\sqrt{F_{80}}} \right) \quad (2.16)$$

2.4 Sistema de Transmisión de Potencia

Para transferir potencia de una fuente de energía a otro dispositivo o máquina, se requiere un mecanismo que consta de varios componentes llamado sistema de transmisión de energía.

Figura 2

Sistema de transmisión de molino de bolas



Nota. <https://www.911metallurgist.com/metalurgia/molino-de-bolas/de> (911Metallurgist, s.f.)

2.4.1 Componentes del sistema de transmisión:

- a) Motor eléctrico
- b) Reductor de velocidad
- c) Engranaje motriz
- d) Cremallera

2.4.2 Motor eléctrico

Siguiendo la norma europea UNE-EN 60529 sobre grados de protección, que equivale a la norma internacional de la International Electrotechnical Commission (IEC) 60529, los motores eléctricos están catalogados según distintos grados de protección IP.

Los motores eléctricos con grado de protección IP 55 son motores cerrados y son los más recomendados para la industria minera.

Figura 3

Motor eléctrico trifásico



Nota. Catalogo de motores trifasicos WEG (2014)

2.4.3 Reductor de velocidad

Los reductores de velocidad están presentes prácticamente en cualquier máquina, estos dispositivos mecánicos se utilizan principalmente para multiplicar el par de torsión de una fuente de alimentación y así incrementar su capacidad de trabajo.

a) Características para uso industrial

- Potencia, velocidad, frecuencia y tensión.
- Ambiente de trabajo, grado de protección, corrosión y temperatura,
- Velocidad de entrada y salida de reductor.

b) Características de operación

- Trabajo horas/día.

- Carga aplicada: uniforme, con choque, continua, discontinua.
- Acople del motor - reductor: directa, acoplamiento, correa.

c) Factor de potencia

La energía requerida de equipo accionada, multiplicarse por factor de servicio.

2.4.4 Tipos de reductores

a) Corona tornillo sin fin

Figura 4

Reductores de corona con tornillo sin fin



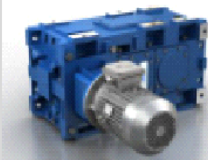
Nota: <https://www.roydisa.es/archivos/3356>

b) De engranajes

Según la posición de los engranajes de entrada y de salida.

Tabla 5

Reductores de engranajes

Posición de Eje	Descripción	Imagen
Reductor coaxial	Donde la posición los engranajes de entrada de salida están alineados, se utilizan cuando se requiere transmitir el movimiento de un eje a otro paralelo y cercano. Son utilizados con éxito en numerosos sectores, desde el sector alimentario, industria fotovoltaica y sistemas de compuertas, a todas las aplicaciones de potencia fraccionada o mediana.	
Reductor ortogonales	Con engranajes ortogonales, los ejes están posicionados formando un ángulo de 90°. Los podemos encontrar en aquellas aplicaciones donde el reductor sin fin corona no puede dar el factor de servicio deseado, como por ejemplo ciertas cintas transportadoras donde la carga a transportar requieren un mayor esfuerzo, industria eléctrica, construcción, etc.	
Reductor de ejes paralelos	Reductor ortogonal con entrada y salida paralelas. Son reductores que se sirven de los motores para realizar la reducción de velocidad óptima, el eje del motor y del reductor están en planos paralelos.	
Reductores pendulares	El eje de salida va en trayectoria pendular a la entrada. Motorización de cintas transportadoras, así como para sistemas rotativos tipo elevadores de husillo, mezcladores, trituradores y todas aquellas máquinas donde sea posible un montaje pendular y donde sea necesaria la transmisión por correa entre motor y reductor.	
Reductores de velocidad planetarios	El reductor planetario está compuesto por tres elementos: un engranaje central y múltiples engranajes denominados satélites o planetas situados alrededor del eje central (de aquí la denominación de reductor planetario) y una corona interna. El eje de entrada se encuentra conectado con el engranaje central, el cual transmite movimiento rotacional a los engranajes planetarios, estos a la vez rotan sobre la corona interna del reductor, transmitiendo movimiento al eje de salida del reductor.	

Nota: <https://www.roydisa.es/archivos/3356>

2.4.4.1 Procedimiento para selección de reductores

Paso 01: parámetros de ingreso

- Potencia (Pm).
- Rpm (N).

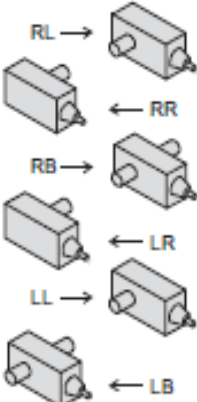
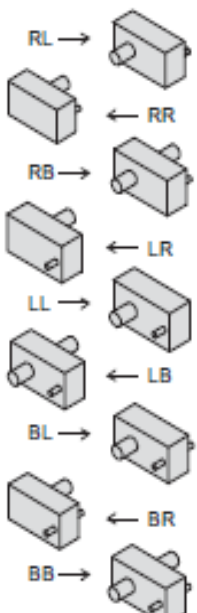
- Relación de transmisión (n).
- Aplicación (Molino, Agitador, etc.)
- Horas de operación por día
- Temperatura Ambiente.
- Posición de montaje
- Condiciones ambientales de trabajo (polvo, humedad, acido, etc.)
- Tipos de conexión en alta y baja velocidad (acople elastómero, hidráulico sprocket, engrane)
- OHL (carga en voladizo)

Paso 02: Selección de reductor

Seleccionar el más adecuado según la necesidad usando tabla 6.

Tabla 6

Reductores de ejes paralelos

Mounting for Upright	Shaft Arrangement	Slow Speed Shaft	Option	Nominal Ratio	
		 Solid Shaft	 Without option	Right Angle Shaft	
				6.3	56
				7.1	63
				8	71
				9	80
				10	90
				11.2	100
				12.5	112
				14	125
				16	140
		 Hollow Shaft (Shrink Disk Type)	 F		
				18	160
				20	180
				22.4	200
				25	224
				28	250
				31.5	280
				35.5	315
				40	355
				45	400
 Wall Mount (Upright Mounting)		 Hollow Shaft (Key Type)	 B	Parallel Shaft	
				6.3	56
				7.1	63
				8	71
				9	80
				10	90
				11.2	100
				12.5	112
				14	125
				16	140
		 K	 FB		
				18	160
				20	180
				22.4	200
				25	224
				28	250
				31.5	280
				35.5	315
				40	355
				45	400
			 With fan & backstop		
				50	450
				50	500

Nota: Tomado de Sumitomo Drive Technologies, Paramax 9000. (2020).

Paso 03: Factor servicio (FS)

- a) horas de trabajo de motor y tipo de Carga (Anexo A.2).
- b) Según horas de trabajo del equipo, para ello aplica, factor de servicio.

Paso 04: Potencia Equivalente (PE)

$$PE = Pm * FS \quad (2.17)$$

PE: Potencia equivalente.

Pm: Potencia de motor.

FS: Factor de seguridad.

Paso 05: Tamaño del Reductor

Ratio de reducción y potencia equivalente, (Anexo A.5) seleccionamos el tamaño del reductor, la potencia seleccionada $\geq$ potencia equivalente.

Paso 06: Capacidad térmica equivalente

Se considera si el Reductor debe tener ventilación forzada.

$$PT = Pt * Ta \quad (2.18)$$

PT: Capacidad térmica equivalente.

Pt: Capacidad térmica de reductor

Ta: Corrección de temperatura.

Paso 07: Carga en Voladizo (OHL)

Es importante cuando están montados piñón, polea, engranaje, ejercen cargas radiales y axiales sobre el eje del reductor.

- Cf, Conexión de carga
- Fr, carga radial
- Fx, carga axial

$$Fre = Fr * FS * Cf \quad (2.19)$$

Carga Axial Equivalente (Fxe)

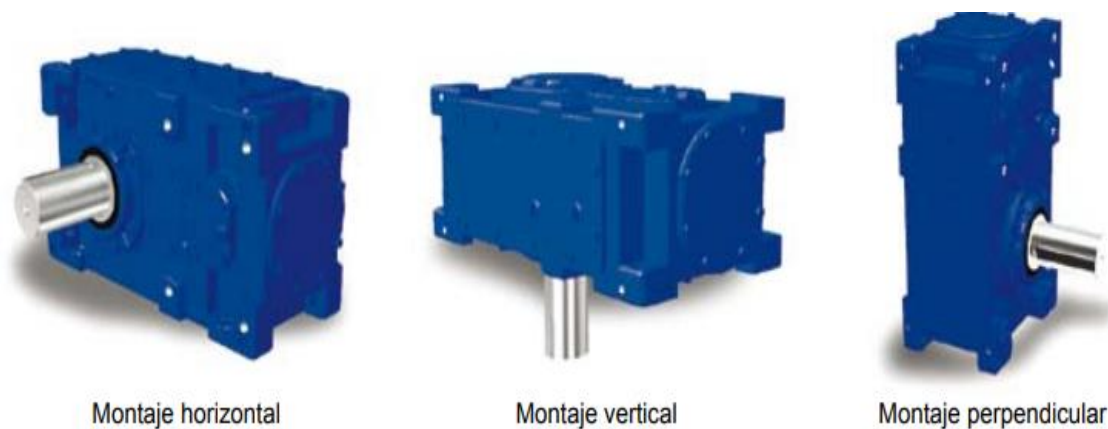
$$Fxe = Fx * FS * Cf \quad (2.20)$$

Verificar si

$$\frac{Fre}{Fra} + \frac{Fxe}{Fxa} \leq 1 \quad (2.21)$$

Figura 5

Tipos de reductores según montaje



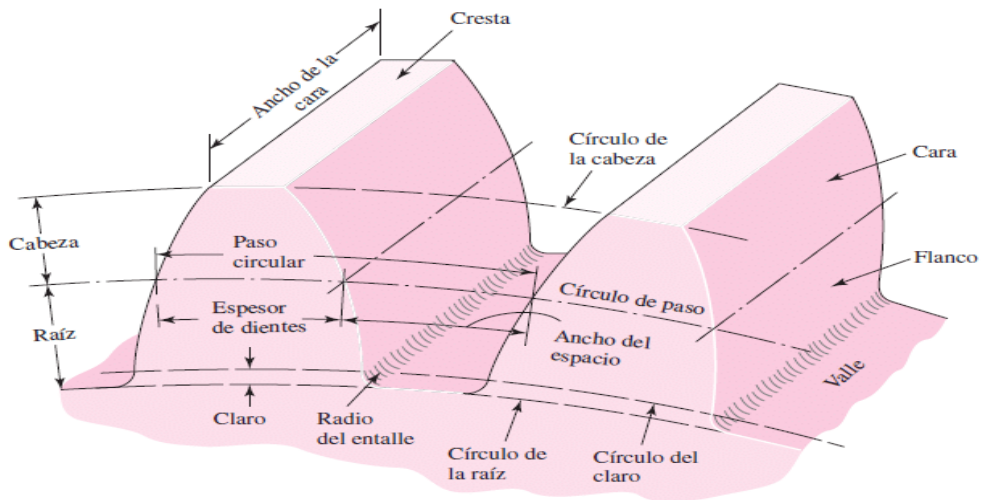
Nota. Reductor Paramax (2019), <https://latam.sumitomodrive.com/es-419/product/paramax>

2.5 Transmisión por engranajes de dientes rectos

2.5.1 Nomenclatura de dientes de engranaje

Figura 6

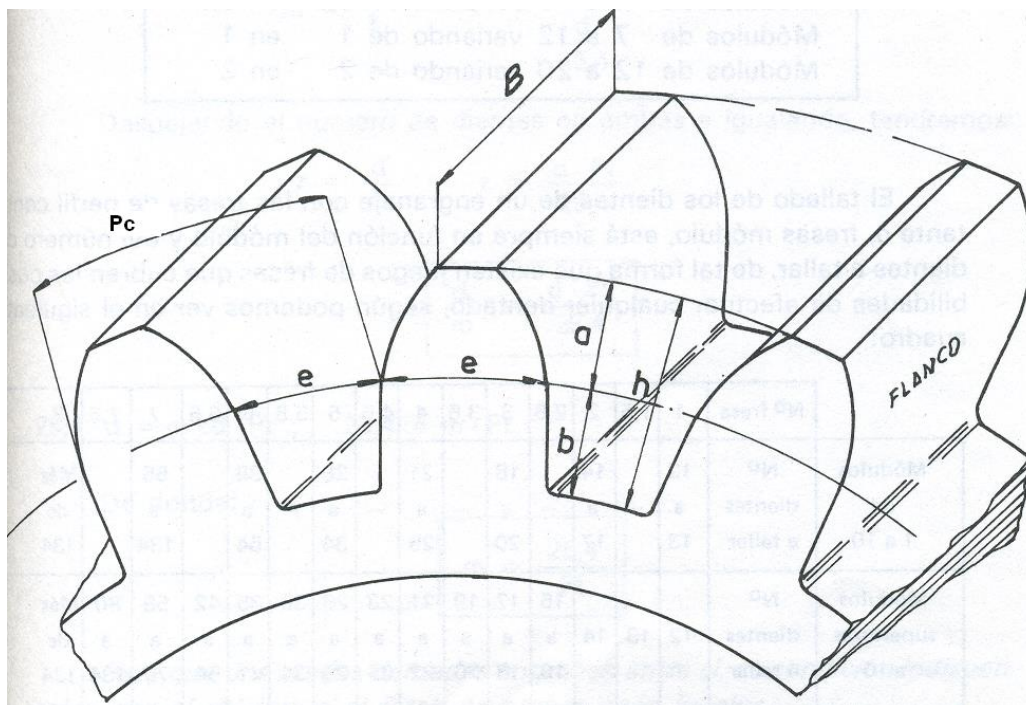
Nomenclatura de engranaje



Nota. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, por Budynas & Nisbett (2008)

Figura 7

Nomenclatura de engranajes rectas



Nota. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, por Budynas & Nisbett (2008)

2.5.2 Relación de transmisión de engranajes rectos

$$P = \frac{Z}{d} \quad D_o = z. m \quad (2.22)$$

$$m = \frac{d}{Z} \quad D_e = D_o + 2m$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad D_i = D_e - 2.h$$

$$p \times P = \pi \quad h = 2,1677.m$$

$$h_f = 1,167.m \quad h_k = m$$

$$s = e = \frac{P}{2} = \frac{\pi}{2}.m \quad B = (10 \text{ a } 15). m$$

P: Paso diametral

Z : Número de dientes

D : Diámetro paso (plg)

m: Módulo, (mm)

p: Paso circular

D_o : Diámetro primitivo

D_o : Diámetro exterior

D_i : Diámetro interior

h: Altura del diente

h_k = Altura de cabeza de diente

h_f = Altura de pié de diente

e = espesor del diente

B = ancho del diente

2.6 Transmisión con correas o fajas y poleas:

2.6.1 Fajas

Elementos de transmisión flexible, que se adaptan a las poleas con ejes.

2.6.1.1 Clasificación de las fajas

a) Correas planas.

En desuso y sustituidas por las trapezoidales, alcanza < 5 m/s.

b) Correas trapezoidales

Tienen amplia aplicación en la industria.

2.6.1.2 Clasificación de correas trapezoidales

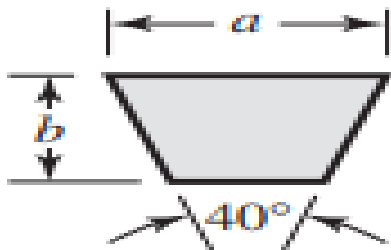
Según norma ISO:

a) Secciones Z, A, B, C, D y E.

b) Secciones SPZ, SPA, SPB Y SPC.

Figura 8

Sección de faja en V



Nota. Shigley (2008)

donde,

a: Ancho de cara superior

b: Altura o espesor

Tabla 7

Secciones de fajas en V estándar

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Nota. Budynas & Nisbett (2008)

Tabla 8

Diámetros de secciones de fajas

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Nota. Budynas & Nisbett (2012), Diseño de ingeniería mecánica de Shigley

2.6.1.3 Características de las correas trapezoidales

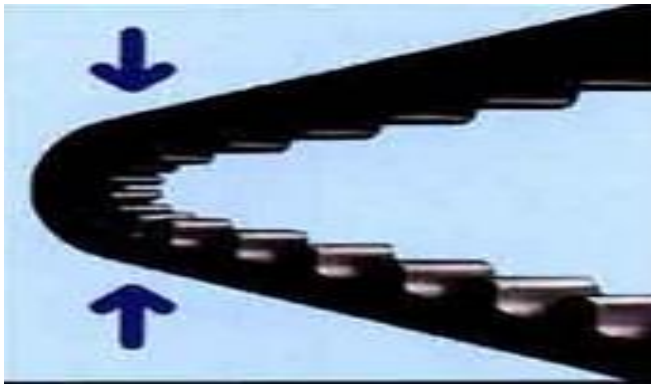
- Grandes relaciones de velocidad hasta 1:20, lo que permite utilizar motores eléctricos
- Silencioso, ventaja bien apreciable en muchos casos.
- Resistencia a la humedad, al polvo, y acidas.
- Rendimiento máximo de 98 - 99%
- Las fajas en "V" no deben trabajar a velocidades superiores de 30 m/s.

c) Fajas dentadas o síncronas

Para elevados regímenes de potencia, transmisiones compactas

Figura 9

Flexibilidad de correas dentadas



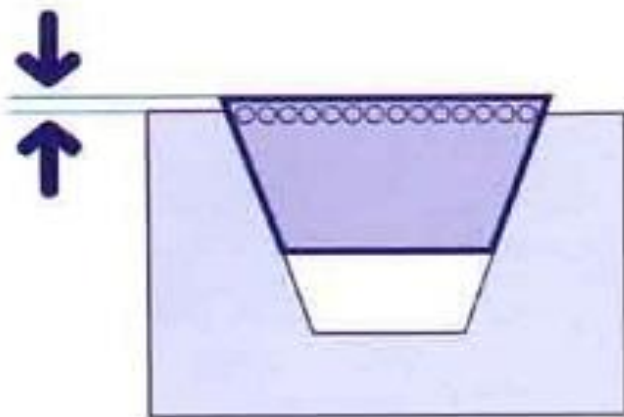
Nota. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

2.6.2 Poleas

Influyen considerablemente en la eficiencia de transmisión y la vida útil de la faja.

Figura 10

Montaje de faja en polea



Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

❖ Diámetro mínimo de poleas

Tabla 9*Diámetro mínimo de poleas.*

Diámetro polea (mm)	Z	A	B	C	D	E
60	V					
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	V				
80	R	V				
90	V	R				
95		V				
100	R	R				
106		V				
112	V	R	V			
118		V	V			
125	R	R	V			
132		V	V			
140	V	R	R			
150	V	V	V			
160	R	R	R			
170			V			
180	V	R	R	V		
200	R	R	R	R		
212				V		
224	V	V	V	R		
236				V		
250	V	R	R	R		
265				V		
280		V	V	R		
300		V	V	V		
315		R	R	R		
355		V	V	V	R	
375			V	V	V	

Nota. <https://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn206.html>

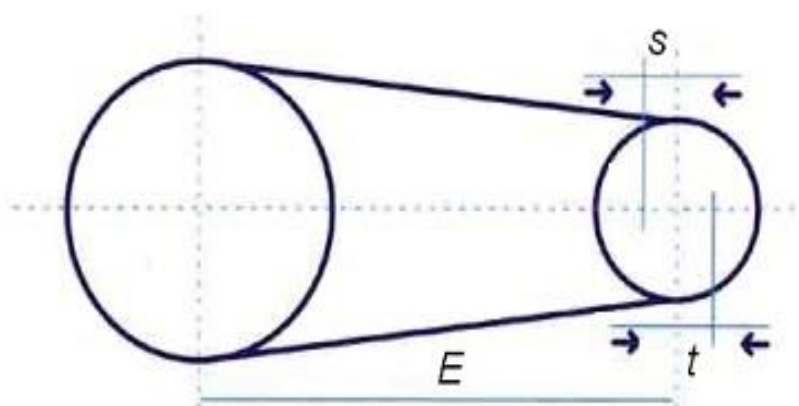
siendo,

V: válido de polea;

R: recomendado diámetro de polea

Figura 11

Ajuste de distancia entre poleas



Nota. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

2.6.3 Cálculo de Sistema de Transmisión por Fajas.

2.6.3.1 Potencia transmitida

La potencia (P) que transmite el motor, este valor se afecta por un coeficiente corrección, como:

- Tipo motor motriz
- Máquina conducida
- Trabajo por día (h)

❖ La potencia corregida (Pc)

$$P_c = P \times K \quad (2.23)$$

Pc: Potencia corregida

P: Potencia transmitida

K: Factor de corrección de potencia

Figura 12

Transmisión simple por fajas en V



Nota. Catalogo de fajas, Optibelt (2017)

Tabla 10

Factor de servicio K

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsos (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

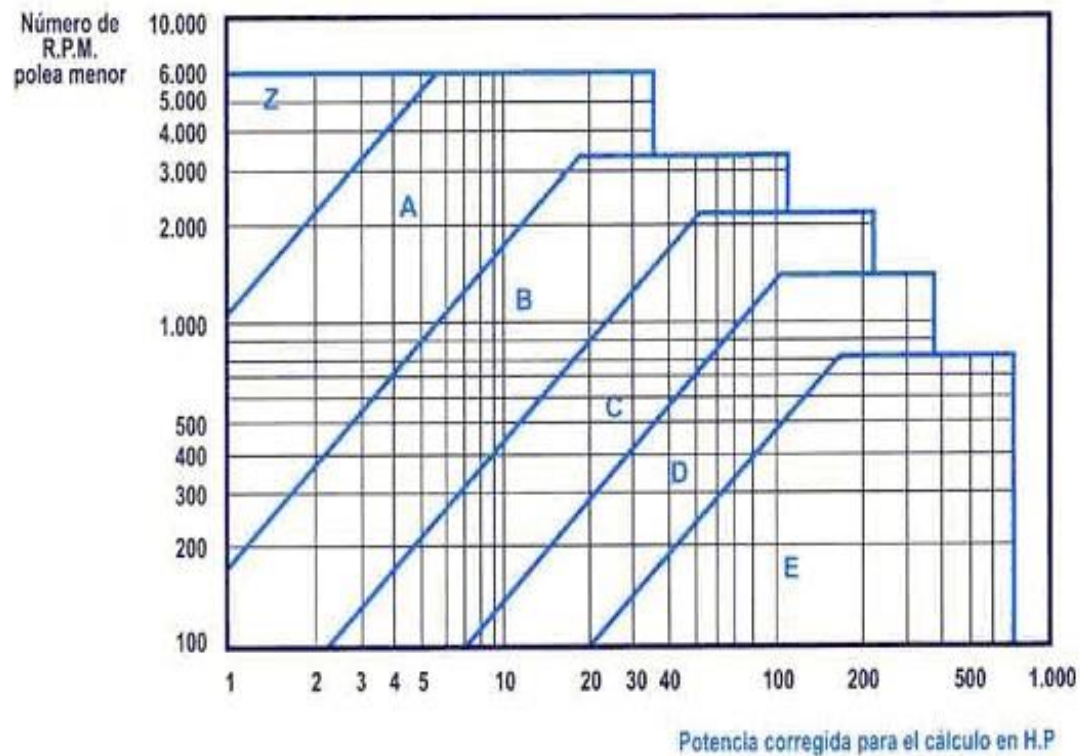
Nota. Catalogo de fajas, Optibelt (2017)

2.6.3.2 Selección del tipo de correa

Se selecciona de acuerdo a potencia a transmitir y rpm de polea menor.

Figura 13

Selección de sección tipo de faja



Nota. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

2.6.3.1 Relación de transmisión de potencia (R)

$$R = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} \quad (2.24)$$

R Relación de transmisión;

N rpm entrada;

n rpm salida;

D diámetro, polea mayor;

d diámetro, polea menor.

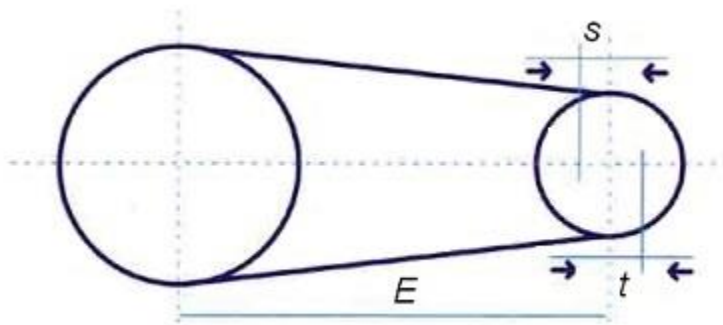
$$D = R \cdot d$$

Se comprueba y se elige el mayor mínimo requerido

2.6.3.2 Distancia entre ejes (E)

Figura 14

Distancia entre centros de poleas fajas



Nota. Correas de transmisión diseño y cálculo, Ingemecanica (2019)

❖ Si relación R está entre 1 y 3:

$$E \geq \frac{(R+1) \cdot d}{2} + d \quad (2.25)$$

Si $R \geq 3$:

Para este caso $E \geq D$

2.6.3.3 Longitud de la correa

$$L_P = 2E + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4E} \quad (2.26)$$

2.6.3.4 Arco de contacto (A)

$$A = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E} \quad (2.27)$$

2.6.3.5 Velocidad lineal de la correa

$$V_t = \frac{\pi * d * N}{60 * 1000} \quad (2.28)$$

donde,

V_t velocidad lineal (m/s)

2.6.3.6 Prestación base de faja

La prestación base (P_b) que transmite una correa, están en tablas según fabricante

2.6.3.7 Potencia efectiva por correa

La potencia efectiva por correa (P_e) se calcula a partir de la potencia base (P_b) afectada de los coeficientes correctores por longitud de correa (F_{cl}) y por arco de contacto (F_{cA})

$$P_e = P_b \times F_{cl} \times F_{cA}$$

2.6.3.8 Cálculo del número de correas

$$N^o \text{ de correas} = \frac{P_c}{P_e} \quad (2.29)$$

2.7 Ejes de Transmisión

Para diseño de ejes de transmisión se aplica **Norma ANSI/ASME B106.1M-1985**.

Los factores de modificación de la fatiga para corregir pulido y muescas según de factores de servicio: *Estado de la superficie, el tamaño, la confiabilidad, la temperatura, el ciclo de trabajo, el estrés por fatiga, la concentración y efectos diversos.*

2.7.1 Fórmulas de Diseño

Para el análisis de árboles de sección circular sólida y esté sometida sólo a un par de torsión y a un momento flector constantes, se puede utilizar la norma ANSI/ASME B106.1M

Para ejes solidos;

$$d = \sqrt[3]{(32FS/\pi) \sqrt{\left(\frac{K_f M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (2.30)$$

Donde el límite de resistencia corregido del eje es:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_g * S'_e \quad (2.31)$$

S'_e límite de fatiga no corregido del material del eje obtenido a partir de probetas de ejes giratorios. Para S'_e , Anexo 04.

Para Ejes Huecos;

$$d = \left(\frac{1}{\sqrt[3]{1-K^4}}\right) * \sqrt[3]{\left(\frac{32FS}{\pi}\right) * \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (2.32)$$

Relación de eje hueco:

$$K = d_i/d$$

2.7.2 Límite de resistencia a la fatiga (S'_e)

Figura 14, se estimará límite de resistencia a la fatiga para aceros

Tabla 11

Límite de resistencia a la fatiga para aceros

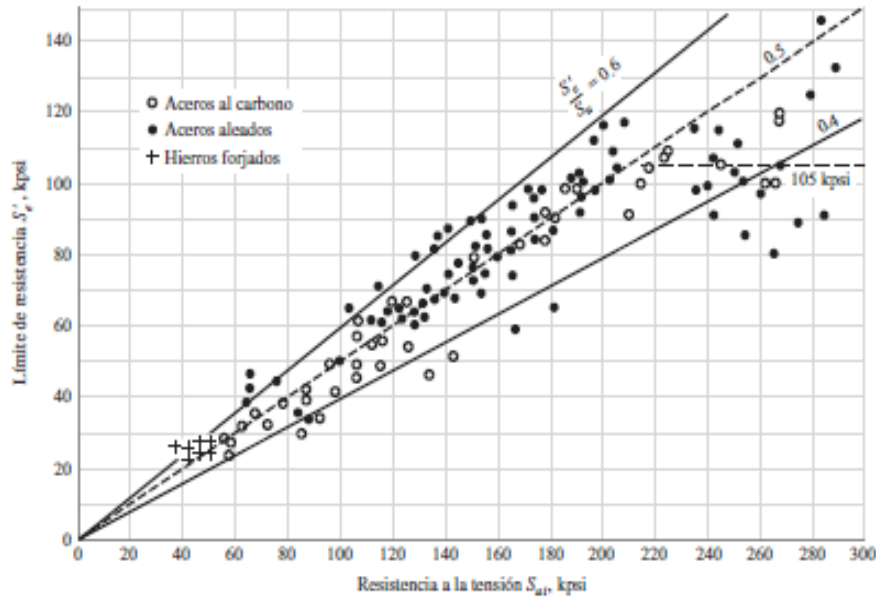
$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} ; & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} ; & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ kpsi} & > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde.

S_{ut} ; resistencia a la tensión mínima

Figura 15

Límite de resistencia a la fatiga vs resistencia a la tensión de ensayos



Nota. Budynas & Nisbett (2008)

2.7.3 Factores que modifican límite de resistencia a la fatiga

- Material: Estructura.
- Manufactura: Tratamiento térmico, mecanizado, acabado superficial.
- Ambiente: Corrosión, temperatura.
- Diseño: Medidas, velocidad, esfuerzos concentrados, rozamiento,

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga, considerar, la ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Dónde:

k_a : Factor que modifica condición superficial.

k_b : Factor que modifica el tamaño.

k_c : Modificación de carga.

k_d : Cambio de temperatura.

k_e : Confiabilidad.

k_f : Modificación de efectos varios.

S_e' : Límite resistencia a fatiga en probeta.

S_e : Límite resistencia a fatiga crítica de máquina.

➤ **Factor de superficie k_a**

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.33)$$

Dónde S_{ut} ; resistencia mínima a tensión, valores a y b según tipo de acabado superficial.

Tabla 12

Factores que modifican a límite de resistencia

➤ **Factor de tamaño k_b**

Para flexión y torsión puede expresarse:

$$k_b = \begin{cases} 0.11d^{-0.107}; & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157}; & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.24^{-0.17}; & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157}; & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para una sección hueca o sólida, se calculará el diámetro efectivo según:

$$d_e = 0.370d \quad (2.34)$$

➤ **Factor de modificación de carga k_c .**

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

➤ **Factor de temperatura k_d .**

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4.$$

donde $70 \leq T_F \leq 1\,000^\circ\text{F}$.

➤ **Factor de confiabilidad k_e**

$$k_e = 1 - 0.08z_a$$

Tabla 13

Valores de confiabilidad

Confiabilidad	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702

Nota. Budynas & Nisbett (2008), Diseño de ingeniería mecánica de Shigley

2.7.4 Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (k_f)

$$k_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.35)$$

La sensibilidad a la muesca “q” de materiales se utiliza para relacionar el factor de reducción de resistencia a la fatiga k_f con el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático) K_t .

2.7.5 Sensibilidad a la muesca (q)

En ejes rotatorios donde existen cambios de sección se presentan la distribución del esfuerzo haciendo que estas localicen en una sola área.

$$\sigma_{max} = k_f \cdot \sigma_0$$

la sensibilidad a la muesca queda definida por:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (2.36)$$

Con valores experimentales limitados, pero hay algunos disponibles para el acero y el aluminio

La ecuación de Neuber:

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.37)$$

Donde:

$\sqrt{a}$; constante de Neuber, constante del material

r; radio de muesca.

2.7.6 Acoplamientos

Tiene que estar dimensionado de manera que la cargada permitida exceda durante el funcionamiento.

2.7.6.1 Carga del Acoplamiento

Se tienen las siguientes relaciones

$$TKN \geq TNS$$

$$TNS = TN * SZ * SB$$

$$TN(Nm) = 9550 * \frac{Pd}{n}$$

Donde:

TKN: Par nominal de acoplamiento.

TN: Par de transmisión.

TNS: Torque según valores de funcionamiento.

Sz: Factor de arranque.

SB: Factor de Funcionamiento

2.7.6.2 *Carga de Arranque*

El torque de arranque admisible no debe exceder dos veces torque nominal de acoplamiento.

2.7.6.3 *Rango de temperaturas admisibles*

El rango de temperatura - 20 °C a 80 °C.

Tabla 14

Factor de servicio Sz de arranque

Frecuencia de arranque/h	10	25	50
Sz	1,0	1,2	1,4

Nota: Catálogo de Acoplamientos de Dientes, GEAREX, (2008).

Tabla 15

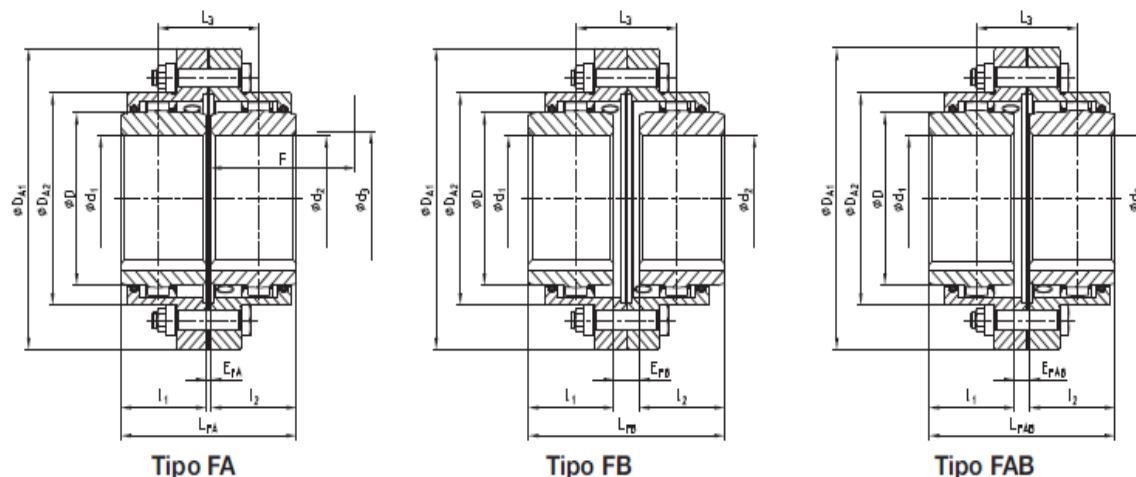
S_B Factor de funcionamiento

Clase de carga	Características de funcionamiento	Máquinas	Factor de funcionamiento
Suave	Funcionamiento permanente sin sobrecarga o golpes de carga. Baja frecuencia de conexión.	• Generadores eléctricos • Bombas radiales • Ventiladores ligeros	1,00
Ligera	Funcionamiento constante con pequeña sobrecarga y con golpe de cargas muy poco frecuentes y cortos.	• Compresores radiales • Bombas de pistones • Grandes ventiladores (funcionamiento con cargas pesadas) • Mezcladores de líquidos • Mezcladores de sólidos • Maquinaria textil • Máquina herramienta • Cintas transportadoras • Elevadores	1,25
Medía	Funcionamiento intermitente con pequeños choques y sobrecargas medias.	• Compresores de piston, grúas • Bobinado de motores, calandras de caucho y nylon • Calandras • Transmisión de laminadores • Tren de laminación en frío no reversible	1,50
Pesadas	Funcionamiento con cargas elevadas y frecuentes picos. Carga frecuente reversible. Alto grado de seguridad.	• Grúas Puente para la industria de acero • Mezcladores de caucho y nylon • Grúas (funcionamiento con carga pesada) • Rectificadoras de Madera, transmisión marina • Equipos para transporte de personas • Ventiladores de minería • Mesas de rodillos • Trenes de laminación en frío no reversibles • Trenes de laminación en frío reversibles • Tren de laminación en caliente	2,00
Muy pesada	Carga extrema y sobrecargas con frecuentes y bruscos cambios de giro.	• Transmisión de laminadores reversibles • Funcionamiento con carga pesada en la industria del acero • Máquinas de corte • Rectificadoras • Sierras y cortadores • Machacadoras	2,50

Nota: Catálogo de Acoplamientos de dientes, GEAREX, (2008).

Tabla 16

Torque nominal de acoplamiento TKN



Tamaño	Agujero máx. d ₁ , d ₂	Dimensiones [mm]													Cantidad de grasa 2) [dm³]
		l ₁ , l ₂	E _{FA}	E _{FB}	E _{FAB}	L _{FA}	L _{FB}	L _{FAB}	L ₃	D	D _{A1}	D _{A2}	F 1)	d ₃ 1)	
10	50	43	3	21	12	89	107	98	55	67	111	83	74	52	0,02
15	64	50	3	15	9	103	115	109	59	87	152	107	84	68	0,04
20	80	62	3	31	17	127	155	141	79	108	178	129,5	104	85	0,08
25	98	76	5	29	17	157	181	169	93	130	213	156	123	110	0,12
30	112	90	5	33	19	185	213	199	109	153	240	181	148	130	0,18
35	133	105	6	40	21,5	216	250	233	128	180	280	211	172	150	0,22
40	158	120	6	42	24	246	282	264	144	214	318	249,5	192	175	0,35
45	172	135	8	50	29	278	320	299	164	233	347	274	216	190	0,45
50	192	150	8	56	32	308	356	332	182	260	390	307	241	220	0,70
55	210	175	8	70	39	358	420	389	214	283	425,5	332,5	275	250	0,90
60	232	190	8	84	46	388	464	426	236	312	457	364	316	265	1,15
70	276	220	10	76	43	450	516	483	263	371	527	423,5	360	300	1,50

1) Espacio requerido para alinear el acoplamiento o cambiar el reten, respectivamente.

2) Cantidad de grasa por medio acoplamiento

Tamaño	Par [Nm]		Vel. máx. [1/min]	Peso con agujero máx. Ø [kg]			Momento de inercia J con agujero máx. Ø [kgm ²]	Tornillos (10.9)		
	T_{KN}	$T_{Kmax.}$		Casquillo	Mangón	Total		z	M	T_A [Nm]
10	930	1860	8500	0,748	0,553	2,73	0,00436	6	M6	15
15	2000	4000	7700	1,878	1,119	6,38	0,01894	8	M8	36
20	3500	7000	6900	2,602	2,089	9,94	0,04000	6	M10	72
25	6500	13000	6200	4,432	3,564	16,83	0,09749	6	M12	125
30	10000	20000	5800	5,829	6,184	25,21	0,18080	8	M12	125
35	17000	34000	5100	9,705	9,868	41,25	0,41419	8	M14	200
40	28500	57000	4500	11,883	16,065	58,14	0,75535	8	M14	200
45	37000	74000	4000	15,724	21,419	77,08	1,17590	10	M14	200
50	51000	102000	3750	25,661	29,594	114,40	2,24991	8	M18	430
55	65000	130000	3550	31,522	40,304	150,41	3,45102	14	M18	430
60	85000	170000	3400	32,822	52,960	177,44	4,16734	14	M18	430
70	135000	270000	3200	43,521	85,768	268,20	9,32429	16	M20	610

Nota: Catálogo de Acoplamientos de Dientes, GEAREX, (2008).

2.8 Selección de Rodamiento

Los rodamientos tienen características particulares según ciertas aplicaciones de acuerdo al trabajo.

2.8.1 Cargas en Rodamientos

2.8.1.1 *Carga Equivalente*

La capacidad de carga dinámica C, para rodamientos radiales se supone carga netamente radial, cuando son rodamientos axiales, la carga axial aplicada al centro del rodamiento. Está carga imaginaria se denomina carga equivalente.

2.8.1.2 *Carga Combinada*

La carga equivalente esta por la ecuación:

$$P = XFr + YFa \quad (2.38)$$

P: Carga equivalente.

Fr: Carga radial constante real.

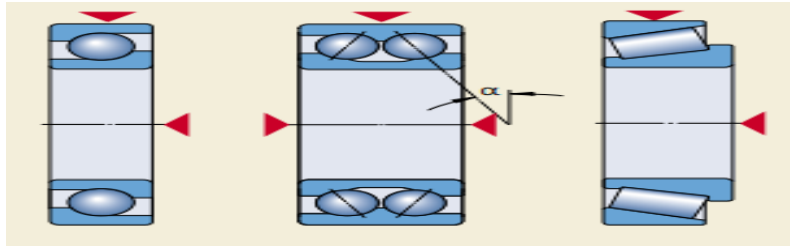
Fa: Carga axial constante real.

X: Coeficiente radial del rodamiento.

Y: Coeficiente axial del rodamiento.

Figura 16

Tipos de cargas aplicados en rodamientos



Nota: SKF (2015), Catalogo general de rodamientos

Para rodamiento axial de rodillos a rótula, se tiene la ecuación:

$$P = Fa + 1.2Fr \quad (2.39)$$

2.8.1.3 Capacidad de Carga

- **Relación entre Carga y Duración de los Rodamientos**

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.40)$$

$$C = P * (L)^{\frac{1}{p}}$$

L: Duración nominal (millones de revoluciones).

C: Capacidad de carga básica dinámica de rodamiento (N).

P: Carga equivalente sobre rodamiento (N).

C/P: Seguridad de Carga.

Para determinar el exponente “p”:

p: 3, para rodamientos de bolas.

P: 10/3, para rodamientos de rodillos.

Vida útil en horas de funcionamiento, según fórmula:

$$Lh = \frac{1000000}{60 \cdot n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.41)$$

L_h : vida útil (horas de funcionamiento).

n : Velocidad (rpm).

Tabla 17

Duración nominal para rodamientos de diferentes clases de maquinas

Valores orientativos de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas	Vida especificada Horas de funcionamiento
Tipo de máquina	
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas operan intermitentemente o en breves períodos: herramientas eléctricas portátiles,	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores, grúas	8 000 ... 12 000
8 horas de trabajo diario para máquinas, transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
8 horas de trabajo diario para maquinas diario: ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
24 horas de trabajo continuo para maquinas: unidades de engranajes para laminadoras, compresores.	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, los rodamientos del eje principal,	30 000 ... 100 000
Maquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas	100 000 ... 200 000

Nota: Tomado de SKF (2015) Catálogo general de Rodamientos.

III. MATERIALES Y METODOS

3.1 Materiales

Según el análisis y evaluación se realizó los siguientes estudios:

- Revisión de catálogos y manuales técnicos de materiales y del equipo.
- Tesis y bibliografía relacionadas al proyecto
- Computadora.
- Recurso de la Web.
- Normas internacionales y otras referencias bibliográficas.

3.2 Metodología

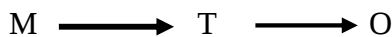
la metodología del diseño se subdividió en 3 aspectos fundamentales:

- Metodología para determinar la capacidad promedio del equipo y el análisis estructural.
- Diseño estructural del equipo según normas
- Diseño mecánico de componentes principales.

3.3 Tipo de Investigación

La investigación es de tipo:

- Cuantitativa según tipo de datos empleados,
- Descriptivo según el nivel de análisis
- Aplicativo según su propósito.



Donde M es el equipo estudiado, T es el diseño realizado y O es la información relevante y de interés acogida.

3.4 Desarrollo y Cálculos

3.4.1 Cálculo de parámetros de operación del sistema de transmisión

Datos correspondientes del molino de bolas en Marcha:

Equipo:

- Capacidad: 5000 Kg/h
- Horas de trabajo: 10 h/día.
- El material de trabajo es “Mineral de oro”.

Figura 17

Sistema de transmisión de molino con fajas



Nota: Propia

3.4.2 Cálculo de potencia del sistema de transmisión del molino de bolas

El cálculo del diámetro y longitud internos del tambor, así como de la potencia del motor y la velocidad de operación del molino se calculan mediante un proceso iterativo, para ello se harán las siguientes consideraciones respecto de los parámetros de trabajo de molino a bolas:

- ❖ El material de trabajo es “Mineral de oro”.
- ❖ Molienda húmeda en circuito cerrado.
- ❖ Capacidad de trabajo de 5 T/h.
- ❖ Tamaño del material de alimentación: $F_{80} = 12\,500\ \mu m$
- ❖ Tamaño del producto de salida: $P_{80} = 180\ \mu m$
- ❖ Volumen de carga del 45%.
- ❖ Velocidad de trabajo del 75% de la velocidad crítica.
- ❖ Relación entre longitud y diámetro $\frac{L}{D} = 2$

1) Determinación del “Índice de trabajo (W_i)

De la Tabla 1: Índices de trabajo de Bond típicos, tenemos

$$W_i = 16.31 \frac{KW.h}{tc}$$

2) Molino de bolas tendrá molienda húmeda en circuito cerrado

3) Factores de corrección:

- ❖ Factor: " f_1 "

Se considera que el molino es para trabajo de molienda húmeda, con lo cual:

$$f_1 = 1$$

- ❖ Factor: " f_2 "

Se considera que el molino trabaja en circuito cerrado, con lo cual:

$$f_2 = 1$$

❖ Factor: " f_3 ".

Bond sugiere $f_3 = 1$, para primera iteración, si $D \neq 8$ pies, recalcular

❖ Factor: " f_4 "

Para el cálculo de este factor se emplea la siguiente ecuación

$$f_4 = \frac{R_r + (W_i - 7) \left[\frac{F_{80} - 4000 \sqrt{\frac{13}{W_i}}}{4000 \sqrt{\frac{13}{W_i}}} \right]}{R_r}$$

$$F_{80} = 12\,500 \mu m$$

$$P_{80} = 180 \mu m$$

$$W_i = 16.31 \frac{KW \cdot h}{tc}$$

$$R_r = \frac{F_{80}}{P_{80}} = \frac{12500}{180} = 69.44$$

$$f_0 = 4000 * \sqrt{\frac{13}{W_i}} = 3699.22$$

$$\text{Reemplazando en } f_4 = 1.281$$

- Factor " f_5 ": tamaño 80% pasante del producto es mayor a 75 micrones (200 mallas) siendo = 1

Como se cumple la siguiente relación:

$$P_{80} > 75 \mu m$$

Entonces:

$$f_5 = 1$$

❖ Factor: " f_6 ", Primero se calcula la relación de reducción del material:

$$R_r = 69.44$$

Como se cumple que:

$$R_r \geq 6$$

Entonces:

$$f_6 = 1$$

4) El valor W_I (corregido), según ecuación 12:

$$W_I(corr) = W_I(base) * f_1 * f_2 * f_3 * f_4 * f_5 * f_6$$

$$W_I(base) = 15.2 \text{ (KW/ton. corta)}$$

$$W_I(corr) = 15.2 * 1 * 1 * 1 * 1.281 * 1 * 1 = 19.47 \text{ (kwh/ton. corta)}$$

5) Consumo de energía específica según Ec.13.

$$W = W_I(corr) * \left(\frac{10}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{10}{\sqrt{F_{80}}} \right)$$

Tenemos: $W(corr) = 19.47 \text{ (kwh/ton. corta)}$.

$$P_{80}, F_{80} = 180, 12500.$$

$$W = 19.47 * \left(\frac{10}{\sqrt{180}} - \frac{10}{\sqrt{12500}} \right)$$

$$W = 14.88 \frac{kWh}{ton. corta}$$

6) La capacidad deseada del circuito cerrado de molienda será $C = 5 \text{ Tn/hr (ton. corta/hora)}$.

7) La potencia mecánica:

$$P_M = W(kwh/ton. corta) * C(ton. cortas/h)$$

$$P_M = 14.88(kwh/ton. corta) * 5(ton. cortas/h)$$

$$P_M = 74.88 \text{ KW}$$

$$P_M(HP) = 1.341 * 74.88$$

$$P_M(HP) = 100.75 \text{ HP}$$

8) La potencia eléctrica.

Considerando una eficiencia de 85%, tenemos;

$$P_E(HP) = \frac{P_M(HP)}{0.95} = \frac{100.75}{0.85} = 118.6 \text{ HP}$$

9) Cálculo del diámetro D, según la Ec 2.13 será:

Como el molino es de rebalse y molienda húmeda, entonces:

$$K_B = 4.365 \times 10^{-5}$$

El cálculo del diámetro se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$D(\text{pies}) = \left[\frac{P_E(HP)}{(4.365 \times 10^{-5})(45)^{0.461}(75)^{1.505}(2)} \right]^{\frac{1}{3.5}}$$

$$\% V_p = 45\%$$

$$\% C_s = 75\%$$

$$L/D = 2$$

Se realizan las iteraciones hasta que el valor de diámetro converja, ósea que la diferencia entre los valores consecutivos sea menor que el 1%.

Tabla 18

Calculo de potencia con valor iterativo

i	D(m)	f_3	$P_E(HP)$	D(pies)	D(m)	error
1	2.4384	1.00	111.1	5.251	1.600	—
2	1.600	1.09	120.9	5.378	1.639	2.44 %
3	1.639	1.08	120.3	5.371	1.637	0.12 %
4	1.637	1.08	120.3	5.371	1.637	$\cong 0 \%$

Nota. Propio

De las iteraciones anteriores, se tiene que el diámetro interno del tambor en el molino será de:

$$D = 1.61 \text{ m}$$

10) Cálculo de la longitud del molino:

$$L = 2D$$

$$L = 3.22 \text{ m}$$

11) Velocidad critica del molino (n_c)

$$n_c = \left(\frac{42.3}{\sqrt{D}} \right) = \left(\frac{42.3}{\sqrt{1.61}} \right)$$

$$n_c \cong 33 \text{ rpm}$$

En conclusión, la velocidad crítica es 33 rpm.

Cálculo de velocidad de trabajo:

$$n_t \text{ (rpm)} = 0.75.n_c$$

$$n_t \text{ (rpm)} = 0.75 (33) = 25 \text{ rpm}$$

➤ **Selección de la potencia de motor:**

Sabemos que la potencia mínima para el motor es: $P_E = 118.6 \text{ HP}$

Para la selección del motor usamos el catálogo de motores trifásicos WEG de alta

Eficiencia y confiabilidad para la industria modelo W 22

Potencia: 125 HP - 4 polos, 60 Hz

Velocidad: 1780 rpm

Protección: IP 55

Tabla 19

Selección de potencia de motor eléctrico de molino

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	460 V								Corriente nominal In (A)
				RPM	% de la potencia nominal																
Rendimiento			Factor de potencia																		
50	75		100		50	75	100														
HP	kW		Letra		la/In	Caliente	Frio														
VI polos																					
1	0,75	143/5T	6,11	K	6,2	2,6	3,0	0,0067	28	62	24,0	49,0	1150	77,0	82,0	82,5	0,45	0,57	0,66	1,73	
1,5	1,1	182/4T	9,01	M	7,8	3,2	4,0	0,0206	16	35	31,9	52,0	1170	84,0	86,5	87,5	0,45	0,54	0,62	2,54	
2	1,5	182/4T	12,0	L	7,5	3,0	3,5	0,0262	31	68	39,7	52,0	1170	86,5	87,5	88,5	0,46	0,58	0,66	3,22	
3	2,2	213/5T	17,9	K	7,0	2,0	2,8	0,0504	58	128	55,0	55,0	1175	86,5	88,5	89,5	0,50	0,63	0,70	4,41	
5	3,7	213/5T	30,0	J	6,8	1,7	2,6	0,0620	57	125	73,5	55,0	1170	88,5	89,5	89,5	0,58	0,70	0,76	6,83	
7,5	5,5	254/6T	44,8	H	6,8	2,5	3,0	0,1652	30	66	119	59,0	1175	89,5	90,2	91,0	0,63	0,74	0,80	9,48	
10	7,5	254/6T	59,8	H	6,5	2,3	2,8	0,1867	26	57	131	59,0	1175	90,2	91,0	91,0	0,63	0,74	0,80	12,9	
15	11	284/6T	89,7	G	6,4	2,3	2,7	0,3310	20	44	172	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,69	0,80	0,84	17,9	
20	15	284/6T	120	G	6,2	2,3	2,6	0,3861	16	35	193	59,0	1175	91,0	91,7	91,7	0,70	0,80	0,85	24,2	
25	18,5	324/6T	149	G	6,2	2,1	2,6	0,4843	26	57	254	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,77	0,82	30,4	
30	22	324/6T	179	G	6,2	2,3	2,6	0,5561	21	46	285	62,0	1180	91,7	93,0	93,0	0,65	0,76	0,82	36,2	
40	30	364/5T	237	G	6,4	2,0	2,4	1,22	21	46	378	66,0	1185	93,6	93,6	94,1	0,73	0,82	0,86	46,5	
50	37	364/5T	298	G	6,4	2,0	2,4	1,36	18	40	394	66,0	1180	93,6	94,1	94,1	0,74	0,83	0,86	57,4	
60	45	404/5T	356	H	7,1	2,0	2,3	1,55	20	44	470	68,0	1185	94,1	94,5	94,5	0,74	0,82	0,86	69,5	
75	55	404/5T	446	G	6,4	2,0	2,3	1,69	17	37	494	68,0	1180	94,1	94,5	94,5	0,74	0,83	0,86	84,9	
100	75	444/5T	593	G	6,2	2,2	2,6	3,68	20	44	715	69,0	1185	94,5	95,0	95,0	0,68	0,78	0,82	121	
125	90	444/5T	741	G	6,4	2,1	2,4	4,37	19	42	794	69,0	1185	95,0	95,4	95,0	0,70	0,79	0,83	143	
150	110	445/7T	889	G	6,2	2,4	2,6	5,63	20	44	926	69,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,67	0,78	0,82	176	
200	150	447/9T	1181	G	6,6	2,3	2,4	6,09	15	33	1019	70,0	1190	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	237	
250	185	447/9T	1482	G	6,1	2,4	2,4	6,09	12	26	1151	70,0	1185	95,0	95,4	95,8	0,68	0,79	0,83	292	
300	220	447/9T	1771	J	7,7	2,7	3,0	6,09	10	22	1185	70,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,63	0,75	0,81	366	
350	260	586/7T	2066	G	6,0	2,0	2,1	13,8	29	64	1716	77,0	1190	95,4	95,8	95,8	0,67	0,77	0,81	421	

Nota. Catalogo de motores electricos, WEG (2014)

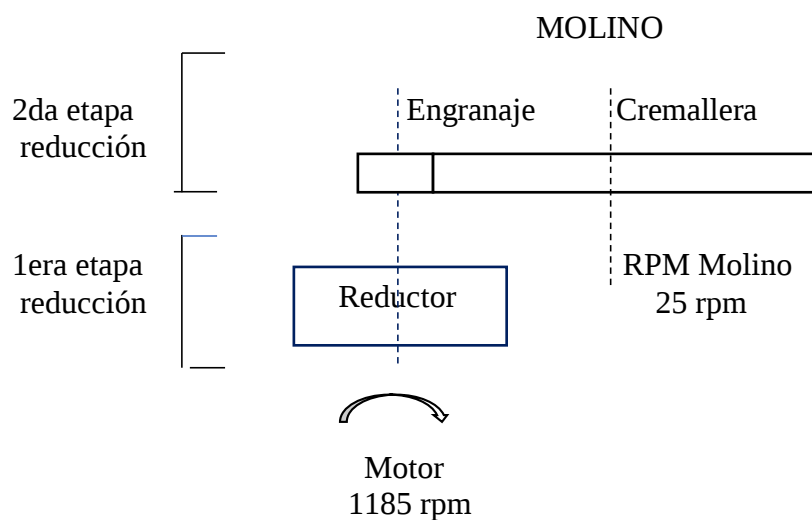
❖ 1era alternativa

Según datos preliminares para cálculo de las RPM del Motor de 1185 rpm y los rpm de trabajo del equipo; 25 rpm, según figura, se obtiene una relación de reducción de 47.4: 1, se utilizará una doble etapa de reducción con el fin obtener una ratio de reducción < 7

- 1era etapa: Reducción de transmisión de ejes paralelos
- 2da etapa: Reducción por engranaje – Cremallera.

Figura 18

Reducción de 02 etapas



Cálculo de las relaciones de transmisiones por etapas; 1era y 2da etapa:

$$i_1 = \frac{1185}{223} = 5.31$$

$$i_2 = \frac{223}{25} = 8.92$$

3.4.3 Selección de reductor

Para determinar la selección del reductor se tendrá en cuenta los parámetros mencionados según catálogo de Paramax 9000:

Paso 1: Identificación de datos de entrada

Tabla 20

Característica para selección de reductor de sistema transmisión

Características para selección de reductor	Datos
Potencia del motor (Pm)	125 HP = 90 KW
Velocidad motriz	1185 rpm
Velocidad salida reductor	223 rpm
Uso de molino de bolas	F.S: 2(anexo 5)
Temperatura de ambiente	30°C
Accesorio en eje de velocidad baja	Engrane piñón
Forma de reductor	Ejes paralelos
Arreglo de flecha	LR
Montaje	Horizontal
Horas de Operación	10 h

Nota. Propia

Paso 2. Determinar el Factor de servicio del molino de bolas

Factor de servicio SF

Máquina impulsada						Horas de operación (diarias)		
						3 h	10 h	24 h
GRÚAS								
Clasificación de la grúa	Elevación	Movimiento transversal	Movimiento de traslación	Movimiento de rotación	Elevación de puma	La clasificación de las grúas se basa en la norma JIS B8821-1976, 'Norma de cálculo para la estructura de las grúas'.		
Grupo□	1,00	1,50		1,25	1,50			
Grupo□	1,25	1,50			1,50			
Grupo□	1,50	1,75			1,25			
Grupo□	1,75	2,00			1,50			
TRANSPORTADORES								
Cargados o alimentados uniformemente				1,00	1,00	1,25		
Carga pesada								
Alimentados no uniformemente				1,00	1,25	1,50		
Alternativos o agitadores				1,50	1,75	2,00		
ELEVADORES								
Elevadores				1,50	1,50	1,50		
Escaleras mecánicas				1,25	1,25	1,25		
LAMINADORAS DE METALES								
Carro y accionamiento principal de banco de estirado				1,50	1,50	1,50		
Mesa de salida								
No reversibles				1,50	1,50	1,50		
Accionamientos de grupo				2,00	2,00	2,00		
Accionamientos individuales				2,00	2,00	2,00		
Reversibles				1,50	1,50	1,50		
Empujadores de planchas				2,00	2,00	2,00		
Cizallas				1,25	1,25	1,25		
Trefilado de alambre				1,25	1,50	1,50		
Bobinadora de alambre				1,25	1,50	1,50		
MAQUINARIA PARA EL PROCESAMIENTO DE BANDAS METÁLICAS								
Bridles				1,50	1,50	1,50		
Coilers & uncoilers				1,00	1,25	1,50		
Edge trimmers				1,00	1,25	1,50		
Flatteners				1,25	1,25	1,50		
Loopers (Accumulators)				1,50	1,50	2,00		
Pinch rolls				1,25	1,25	1,50		
Scrap choppers				2,00	2,00	2,00		
Shears				2,00	2,00	2,00		
Slitters				1,00	1,25	1,50		
MOLINOS, TIPO ROTATIVO								
De bolas y de barras				2,00	2,00	2,00		

Paso 3: Cálculo de la potencia equivalente (PE):

$$PE = P_m \times F.S$$

$$PE = (90) (2) = 180 \text{ KW}$$

Paso 4: Selección de tamaño de reductor:

Datos de Entrada:

- ❖ Velocidad salida = 223 rpm
- ❖ Velocidad entrada = 1185 rpm

PASO 5: Capacidad Térmica

- Tabla de ejes paralelos: Anexo A.5
- Montaje horizontal
- Temperatura ambiente 30°

POTENCIA NOMINAL TÉRMICA (KW)

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Tamaño del reductor															
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	
Doble reducción Horizontal	1800	-	40	51	57	73	88	108	103	127	147	174	184	225	214	263	340	
		1	111	132	143	193	216	265	250	308	415	491	479	531	510	709	1048	
	1500	-	39	50	58	75	89	110	106	131	151	180	192	238	232	284	360	
		1	97	117	130	176	195	240	228	282	378	452	446	500	492	679	986	
6,3 ▼ 8	1200	-	38	49	58	75	88	110	106	131	151	182	196	245	240	296	370	
		1	83	101	115	156	171	213	202	251	337	405	404	456	452	629	901	
	1000	-	36	47	56	74	88	108	104	130	149	180	195	245	241	299	371	
		1	71	86	100	136	148	185	176	220	294	355	356	405	402	562	799	
8	900	-	35	46	55	73	85	107	103	128	147	178	193	243	240	298	369	
		1	66	81	94	128	139	176	166	208	277	336	337	385	382	537	761	
	750	-	33	44	53	70	81	103	99	124	142	173	188	239	235	293	362	
		1	57	70	82	113	122	154	146	183	245	298	300	343	342	481	680	

$$P_T = P_t * T_a$$

De tabla A.6.

Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1,00	1,00
30	0,85	0,87
40	0,70	0,73
50	0,55	0,60

➤ Capacidad térmica sin ventilador

$$P_T = 88 * 0.85 = 74.8 \text{ KW} < 90 \text{ KW}$$

➤ Capacidad térmica con ventilador

$$P_T = 171 * 0.87 = 148 \text{ KW} > 90 \text{ KW (añadir ventilador para cumplir condición térmica)}$$

Paso 6: Evaluar cargas en voladizo (OHL)

➤ Carga radial equivalente en el eje del reductor (F_{re})

El eje del reductor, soportara una carga radial del engranaje piñón:

$$F_{re} = \frac{126000x HPx Cfx F.S}{Dx N}$$

Donde:

HP = 125 HP

Cf: 1.25 (Anexo A.3, Reductores Paramax)

F.S: 2

D:8 plg (diámetro de paso del engranaje piñón)

N: 223 rpm (velocidad de baja de eje)

Factor de esfuerzo radial

Elemento de esfuerzo radial	Factor de esfuerzo radial
Rueda dentada (hilera única)	1
Rueda dentada (hilera doble)	1,25
Engranajes	1,25
Correa en V	1,5
Correa plana	2,5

PASO 7: Calculo de cargas equivalentes

$$\frac{F_{re}}{F_{ra}} + \frac{F_{xe}}{F_{xa}} < 1$$

$$F_{re} = \frac{126000x 125x 1.25x 2}{8 x 223}$$

$$F_{re} = 22,071.2 \text{ Lbs} = 10,032 \text{ Kgf} = 98,380 \text{ N}$$

Cálculo de la carga radial admisible (F_{ra})

Del anexo A.7, de catálogo Paramax 9000, encontramos para el modelo 9040 y la velocidad de salida del reductor 223 rpm; $F_{ra} : 29.9 \text{ KN}$

Para comprobar si el reductor es el ideal seleccionado, debemos comprobar:

$$\frac{F_{re}}{F_{ra}} + \frac{F_{xe}}{F_{xa}} < 1$$

$F_{xe} = 0$ (piñón de dientes rectos, no hay carga axial)

$$\frac{98,413}{29,900} + \frac{0}{23100} = 3.34 < 1 \text{ (condición no cumple)}$$

Este resultado nos indica que debemos considerar un reductor más grande que pueda soportar la carga radial calculada.

$$F_{re} = 22,071.2 \text{ Lbs} = 10,032 \text{ Kgf} = 98,380 \text{ N}$$

Consideramos de tabla de anexo A.7: el tamaño de reductor 9085

$$F_{ra} : 100.1 \text{ KN (Carga Radial)}$$

$$F_{xa} : 23.5 \text{ KN (Carga Axial)}$$

$$\frac{98,380}{100,100} + \frac{0}{23500} = 0.98 < 1 \text{ (Conforme)}$$

Si, cumple las condiciones de operación el reductor Paramax 9085, siendo el seleccionado el modelo P – H - D - 9085 - P - 2 - LR - 8

Tabla 21

Resumen de seleccion de reductor

Tamaño de reductor	9085
Capacidad mecánica	187 KW
Relación de reducción	7.98
Velocidad de entrada	1780 RPM
Posición= Horizontal	H
Arreglo de Ejes	LR
Configuración	Ejes paralelos P
Carcaza	Bipartida D
Etapas de Reducción	2

Nota. propia

3.4.4 Cálculo de sistema de transmisión por engranajes rectos

❖ Datos de motor:

- Velocidad del motor: 1185 RPM
- Potencia de salida: 125 HP

❖ Datos de reductor:

- Potencia entrada: 125 HP
- Velocidad salida: 223 RPM
- Reducción nominal de reductor = 8
- Velocidad del molino = 25 RPM
- Asumiendo paso diametral = 2
- Asumiendo distancia entre centros 39.37 plg = 1 m

El número de dientes totales del sistema de engrane del molino:

$$Z = 2CP$$

$$Z = 2 (39.37) (2) = 157 \text{ dientes}$$

3.4.4.1 Número de dientes del engranaje piñón:

$$i_2 = \frac{N_{reductor}}{N_{máquina}} = \frac{223}{25} = 8.92$$

$$Z_p = \frac{Z}{i_2 + 1} = \frac{157}{8.92 + 1} = 16 \text{ dientes}$$

3.4.4.2 Número de dientes del engrane:

$$Z_e = N - Z_p = 157 - 16 = 141 \text{ dientes}$$

3.4.5 Diámetro de paso del piñón y engranaje:

$$Dp_p = \frac{Z_p}{P} = \frac{16}{2} = 8 \text{ plg} = 0.2032 \text{ m}$$

$$Dp_e = \frac{Z_e}{P} = \frac{141}{2} = 70.5 \text{ plg} = 1.791 \text{ m}$$

3.4.6 Cálculo del módulo de engrane

$$m = \frac{d}{Z} = \frac{8}{16} = 0.5 \text{ plg} = 12.7 \text{ mm}$$

3.4.6.1 Comprobando distancia entre centros:

$$C = \frac{Dp_e + Dp_p}{2} = \frac{70.5 + 8}{2} = 39.25 \text{ plg}$$

3.4.6.2 Factor de forma:

Factor de Lewis Y, según ángulo normal de presión de 20°.

- Factor de forma de piñón para 16 dientes:

$$Y = 0.296$$

- Factor de forma de engrane para 141 dientes:

$$Y = 0.458$$

Definiendo materiales para engranajes

Tabla 22

Selección de material de piñón y engranaje

PIEZA	MATERIAL	S ₀	BHN
Piñón	ASTM 35	12000	212
Engrane	ASTM 50	15000	223

Nota. Budynas & Nisbett (2008)

Determinando el más débil:

$$\text{Piñón} = S_0 * Y = 12000 * 0.296 = 3552 \text{ psi}$$

$$\text{Engrane} = S_0 * Y = 15000 * 0.458 = 6870 \text{ psi}$$

Calculando velocidad lineal:

$$v = \frac{\pi D n}{12} = \frac{\pi \times 8'' \times 223}{12} = 466.8 \text{ rpm}$$

3.4.6.3 *Calculando carga transmitida (f_t):*

$$f_t = \frac{33000 \times n}{v} = \frac{33000 \times 223}{466.8} = 15756.7 \text{ lb}$$

3.4.6.4 *Carga dinámica para un tallado comercial (f_s):*

$$f_s = \left(\frac{600+v}{600} \right) f_t = \left(\frac{600+466.7}{600} \right) 15756.7 = 28,012.7 \text{ lb}$$

3.4.6.5 *Factor concentración de esfuerzo:*

$$k_f = 1.2 \text{ (molino de bolas)}$$

3.4.6.6 *Cálculo del ancho de cara de diente de engrane (b):*

$$\text{Como } b = 10m = 10(0,5 \text{ plg}) = 5 \text{ plg}$$

3.4.6.7 *Cálculo por desgaste (F_d)*

Se determina F_d :

$$F_s > N F_d$$

Donde;

N: factor de seguridad para esfuerzos a flexión.

$$F_d = Ft + \frac{0.05v(Bc+ft)}{0.05v+(Bc+ft)^{0.5}} = 15756.7 + \frac{0.05(466.7)[(5)(39.25)+15756.7]}{0.05(466.7)+[(5)(39.25)+15756.7]^{0.5}}$$

$$F_d = 18,344.2 \text{ lb}$$

$$N = \frac{F_s}{F_d} = \frac{28,012.7}{18,344.2} = 1.549$$

- **Cálculo de fuerza límite de desgaste f_w :**

$$S_{es} = 400 \text{ BHN} - 10000 = 400(212) - 10000 = 74800 \text{ psi}$$

$$k = \frac{S_{es}^2 \sin 20^\circ}{1.4} \left(\frac{1}{E_e} + \frac{1}{E_p} \right) = \frac{74800^2 0.342}{1.4} \left(\frac{2}{29 \times 10^6} \right) = 94.261 \text{ lb/plg}^2$$

Donde:

$E_p = E_e$ = Modulo de elasticidad del material de acero del engranaje y piñón:

$$29 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$Q = \frac{2Ne}{Np + Ne} = \frac{2(141)}{16 + 141} = 1.696$$

$$F_w = DbkQ = (8 \text{ plg}) (5 \text{ plg}) (94.261 \text{ lb/plg}^2) (1.696) = 18,763 \text{ lb}$$

$F_w > F_d$, vemos entonces que el cálculo es satisfactorio.

- **Cálculo de geometría de engranes.**

❖ **Para el Piñón:**

$$D_{PP} = 8 \text{ plg.}$$

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

$$P_c = \frac{\pi d}{Z} = \frac{\pi(8)}{16} = 1.571$$

$$P_d = \frac{Z}{d} = \frac{16}{8} = 2$$

Especificaciones de dientes AGMA de profundidad total.

Ángulo de precisión $\phi = 20^\circ$ o 25°

$$\text{Altura de cabeza (a)} = \frac{1.000}{P_d} = \frac{1.000}{2} = 0.5$$

$$\text{Altura de la raíz (b)} = \frac{1.250}{P_d} = \frac{1.250}{2} = 0.625$$

$$\text{Profundidad de trabajo} = \frac{2.000}{P_d} = \frac{2.000}{2} = 1.0$$

$$\text{Profundidad total} = 2.250/P_d = 2.250/2 = 1.125$$

$$\text{Espesor circular del diente} = 1.571/P_d = 1.571/2 = 0.7855$$

$$\text{Radio del filete – cremallera básica} = 0.300/P_d = 0.300/2 = 0.150$$

$$\text{Holgura básica mínima} = 0.250/P_d = 0.250/2 = 0.125$$

$$\text{Ancho mínimo en la cresta superior} = 0.250/P_d = 0.250/2 = 0.125$$

$$\text{Holgura (dientes rasurados o rectificadas)} = 0.350/P_d = 0.350/2 = 0.175$$

$$\text{Altura total del diente } h = a + b = 0.5 + 0.625 = 1.125$$

$$\text{Altura de trabajo} = a + b - c = 0.5 + 0.625 - 0.125 = 1.0 \text{ plg}$$

$$d_p = \frac{z}{P_d} = \frac{16}{2} = 8 \text{ pulg}$$

$$\text{Diámetro exterior } D_e = d_p + 2a = 8 + 2(0.5) = 9.0 \text{ plg}$$

$$\text{Paso base } P_b = P_c \cos(\phi) = 1.571 (\cos 20^\circ) = 1.476 \text{ plg}$$

❖ **Para el Engranaje:**

$$d = 70.5 \text{ plg}$$

$$Z = 141 \text{ dientes}$$

$$\text{Paso circular}$$

$$P_c = \pi d / Z = \pi (70.5) / 141 = 1.571$$

$$\text{Paso diametral}$$

$$P_d = Z / d = 141 / 70.5 = 2$$

$$P_d < 20 \text{ Paso fino}$$

$$\text{Especificaciones de dientes AGMA de profundidad total.}$$

$$❖ \text{ Ángulo de precisión } \phi = 20^\circ \text{ o } 25^\circ$$

$$\text{Altura de la cabeza } a = \frac{1.000}{P_d} = \frac{1.000}{2} = 0.5$$

$$\text{Altura de la raíz } b = \frac{1.250}{P_d} = \frac{1.250}{2} = 0.625$$

$$\text{Profundidad de trabajo} = \frac{2.000}{P_d} = \frac{2.000}{2} = 1.0$$

$$\text{Profundidad total} = 2.250 / P_d = 2.250 / 2 = 1.125$$

$$\text{Espesor circular del diente} = 1.571 / P_d = 1.571 / 2 = 0.7855$$

$$\text{Radio del filete – cremallera básica} = 0.300 / P_d = 0.300 / 2 = 0.150$$

$$\text{Holgura básica mínima} = 0.250/P_d = 0.250/2 = 0.125$$

$$\text{Ancho mínimo en la cresta superior} = 0.250/P_d = 0.250/2 = 0.125$$

$$\text{Altura total del diente} = a + b = 0.5 + 0.625 = 1.125$$

$$\text{Altura de trabajo} = a + b - c = 0.5 + 0.625 - 0.125 = 1.0 \text{ plg}$$

$$d_p = \frac{Z}{P_d} = \frac{141}{2} = 70.5 \text{ pulg}$$

$$\text{Diámetro exterior } D_{ex} = d_p + 2a = 70.5 + 2(0.5) = 71.5 \text{ plg}$$

$$\text{Paso base } P_b = P_c \cos(\phi) = 1.571 (\cos 20^\circ) = 1.476$$

Para el Piñón y el Engrane:

Radio de paso:

$$r_e = \frac{d_p}{2} = 70.5/2 = 35.25$$

$$r_p = \frac{d_p}{2} = 8/2 = 4$$

Distancia nominal entre centros

$$C = r_e + r_p = 35.25 + 4 = 39.25 \text{ plg}$$

Razón de contacto

$$Z = \sqrt{(re + a)^2 - (re * \cos \phi)^2} + \sqrt{(rp + a)^2 - (rp * \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

$$Z = \sqrt{(35.25 + 0.5)^2 - (35.25 \cos 20^\circ)^2} + \sqrt{(4 + 0.5)^2 - (4 \cos 20^\circ)^2} - 39.25 \sin 20^\circ$$

$$Z = 2.5 \text{ plg}$$

$$m_p = 2.5/P_b = 2.5/2 = 1.25$$

3.4.7 Diseño de eje de piñón

Según; ASME B106.1M los datos de entrada.

➤ Datos del material

Según anexo C.2, tenemos las siguientes características de material.

a) Material: ACERO VCN - AISI 4340 H

b) Características Mecánicas:

Límite de Fluencia (S_y), 685 N/mm²

Resistencia ultima a tracción (S_{ut}) = 800 -1080 N/mm²

Dureza: 248 Brinell

3.4.7.1 Determinación de Factores:

a. **Factor de Seguridad (FS) = 2**

b. **Factor de acabado superficial (k_a):**

Para mecanizado de eje, S_{ut} = 800 -1080 N/mm² (100-160 mm), tenemos:

Considerando: S_{ut} = 800 N/ mm² = 800 MPa

a: 4.51 b: - 0.265

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51(800)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.76$$

c. **Factor de tamaño k_b :**

De tabla 12, considerando la fórmula para; $100 \leq d \leq 160 \text{ mm}$

$$1.51d^{-0.157}; 51 < d \leq 254 \text{ mm}$$

$$k_b = 0.7$$

d. **Factor de modificación de carga k_c .**

Considerando torsión para el contra eje

$$k_c = 0.59$$

e. **Factor de temperatura k_d :**

$$k_d = 1$$

f. **Factor de confiabilidad k_e :**

Para una confiabilidad 99 %, de Tabla 13, tenemos

$$k_e = 0.814$$

g. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga k_f

Según Anexo C.2 para ejes solidos de acero, Dureza de 248 BHN y Anexo B.7 para Chaveta Perfilada. tenemos $k_f = 1.8$.

De tabla 11, tenemos $0.5 S_{ut}$; $S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}(1400 \text{ MPa})$

$S'_e = 0.5 S_{ut}$, consideramos $S_{ut} = 800 - 1080 \text{ N/mm}^2 (1080 \text{ MPa}) (100-160 \text{ mm})$, tomando como máximo valor $1080 \text{ N/mm}^2 (1080 \text{ MPa})$, tenemos:

$$S'_e = 0.5(1080 \text{ MPa}) = 540 \text{ MPa} = 78,320 \text{ Psi}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f S'_e$$

$$S_e = (0.76)(0.7)(0.59)(1)(0.814)(1)(78,320) = 20,010 \text{ Psi}$$

3.4.7.2 Características del molino de bolas:

Potencia: 125 HP

Velocidad de entrada: $n = 223 \text{ RPM}$

Piñón 16 T, 20°

3.4.7.3 Cálculo del torque del engrane piñón

Con: $P : 125 \text{ HP}$ y $n : 223 \text{ rpm}$, tenemos:

Material: ACERO VCN (AISI 4340 H)

$$S_{ut} = 1080 \text{ N/mm}^2 (156 \text{ Ksi})$$

$$S_y = 685 \text{ N/mm}^2 (99 \text{ Ksi})$$

Cálculo de momento torsor (T)

$$T = 63000 \frac{P}{n} = 63000 \left(\frac{125}{223} \right)$$

$$T = 35,313.6 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

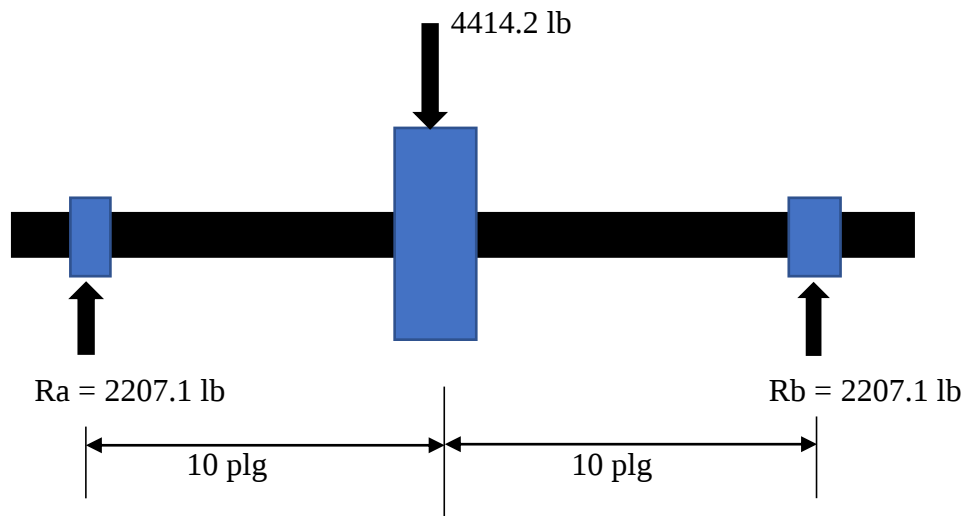
$$T = F d_p \quad d_p = 8 \text{ plg}$$

$$T = F_t \cdot r$$

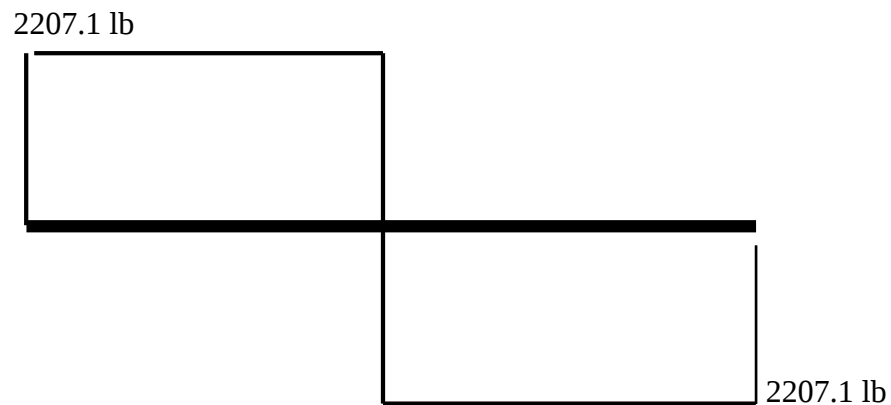
$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{35,313.6}{4} = 8,828.4 \text{ lb}$$

Analizando las cargas en el eje

$$R_A = R_B = \frac{F_t}{2} = \frac{8,828.4}{2} = 4414.2 \text{ Lbf}$$

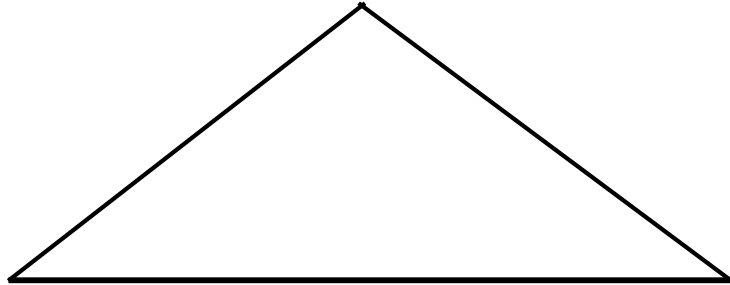


DFC:



DMF

22,071 lb·plg



3.4.7.4 Cálculo de momento flector

$$M_f = 22,071 \text{ lb·plg}$$

3.4.7.5 Calculando el diámetro del eje por criterio de ASME.

Material Acero VCN (AISI 4340 H)

$$S_y = 99 \text{ ksi}$$

$$S_e = 20,010 \text{ psi}$$

$$T = 35,313.6 \text{ lb ·plg}$$

$$M_f = 22,071 \text{ lb. plg}$$

De anexo B7 para ejes solidos de acero, para una chaveta perfilada, $K_f = 1.6$.

Según las condiciones se utiliza diseño de árboles de transmisión ANSI/ASME B106.1M

$$d = \sqrt[3]{(32FS/\pi) \sqrt{\left(\frac{K_f M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{32(2)/\pi \sqrt{\left(\frac{1.6 * 22,071}{20,010}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{35,313}{99000}\right)^2}}$$

$$d = 3.68 \text{ plg}$$

Conclusión de selección de eje

Se considera el criterio de ASME ($d = 3.6 \text{ plg}$), encontrándose en el mercado eje de 4 plg

Las características del eje son:

- Material: ACERO VCN (AISI 4340 H).
- Límite de Fluencia (S_y): 685 N/mm²
- Diámetro de eje: 4 plg
- Factor de Seguridad: 2
- Momento flector máximo: 22,071 lb. plg
- Torque aplicado: 35,313.6 lb - plg
- Longitud de Eje: 20 plg

3.4.8 Selección de rodamientos para el eje diseñado.

Se tiene el tipo de rodamientos a utilizar, en base al diámetro y al tipo de aplicación, será un rodamiento de rodillos a rotula por amplio uso y aplicación absorbe en forma eficiente el desalineamiento.

Datos de entrada:

- Diámetro de Eje: 4 plg (100 mm)
- Carga Radial (F_r) = 2,207.1 lb, el valor más alto de las reacciones).
- Carga Axial (F_a) = 0
- RPM = 223 rpm.

- Para eje de 4 plg (100 mm) tenemos manguito de fijación, para un diámetro “d” 100 mm y Rodamiento de rodillos a rotula

3.4.8.1 Vida útil de rodamiento

Según tabla 17, tenemos un valor de $L_h = 50\,000$ h (máximo).

3.4.8.2 Carga Radial Equivalente P.

Como tenemos que la carga axial $F_a = 0$, reemplazando en la ecuación:

$$P = XFr + Y(0)$$

Luego la carga radial equivalente, $P = X Fr$.

Según Anexo D.6, para la condición F_a/F_r , donde $0/F_r = 0 < e$, obtenemos un valor de $X = 1$,

por lo tanto, la carga radial equivalente $P = 2,207.1$ lbf (9,794 N)

$$P = XFr = (1) * 9,794 N$$

3.4.8.3 Capacidad carga dinámica “C” de rodamiento.

De la fórmula de vida de horas de funcionamiento a millones de revoluciones.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$Lh = \frac{1000000}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L = Lh * n * \frac{60}{1000000} = 50000 * 223 * \frac{60}{1000000} = 670.1$$

$$L = 670.1 \text{ millones de revoluciones}$$

con el valor del exponente $p = 10/3$ para rodamiento de rodillos,

$$C = P * (L)^{\frac{1}{p}} = 9,794 * (670.1)^{\frac{1}{\frac{10}{3}}} = 66,599.2 N$$

$$C = 68,6 \text{ kN}$$

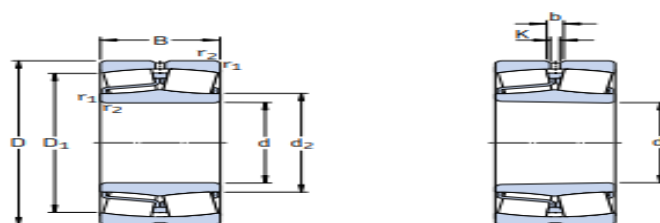
3.4.8.4 Selección de Rodamiento

Con $C = 68.6 \text{ kN}$ como referencia y tabla tenemos el rodamiento 23022 CCK/W33.

Tabla 23

Selección de rodamiento

**Rodamientos de rodillos a rótula
d 75 – 110 mm**



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	rpm		kg	—	
75	115	40	173	232	28,5	3 800	5 300	1,55	* 24015 CC/W33	* 24015 CCK30/W33
	130	31	212	240	26,5	4 800	6 300	1,70	* 22215 E	* 22215 EK
	160	37	285	325	34,5	4 000	5 600	3,75	* 21315 E	* 21315 EK
	160	55	440	475	48	3 200	4 300	5,55	* 22315 E	* 22315 EK
80	140	33	236	270	29	4 300	6 000	2,10	* 22216 E	* 22216 EK
	170	39	325	375	39	3 800	5 300	4,45	* 21316 E	* 21316 EK
	170	58	490	540	54	3 000	4 000	6,60	* 22316 E	* 22316 EK
85	150	36	285	325	34,5	4 000	5 600	2,65	* 22217 E	* 22217 EK
	180	41	325	375	39	3 800	5 300	5,20	* 21317 E	* 21317 EK
	180	60	550	620	61	2 800	3 800	7,65	* 22317 E	* 22317 EK
90	160	40	325	375	39	3 800	5 300	3,40	* 22218 E	* 22218 EK
	160	52,4	355	440	48	2 800	3 800	4,65	* 23218 CC/W33	* 23218 CCK/W33
	190	43	380	450	46,5	3 600	4 800	6,10	* 21318 E	* 21318 EK
	190	64	610	695	67	2 600	3 600	9,05	* 22318 E	* 22318 EK
95	170	43	380	450	46,5	3 600	4 800	4,15	* 22219 E	* 22219 EK
	200	45	425	490	49	3 400	4 500	7,05	* 21319 E	* 21319 EK
	200	67	670	765	73,5	2 600	3 400	10,5	* 22319 E	* 22319 EK
100	150	50	285	415	45,5	2 800	4 000	3,15	* 24020 CC/W33	* 24020 CCK30/W33
	165	52	365	490	53	3 000	4 000	4,55	* 23120 CC/W33	* 23120 CCK/W33
	165	65	455	640	68	2 400	3 200	5,65	* 24120 CC/W33	* 24120 CCK30/W33
	180	46	425	490	49	3 400	4 500	4,90	* 22220 E	* 22220 EK
	180	60,3	475	600	63	2 400	3 400	6,85	* 23220 CC/W33	* 23220 CCK/W33
110	215	47	425	490	49	3 400	4 500	8,60	* 21320 E	* 21320 EK
	215	73	815	950	88	2 400	3 000	13,5	* 22320 E	* 22320 EK
110	170	45	310	440	46,5	3 400	4 300	3,80	* 23022 CC/W33	* 23022 CCK/W33
	170	60	415	620	67	2 400	3 000	5,80	* 24022 CC/W33	* 24022 CCK30/W33

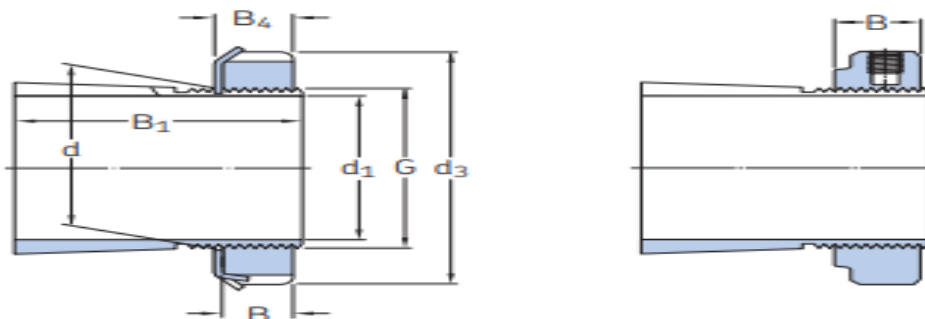
Nota: Catálogo Rodamientos SKF, (2020).

3.4.8.5 Selección de manguito de fijación

Tabla 24

Selección de manguito de fijación

Manguitos de fijación para ejes métricos d_1 17 – 180 mm



Dimensiones principales											Masa	Designaciones			Tuerca hidráulica asociada
d_1	d	d_3	B_1	B	B_4	B_5	G	G_2	G_3	A		Conjunto de manguitos de fijación	Productos incluidos tuerca de fijación	dispositivo de fijación	
mm											kg	–			
100	110	145	63	19	21	–	M 110x2	–	–	–	1,8	► H 222	KM 22	MB 22	HMV 22F
	110	145	77	19	21	–	M 110x2	–	–	–	2,05	► H 322	KM 22	MB 22	HMV 22 E
	110	145	77	21,5	–	–	M 110x2	–	–	–	2,1	► H 322 E	KMFE 22	–	HMV 22 E
	110	145	81	19	21	–	M 110x2	–	–	–	2,1	► H 3122	KM 22	MB 22	HMV 22 E
	110	145	81	21,5	–	–	M 110x2	–	–	–	2,15	H 3122 E	KMFE 22	–	HMV 22 E
	110	145	105	21,5	–	–	M 110x2	–	–	–	2,75	H 2322 E	KMFE 22	–	HMV 22 E

Nota: Catálogo Rodamientos SKF, (2020).

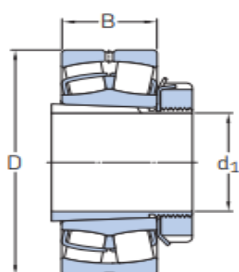
3.4.8.6 Montaje de rodamiento con manguito de fijación

Tabla 25

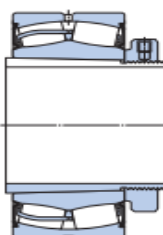
Montaje de rodamiento con manguito de fijación

9.2 Rodamientos de rodillos a rótula sobre un manguito de fijación

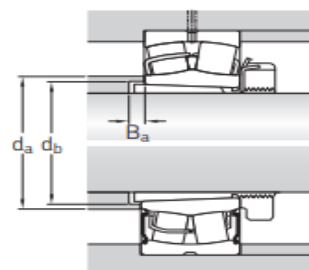
d_1 20 – 100 mm



Rodamiento sobre
un manguito H ..



Rodamiento sellado sobre
un manguito H .. E



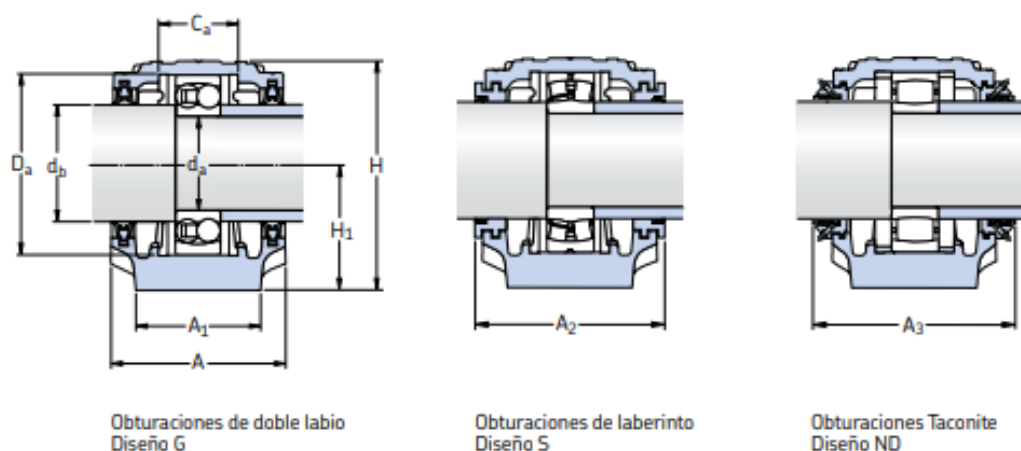
Dimensiones principales			Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Masa Rodamiento + manguito	Designaciones Rodamiento ¹⁾	Manguito ²⁾
d_1	D	B	d_a máx.	d_b mín.	B_a mín.			
mm			mm			kg	–	
90	165	52	115	107	6	6,15	► 23120 CCK/W33	H 3120
	180	46	118	108	8	6,4	► 22220 EK	H 320
	180	55	114	108	22,5	7,4	BS2-2220-2RS5K/VT143	H 2320 E
	180	60,3	117	110	19	8,75	► 23220 CCK/W33	H 2320
	215	47	118	108	7	10,5	21320 EK	H 320
	215	73	130	110	7	15	► 22320 EK	H 2320
100	170	45	125	118	14	5,75	► 23022 CCK/W33	H 322
	180	56	122	65	9	7,7	23122-2LS5K/VT143	H 3122 E
	180	56	126	117	7	7,7	► 23122 CCK/W33	H 3122

Nota: Catálogo Rodamientos SKF, (2020).

3.4.8.7 Selección de soporte chumacera para rodamiento

Tabla 26

Selección de soporte de chumacera



Eje	Soporte										Masa	Designaciones Soporte completo con dos obturaciones	Componentes Sólo el soporte	Obtura- ciones	Tapa lateral	
d _a	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G						
mm	mm										kg	—				
85	125	90	183	95	32	260	320	28	22	20	9,50	SNL 217 TG	SNL 217	TSN 217 G	ASNH 217	
												SNL 217 TA	SNL 217	TSN 217 A	ASNH 217	
												SNL 217 TS	SNL 217	TSN 217 S	ASNH 217	
												SNL 217 TND	SNL 217	TSN 217 ND	ASNH 217	
	160	110	218	112	40	320	380	32	26	24	17,6	SNL 317 TG	SNL 520-617	TSN 317 G	ASNH 520-617	
												SNL 317 TA	SNL 520-617	TSN 317 A	ASNH 520-617	
												SNL 317 TS	SNL 520-617	TSN 317 S	ASNH 520-617	
												SNL 317 TND	SNL 520-617	TSN 317 ND	ASNH 520-617	
90	140	100	194	100	35	290	345	28	22	20	11,8	SNL 218 TG	SNL 218	TSN 218 G	ASNH 218	
												SNL 218 TA	SNL 218	TSN 218 A	ASNH 218	
												SNL 218 TS	SNL 218	TSN 218 S	ASNH 218	
												SNL 218 TND	SNL 218	TSN 218 ND	ASNH 218	
95	175	120	242	125	45	350	410	32	26	24	22,0	SNL 319 TA	SNL 522-619	TSN 319 A	ASNH 522-619	
												SNL 319 TS	SNL 522-619	TSN 319 S	ASNH 522-619	
												SNL 319 TND	SNL 522-619	TSN 319 ND	ASNH 522-619	
100	160	110	218	112	40	320	380	32	26	24	17,6	SNL 220 TG	SNL 520-617	TSN 220 G	ASNH 520-617	
												SNL 220 TA	SNL 520-617	TSN 220 A	ASNH 520-617	
												SNL 220 TS	SNL 520-617	TSN 220 S	ASNH 520-617	

Nota: Catálogo Rodamientos SKF, (2020).

3.4.8.8 *Resumen de selección de rodamientos*

- **Rodamientos:** Rodillos a rotula 23022 CCK/W33.
- **Carga dinámica** = 310 kN.
- **Manguito de Fijación** = H 322
- **Soporte o Chumacera:** SNL 220 TG

3.5 Selección de acoplamientos.

Datos:

- Diámetro del eje del motor = $dp = 73.025 \text{ mm}$
- Diámetro del eje del reductor = $dm = 57.15 \text{ mm}$
- Diámetro del eje = $de = 101.6 \text{ mm}$
- Velocidad del motor = 1780 rpm
- Potencia del motor = $125 \text{ HP} = 93.2 \text{ KW}$
- Velocidad del reductor = 230 rpm
- Potencia del reductor = $120 \text{ HP} = 89.5 \text{ KW}$
- Determinar par nominal y factores de servicio F_1 , F_2 y F_3 entre el motor y reductor.

$$T_n = \left(\frac{P_n}{n}\right) \times 9549 \text{ Nm}$$

$$T_n = \left(\frac{93.2}{1180}\right) \times 9549 \text{ Nm}$$

$$T_n = 0.77 \text{ KN}$$

✓ **Selección de factores de servicio:**

$$F_1 = 2.5$$

$$F_2 = 1.3$$

$$F_3 = 1.25$$

✓ **Determinar par máximo**

$$T_m = T_n \chi (F_1 + F_2 + F_3)$$

$$T_m = 0.77 \chi (2.5 + 1.3 + 1.25)$$

$$T_m = 3.89 \text{ KNm}$$

Selección: Acoplamiento tipo PM 6

Cumple las condiciones:

$$T_{km} = 6 \text{ KNm}$$

$$T_m < T_{km}$$

$$3.89 < 6 \text{ KNm}$$

$$n < \text{Velocidad máxima del acoplamiento}$$

$$1150 < 4480 \text{ rpm}$$

$$d_{min} < dp < d_{max}$$

$$50 < 73.02 < 85$$

$$d_{min} < dm < d_{max}$$

$$50 < 57.15 < 85$$

Determinar par nominal y los factores de servicio F_1 , F_2 y F_3 entre reductor y eje motriz.

$$T_n = \left(\frac{P_n}{n} \right) \chi 9549 \text{ Nm}$$

$$T_n = \left(\frac{89.5}{230}\right) \times 9549 \text{ Nm}$$

$$T_n = 3.7 \text{ KN}$$

factores de servicio:

$$F_1 = 2.5$$

$$F_2 = 1.3$$

$$F_3 = 1.25$$

Determinar par máximo

$$T_m = T_n \times (F_1 + F_2 + F_3)$$

$$T_m = 3.7 \times (2.5 + 1.3 + 1.25)$$

$$T_m = 18.7 \text{ KNm}$$

Selección: Acoplamiento tipo PM 27

Cumple las condiciones:

$$T_{km} = 27 \text{ KNm}$$

$$T_m < T_{km}$$

$$18.7 < 27 \text{ KNm}$$

$n < \text{Velocidad máxima del acoplamiento}$

$$230 < 2650 \text{ rpm}$$

$$d_{min} < dm < d_{max}$$

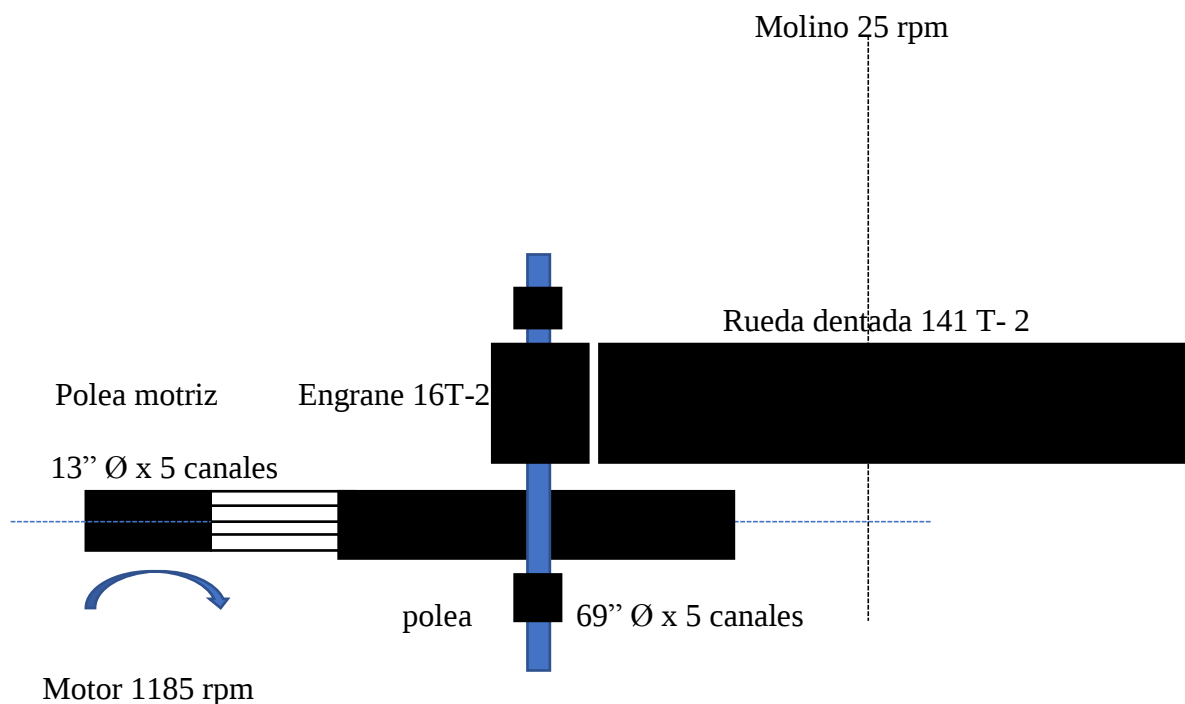
$$57.15 < 143$$

$$d_{min} < de < d_{max}$$

$$92 < 105 < 143$$

$$16.37 \text{ mm} \leq S \leq 21.83 \text{ mm}$$

3.6 Cálculo de Sistema de Transmisión por Fajas.



3.6.1 Cálculo de potencia transmitida

La potencia desarrollada por el motor (P) es punto de partida, pero a este valor se afecta por un coeficiente corrector en función de diversos factores:

- **Maquina conductora:**
 - ✓ Motor eléctrico; 125 HP y velocidad 1185 rpm.
- **Maquina conducida:**
 - ✓ Molino de bolas, velocidad 25 RPM
 - ✓ Capacidad: 5 t/h
 - ✓ Mineral a procesar: oro

✓ Horas de servicio: 10 h

❖ **Potencia corregida (P_c);** potencia transmitida utilizada en el diseño:

$$P_c = P \cdot K$$

$$P_c = 125 (1.3) = 162 \text{ HP (120 KW)}$$

donde

P_c: Potencia corregida;

P: Potencia transmitida del motor conductor;

K: 1.3 (tabla 10, pg. 29)

❖ **Selección del tipo de correa**

Con P_c = 175 HP y velocidad de 1185 seleccionamos el tipo de faja:

Tipo de faja “D” (fig. 13, pg. 30)

❖ **Relación de transmisión de potencia (R)**

se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$R = \frac{N}{n} = \frac{1185}{223} = 5.31$$

❖ **Diámetros de poleas**

Consideramos de tabla 9, pg. 27 para un tipo de faja D se recomienda una polea de:

$$d = 13 \text{ plg}$$

$$d = R \cdot D \quad D = 13(5.3) = 69 \text{ plg}$$

❖ **Distancia entre ejes**

$$E \geq \frac{(5.31 + 1) \cdot 13}{2} + 13$$

$$E = 41 \text{ plg (1,041 mm)}$$

❖ Longitud de la correa.

$$L_p = 2(25) + \frac{\pi}{2}(13 + 69) + \frac{(69 - 13)^2}{4(25)}$$

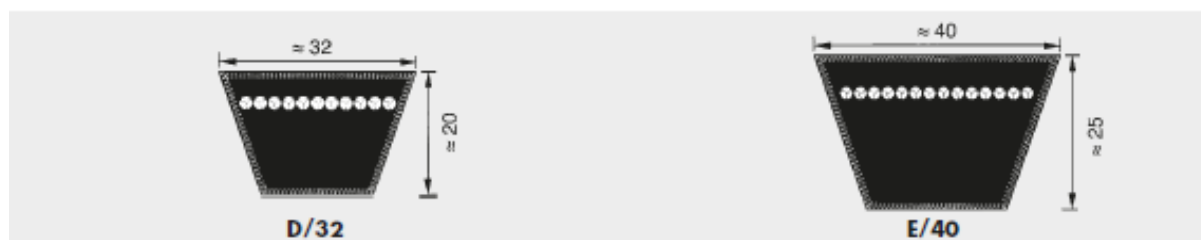
$$L_p = 210 \text{ plg}(5,334 \text{ mm})$$

De tabla 27, se selecciona correa de perfil "D" con longitud nominal 5,375 mm (D 208)

Tabla 27

Selección de longitud de faja

DIN 2215/ISO 4184



Perfil D/32			Perfil E/40		
N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo interior L_i	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo interior L_i
D 79	2075	2000	E 118	3080	3000
D 98	2575	2500	E 158	4080	4000
D 104	2725	2650	E 197	5080	5000
D 110	2875	2800	E 220	5680	5600
D 118	3075	3000	E 236	6080	6000
D 120	3123	3048	E 248	6380	6300
D 124	3225	3150	E 280	7180	7100
D 128	3326	3251	E 295	7580	7500
D 132	3425	3350	E 315	8080	8000
D 135	3500	3425	E 354	9080	9000
D 136	3529	3454	E 394	10080	10000
D 140	3625	3550	E 441	11280	11200
D 144	3733	3658	E 492	12580	12500
D 148	3825	3750			
D 154	4000	3925			
D 158	4075	4000			
D 162	4190	4115			
D 167	4325	4250			
D 173	4469	4394			
D 177	4575	4500			
D 180	4647	4572			
D 187	4825	4750			
D 195	5028	4953			
D 197	5075	5000			
D 208	5375	5300			
D 210	5409	5334			
D 220	5675	5600			

Nota. Catalogo de fajas Optibelt (2017)

❖ **Factor de corrección del largo de la correa (Fcl)**

Se accede a tabla que proporciona el factor de corrección por longitud (F_{cl}).

Para la longitud seleccionada resulta $F_{cl} = 0.96$

Tabla 28

Selección de factor de corrección de longitud de faja.

Perfil D/32				Perfil E/40	
3225	0,86	10075	1,10	4830	0,92
3425	0,87	10675	1,11	5080	0,93
3625	0,88	11275	1,13	5380	0,94
3825	0,89	11875	1,14	5680	0,95
4075	0,91	12575	1,15	6080	0,96
4325	0,92	13275	1,16	6380	0,97
4575	0,93	14075	1,18	6780	0,99
4825	0,94	15075	1,19	7180	1,00
5075	0,95	16075	1,21	7580	1,01
5375	0,96			8080	1,03
5675	0,98			8580	1,04
6075	0,99			9080	1,05
6375	1,00			9580	1,06
6775	1,01			10080	1,07
7175	1,03			10680	1,09

Nota. Catalogo de fajas Optibelt (2017)

❖ **Arco de contacto (A)**

$$A = 180 - 57 \frac{(69 - 13)}{41}$$

$$A = 103^\circ$$

❖ **Factor de corrección del arco de contacto (FcA)**

Se accede a la tabla que proporciona el factor de corrección del arco de contacto (F_{cA}).

para el arco de contacto sobre la polea menor de 103° resulta $F_{cA} = 0,91$.

Tabla 29

Selección de corrección de arco de contacto

Tabla

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90

Nota. Catalogo de fajas Optibelt (2017), p. 68

❖ Velocidad lineal de la correa

$$V_t = \frac{\pi \cdot (330.4 \text{ mm}) \cdot (1185 \text{ rpm})}{60 \times 1000}$$

$$V_t = 20. \text{ m/s}$$

El valor obtenido para la velocidad lineal es menor de 30 m/s.

$P_b = 29 \text{ KW}$, resultante de sumarle a la prestación base de la correa de perfil "D" (25.6 KW) la prestación adicional por relación de transmisión (3.45 KW)

❖ **Potencia efectiva por correa (P_e)**

La potencia efectiva por correa (P_e) se calcula a partir de la potencia base (P_b) afectada de los coeficientes correctores por longitud de correa (F_{cl}) y por arco de contacto (F_{cA}). De esta forma la expresión que proporciona la potencia efectiva es la siguiente:

$$P_e = P_b * F_{cl} * F_{cA}$$

$$P_e = 29 * 0.96 * 0.91 = 26 \text{ KW}$$

❖ **Cálculo del número de correas**

El cálculo del número de correas necesaria para mover la transmisión es inmediato y resulta de dividir la potencia corregida (P_c) que constituye el total de la potencia a transmitir, entre la potencia efectiva (P_e) por correa. Es decir, que:

$$N^{\circ} \text{ correas} = \frac{P_c}{P_e} = \frac{120 \text{ KW}}{26} = 4.6 \text{ fajas} = 5 \text{ Fajas}$$

3.6.1.1 Resumen de Selección de fajas V de transmisión

Como resultado tenemos:

- Tipo de faja: D 208
- N° de fajas = 5
- Diámetro de polea motriz: 13" Ø x 5 canales
- Diámetro de polea conductora: 69" Ø x 5 canales.
- Material de poleas: Hierro fundido

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Resultados

- a) Los parámetros de operación más importantes para determinar la capacidad efectiva de un molino de bolas, siendo la velocidad de rotación de 23 rpm, que puede variar según las condiciones del producto a procesar, la potencia en función de la carga 125 HP – 1780 rpm con características de 4 polos, 60 Hz, protección: IP 55, para proteger al motor.
- b) Según los resultados obtenidos de los componentes principales de accionamiento del molino de bolas, obtenemos sus capacidades de los componentes principales de accionamiento del molino:
 - ✓ El motor eléctrico debe estar protegido con un grado de protección IPP 55 a fin de garantizar la producción ante una eventualidad de lluvia por ser el centro molienda un sistema abierto
 - ✓ El sistema de poleas fajas por el sistema de reductor tiene más solidez para los mantenimientos que se realizan en plena producción a fin de no tener mucho tiempo muertos que afectan la producción, este sistema de reductor de engranajes tiene los costos de los repuestos elevados como rodajes, engranajes helicoidales y aceite para el Carter, la velocidad critica del molino 33 rpm, siendo una velocidad que puede ser variable de acuerdo a las características de la producción.
 - ✓ También se tiene en cuenta los rodamientos en los ajustes de las chumaceras para tener un correcto alineamiento a fin de no tener vibraciones en el sistema de transmisión esto genera una estabilidad económica para la empresa.

- ✓ El sistema de engranajes de dientes rectos debe ser de un material ASTM -50 y debe estar correctamente alineados y lubricados para mover el tambor del molino para una velocidad critica de 33 rpm, esto genera estabilidad en el ambiente de trabajo y no tener paradas imprevistas ante que puedan afectar la producción.
- c) Para un análisis técnico y económico del rediseño del sistema de transmisión de un molino de bolas, se analiza según:
 - ✓ Para un diseño de un sistema de transmisión con reductor de velocidad implica mayor inversión económica, tanto técnicamente como operacional, lo cual se debe tener mayor control en cuanto al mantenimiento del reductor sienta alto el costo de mantenimiento, como alineamiento, desmontaje y montaje de dicho sistema
 - ✓ Para un diseño de un sistema poleas fajas implica partir todo el sistema de transmisión en dos etapas, con el fin de reducir la velocidad de entrada a una velocidad adecuada para el nuevo sistema de transmisión, pero el costo de equipos y mantenimiento resulta mejor ahorro de economía en cuanto al mantenimiento en general.

V. CONCLUSIONES

a. Se determinó los parámetros de operación más importantes para determinar la capacidad efectiva de un molino de bolas de 5 t/h.

- Potencia del motor: 125 HP - 4 polos, 60 Hz

Velocidad: 1780 rpm

Protección: IP 55

Marca WEG

- Velocidad del molino: 25 RPM

b. Se determinó y diseño los componentes mecánicos principales, auxiliares y de accionamiento de un molino de bolas.

- **Selección un reductor:**

Marca: Reductor Paramax

Modelo: P – H - D - 9085 - P - 2 - LR – 8

Relación reducción 8/1

- ❖ **Selección de eje o flecha:**

Material: ACERO VCN (Bonificado Para alta Torsión) (AISI 4340 H).

Límite de Fluencia (Sy): 685 N/mm²

Diámetro de eje: 4 plg

- ❖ **Selección de Rodamientos:**

Rodamientos: Rodillos a rotula 23022 CCK/W33 - SKF

- **Selección de engranajes**

Piñón:

Número de dientes: 16

Paso diametral: 2 dientes/pulgada

Ancho de cara: 5 plg

Material: Acero ASTM-35

Engranaje recto (rueda dentada)

Número de dientes: 141

Paso diametral: 2 dientes/pulgada

Ancho de cara: 5 plg

Material: Acero ASTM-50

- **Selección de Eje o flecha:**

Material: ACERO VCN (Bonificado Para alta Torsión) (AISI 4340 H).

Límite de Fluencia (S_y): 685 N/mm²

Diámetro de eje: 4 plg

Largo: 22 pulgadas

- **Selección de Rodamientos:**

Marca: SKF

Rodamientos: Rodillos a rotula 23022 CCK/W33.

Carga dinámica = 310 kN.

Manguito de Fijación = H 322

Soporte o Chumacera: SNL 220 TG

Acoplamiento Motor-Reductor:

Marca RENOLD

Tipo: PM6

Acoplamiento Reductor-Eje:

Marca: RENOLD

Tipo: PM21

Selección poleas - fajas

- Tipo de faja: D 208
 - N° de fajas = 5
 - Diámetro de polea motriz: 13" Ø x 5 canales
 - Diámetro de polea conductora: 69" Ø x 5 canales.
 - Material de poleas: Hierro fundido
- c. Análisis técnico y económico del rediseño del sistema de transmisión de un molino de bolas.

ANÁLISIS 1: Sistema transmisión con reductor de velocidad

ELEMENTOS MECANICOS	Costo (S/.)
Motor eléctrico de 125 HP -1780 rpm	57,000
Acople de dientes GEAREX - PM6	1200
Reductor Paramax	72,000
Modelo: P – H - D - 9085 - P - 2 - LR – 8	
Acople de dientes GEAREX - PM7	1200
Eje acero VCN (AISI 4340 H) 4" Ø x 22"	790
Chumaceras de pie completas c/rodamientos	1,640
Engranaje recto (piñón) 16 T - 2	4,800
Engranaje recto (rueda dentada) 141 T -2	24,600
Costo total	S/. 163, 230

ANÁLISIS 2: Sistema de transmisión con poleas y fajas

ELEMENTOS MECANICOS	Costo (S/.)
Motor eléctrico de 125 HP -1780 rpm	57,000
Polea hierro fundido motriz 13" Ø x 5 canales	420
Polea conducida 48" Ø x 9 canales	3,360
Eje ACERO VCN (Bonificado AISI 4340 H)	790
Acople de dientes GEAREX - PM7	1,200
Chumaceras de pie completas c/rodamientos	1,600
Engranaje recto (piñón) 16 T - 2	1,800
Engranaje recto (rueda dentada) 141 T -2	14,600
Costo total	S/.79,610

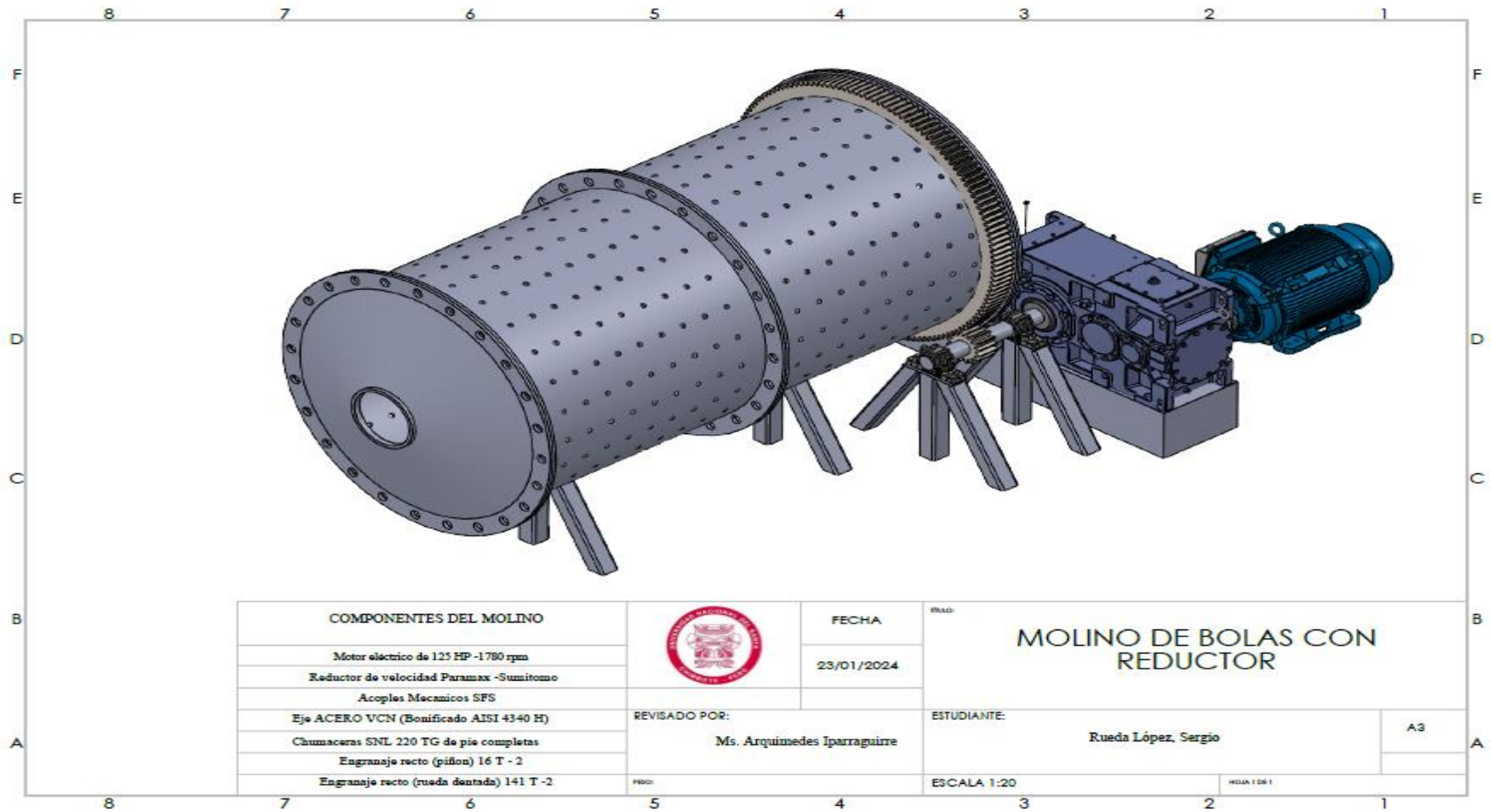
Se concluye según los análisis 1 y 2 que la alternativa 2 tiene mayor aceptación tanto técnicamente como económicamente, por lo sgte:

- Análisis 1: El mantenimiento del reductor es costoso en cuanto a los repuestos, aceite lubricante, el montaje y alineamiento
- Análisis 2: los costos de poleas tanto en material y montaje son más versátiles y están más disponibles ante una falla en operación.

DISEÑO DEL MOLINO DE BOLAS HORIZONTAL EN SOLIDWORKS

Figura 19

Molino de bolas con sistema de reductor y engranaje



Nota. propio

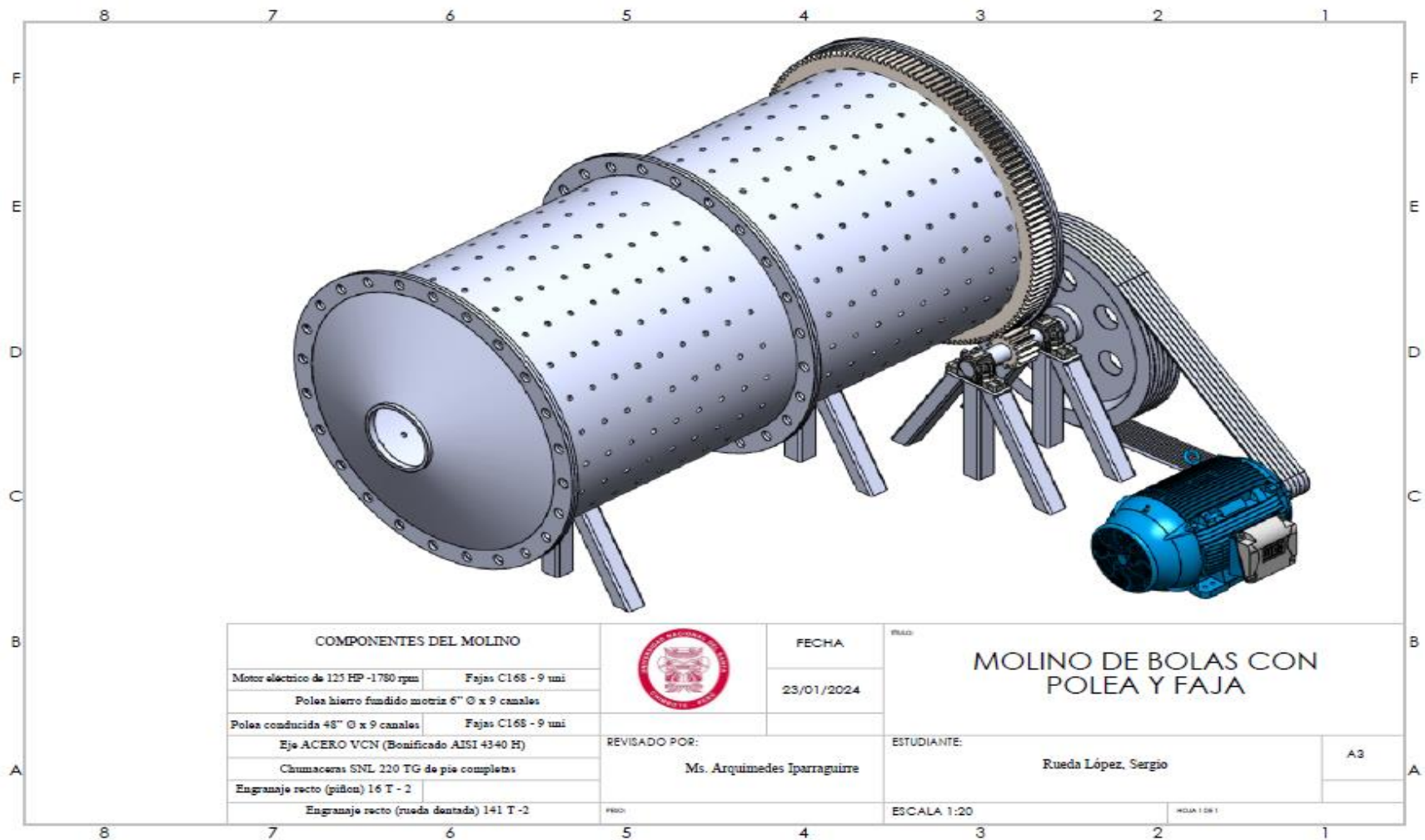
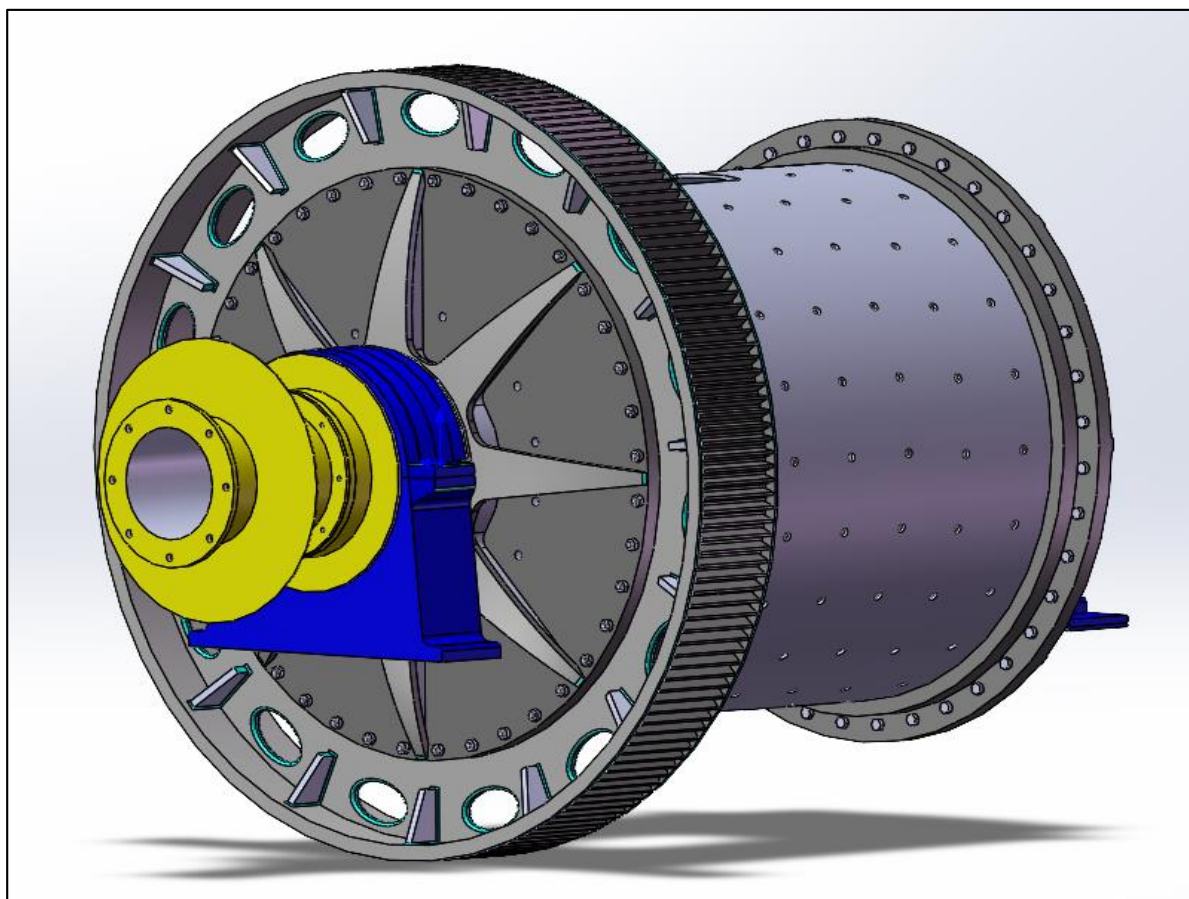
Figura 20*Molino de bolas con sistema de poleas y engranaje**Nota. propio*

Figura 21

Modelo de máquina de molino de bolas realizado en SolidWorks



Nota. propio

VI. REFERENCIAS

- 911Metallurgist. (s.f.). <https://www.911metallurgist.com/metallurgia/molino-de-bolas>.
- Arias Garcés, L. A., & Villacrés Ibarra, J. A. (2020). *Reingeniería en el diseño e implementación de un molino tipo bola para una Industria minera ubicada en Naranjal*. Universidad Politécnica Salesiana. Ecuador: Repositorio Universidad Politécnica Salesiana. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/19335>
- Barmex. (s.f.). <https://e-barmex.com.mx/catalogos/bandas-y-poleas-de-transmision-de-poleas/martin-sprocket/engranés.pdf>.
- Barros Campos, C. M. (2020). *Evaluación económica del repotenciamiento de molinos de bolas línea 3, planta concentradora Compañía Minera Doña Inés de Collahuasi*. Repositorio academico de universidad de Chile, Chile. Obtenido de URI: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/175234>
- Bohler. (2020). *Aceros Especiales*. Obtenido de <https://www.acerosbohler.com/app/uploads/sites/101/2020/05/B%C3%B6hler-mecanizado-fino.pdf>
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño de Maquinas de Shigley* (Novena Edicion ed.). Mexico: McGraw-Hill Educacion.
- Cajas Pérez, S. I. (2024). *Diseño de un molino de bolas con la finalidad de realizar pruebas de molienda del material mineralizado proveniente de la región sur del Ecuador*. Universidad Nacional de Loja. Loja Ecuador: repositorio de Universidad Nacional de Loja. Obtenido de <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/handle/123456789/30097>
- Carbajal Veli, P. A. (2024). *Análisis de los modos de falla de difícil de detección causados por la afectación de las vibraciones en el molino de la cía, minera Nexa Resources Atacocha*

- S.A. A. *en el año 2023*. Universidad Continental, Ingenieria. Huancayo: Repositorio Institucional Continental. Obtenido de https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/15446/1/IV_FIN_109_TE_Carbajal_Veli_2024.pdf
- Carlos Eduardo , O. R. (2020). *Molienda de bolas en húmedo y en seco con eje excentrico externo*. Universidad Nacional Autonoma de Mexico , Mexico. Obtenido de https://www.perplexity.ai/search/tesis-de-molino-de-bolas-en-me-7pps_8S9RR6zL5ji0nkHcQ?0=i
- Cucho Chambi, J. A. (2024). *Mejora de rendimiento operativo de un molino de bolas horizontal de 7 Tn/Hr mediante selección de materiales y procesos de manufactura*. Universidad Nacional de San Agustin , Ingenieria. Arequipa: Repositorio Institucional. Obtenido de <https://hdl.handle.net/20.500.12773/19168>
- Gálvez De La Sota, D. L. (2022). *Diseño de un sistema de medición automático del desgaste del perfil del revestimiento de un molino de bolas*. Pontificia Universidad Católica del Perú, Ingenieria. Lima: Repositorio de Pontificia Universidad Católica del Perú. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.12404/22447>
- Hinojosa Quispe, J. H. (2017). *Diseño y Simulacion de un Molino de Bolas Horizontal de 15Tn/h aplicado a una planta concentradora mediante el uso de Software Cad Especializado*. Universidad Nacional del Altiplano, Ingenieria Mecanica Electrica, Puno. Obtenido de <http://repositorio.unap.edu.pe/handle/20.500.14082/4496>
- https://es.wikipedia.org/wiki/Correa_de_transmisi%C3%B3n. (s.f.).
- <https://www.comesa.com.pe/equipos/ball-mills/>. (s.f.). <https://www.comesa.com.pe/equipos/ball-mills/>. Obtenido de <https://www.comesa.com.pe/equipos/ball-mills/>

- Huaman Calzada, P. (2016). *“Evaluacion de Parametros para el Diseño de un Molino de Bolas en la Empresa Administradora Cerro S.A.C- Pasco-2015*. Universidad Nacional Daniel Alcides Carrión. Cerro de Pasco: Universidad Nacional Daniel Alcides Carrión. Obtenido de <http://repositorio.undac.edu.pe/handle/undac/253>
- Inga Chancasanampa, J. S. (2021). *Mejora de la disponibilidad mecánica del molino de bolas 9x13 ft para incrementar la producción diaria en Minera Sierra Antapite*. Universidad Nacional del Centro del Perú, Ingenieria Mecanica. Huancayo: Repositorio institucional. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.12894/7309>
- Ingemecanica. (2019). *Correas de Transmisión Calculo y Diseño*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- Manual de Operación Planta Concentradora. (2012). Obtenido de <https://es.slideshare.net/jaramjc/tintaya-fundamentos-operacion>
- Mott, L. (2006). *Diseño de Elemento de Maquinas*. Mexico: Pearson.
- Optibelt. (2017). *Manual Tecnico de fajas Optibelt*. Sercoin. Obtenido de <https://suministrossercoin.com/pdf/catalogo-correas-transmision-optibelt.pdf>
- Paramax, S. (2019). <https://latam.sumitomodrive.com/es-419/product/paramax>.
- SKF. (2006). *Catalogo General de Rodamientos SKF*. Obtenido de https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/166/f50/catalogo-general-skf.pdf
- SKF. (2015). *Rodamientos SKF*. EE.UU. Obtenido de https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/166/f50/catalogo-general-skf.pdf
- SKF. (s.f.). <https://www.skf.com/es/products/mounted-bearings/bearing-housings>. Obtenido de <https://www.skf.com/es/products/mounted-bearings/bearing-housings>.

Tintaya, M. (s.f.). *Manual de Operacion de Planta Concentradora*. Obtenido de

<https://es.slideshare.net/jaramjc/tintaya-fundamentos-operacion>

WEG. (2014). *Catalogo de MotoresTrifasicos W22*. Obtenido de

<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>

Weg. (s.f.). [https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-](https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf)

[50044029-brochure-spanish-web.pdf](https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf).

Weg, C. (2007). *Catalogo de Motores Electricos WEG*. Jaraguá do Sul - SC - Brasil. Obtenido

de <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>

ANEXOS

ANEXO A.1. Características de motores electricos trifasicos



W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _b /I _n		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	460 V										Corriente nominal In (A)
													RPM	% de la potencia nominal						Factor de potencia			
														Rendimiento			Factor de potencia						
														50	75	100	50	75	100				
HP	kW																						
IV polos																							
1	0,75	143/5T	3,99	L	8,4	3,2	3,5	0,0049	18	40	18,5	51,0	1760	80,0	84,0	85,5	0,55	0,68	0,75	1,47			
1,5	1,1	143/5T	6,00	L	8,4	2,5	3,4	0,0060	14	31	22,0	51,0	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,70	0,79	2,02			
2	1,5	143/5T	8,03	K	8,0	2,7	3,2	0,0066	11	24	23,0	51,0	1750	85,5	86,5	86,5	0,57	0,70	0,79	2,76			
3	2,2	182/4T	12,0	K	8,1	2,3	3,4	0,0143	23	51	41,0	56,0	1760	87,5	88,5	89,5	0,61	0,73	0,79	3,91			
5	3,7	182/4T	20,0	J	7,5	2,3	3,2	0,0169	15	33	43,0	56,0	1755	88,5	89,5	89,5	0,62	0,74	0,80	6,45			
7,5	5,5	213/5T	29,9	H	7,1	2,2	3,1	0,0566	20	44	70,0	58,0	1765	89,5	91,0	91,7	0,66	0,76	0,82	9,18			
10	7,5	213/5T	39,8	H	6,4	2,0	3,0	0,0637	17	37	78,0	58,0	1765	91,0	91,7	91,7	0,66	0,77	0,83	12,4			
15	11	254/6T	59,7	G	6,4	2,3	2,7	0,1104	17	37	114	64,0	1765	91,0	91,7	92,4	0,68	0,78	0,83	18,0			
20	15	254/6T	79,6	H	6,9	2,3	2,7	0,1305	15	33	132	64,0	1765	91,7	92,4	93,0	0,68	0,79	0,84	24,1			
25	18,5	284/6T	99,5	G	6,2	2,4	2,7	0,2153	24	53	176	64,0	1765	92,4	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	29,5			
30	22	284/6T	119	G	6,1	2,4	2,4	0,2467	20	44	198	64,0	1765	93,0	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	35,1			
40	30	324/6T	158	G	6,1	2,2	2,4	0,3861	20	44	223	66,0	1775	93,6	94,1	94,1	0,72	0,80	0,85	47,1			
50	37	324/6T	198	G	6,2	2,3	2,7	0,3861	15	33	243	66,0	1775	93,0	94,1	94,5	0,66	0,77	0,83	59,2			
60	45	364/5T	237	G	6,6	2,4	2,6	0,9448	15	33	394	67,0	1775	94,1	94,5	95,0	0,75	0,83	0,87	68,3			
75	55	364/5T	297	G	6,4	2,4	2,6	0,9798	14	31	417	67,0	1775	94,5	95,0	95,4	0,73	0,82	0,86	84,1			
100	75	404/5T	396	H	7,3	2,4	2,6	1,26	13	29	517	68,0	1775	95,0	95,0	95,4	0,77	0,84	0,88	111			
125	90	444/5T	493	G	6,5	2,0	2,3	2,41	27	59	721	73,0	1780	95,0	95,4	95,4	0,74	0,82	0,85	139			
150	110	444/5T	592	G	6,6	2,0	2,5	2,81	27	59	760	73,0	1780	95,4	95,8	95,8	0,74	0,82	0,85	170			

Nota. Catalogo de motores trifasicos, WEG,(2014)

ANEXO A.2. Factor de servicio de reductor Sumitomo Paramax

Máquina impulsada		Horas de operación (diarias)				
		3 h	10 h	24 h		
GRÚAS						
Clasificación de la grúa	Elevación	Movimiento transversal	Movimiento de traslación	Movimiento de rotación	Elevación de pluma	La clasificación de las grúas se basa en la norma JIS B8821-1976, 'Norma de cálculo para la estructura de las grúas'.
Grupo □	1,00	1,50		1,25	1,00	
Grupo □	1,25	1,50			1,00	
Grupo □	1,50	1,75			1,25	
Grupo □	1,75	2,00			1,50	
TRANSPORTADORES						
Cargados o alimentados uniformemente				1,00	1,00	1,25
Carga pesada						
Alimentados no uniformemente				1,00	1,25	1,50
Alternativos o agitadores				1,50	1,75	2,00
ELEVADORES						
Elevadores				1,50	1,50	1,50
Escaleras mecánicas				1,25	1,25	1,25
LAMINADORAS DE METALES						
Carro y accionamiento principal de banco de estirado				1,50	1,50	1,50
Mesa de salida						
No reversibles				1,50	1,50	1,50
Accionamientos de grupo				2,00	2,00	2,00
Accionamientos individuales				2,00	2,00	2,00
Reversibles				1,50	1,50	1,50
Empujadores de planchas				2,00	2,00	2,00
Cizallas				1,25	1,25	1,25
Trefilado de alambre				1,25	1,50	1,50
Bobinadora de alambre				1,25	1,50	1,50
MAQUINARIA PARA EL PROCESAMIENTO DE BANDAS METÁLICAS						
Bridles				1,50	1,50	1,50
Coilers & uncoilers				1,00	1,25	1,50
Edge trimmers				1,00	1,25	1,50
Flatteners				1,25	1,25	1,50
Loopers (Accumulators)				1,50	1,50	2,00
Pinch rolls				1,25	1,25	1,50
Scrap choppers				2,00	2,00	2,00
Shears				2,00	2,00	2,00
Slitters				1,00	1,25	1,50
MOLINOS, TIPO ROTATIVO						
De bolas y de barras				2,00	2,00	2,00
De hornos de cemento				2,00	2,00	2,00
De hornos de calcinación (excepto hornos de cemento)				1,50	1,50	1,50
Secadores y enfriadores				1,50	1,50	1,50
EQUIPOS PARA LA ELIMINACIÓN DE AGUAS CLOACALES						
Aireadores				2,00	2,00	2,00
Rejillas de barras				1,25	1,25	1,25
Alimentadores químicos				1,25	1,25	1,25
Cribas desaguadoras				1,50	1,50	1,50
Separadores de espuma				1,50	1,50	1,50
Mezcladores lentos o rápidos				1,50	1,50	1,50
Colectores de sedimentos				1,25	1,25	1,25
Espesadores				1,50	1,50	1,50
Filtros de vacío				1,50	1,50	1,50

Máquina impulsada		Horas de operación (diarias)		
		3 h	10 h	24 h
INDUSTRIA DEL CAUCHO				
Mezcladores		1,75	1,75	2,00
Molinos mezcladores – 2 rollos lisos		1,50	1,50	1,75
Molino de alimentación por gravedad – 2 rollos lisos		1,50	1,50	1,50
Calentador triturador				
-2 rollos: 1 rollo corrugado		1,75	1,75	1,75
Triturador – 2 rollos corrugados		2,00	2,00	2,00
Molino de retención, alimentación y mezcla				
-2 rollos		1,25	1,25	1,25
Refinador – 2 rollos		1,50	1,50	1,50
Calandrias		1,50	1,50	1,50
FÁBRICAS DE PAPEL				
Todos los tipos, incluidas las máquinas para fabricación de papel		2,00	2,00	2,00
AGITADORES Y MEZCLADORES				
De líquidos puros		1,00	1,00	1,25
De líquidos y sólidos		1,00	1,25	1,50
De líquidos de densidad variable		1,00	1,25	1,50
MEZCLADORAS				
Hormigón		1,25	1,25	1,50
TRITURADORAS				
De piedras o minerales		2,50	2,50	2,50
SOPLADORES				
Centrífugos		1,00	1,00	1,25
De lóbulos		1,00	1,25	1,50
De paletas		1,00	1,25	1,50
COMPRESORES				
Centrífugos		1,00	1,00	1,25
De lóbulos		1,00	1,25	1,50
Alternativos: multicilindro		1,50	1,50	1,75
Alternativos: cilindro único		1,75	1,75	2,00
VENTILADORES				
Centrífugos		1,00	1,00	1,25
De torres de enfriamiento		□	□	□
De tiro forzado		1,25	1,25	1,25
De aspiración		1,50	1,50	1,50
Industriales y mineros		1,50	1,50	1,50
BOMBAS				
Centrífugas		1,00	1,00	1,25
De tornillo		1,25	1,25	1,50
De engranajes		1,25	1,25	1,50
DRAGAS				
Carretes de cable		1,25	1,25	1,50
Transportadores		1,25	1,25	1,50
Accionamientos de cabezal cortante		2,00	2,00	2,00
Bombas		2,00	2,00	2,00
Accionamientos de criba		1,75	1,75	2,00
Apiladores		1,25	1,25	1,50
Cabrestantes		1,25	1,25	1,50
GENERADORES Y EXCITATRICES				
		1,00	1,00	1,25
TRITURADORAS DE MARTILLO				
		1,75	1,75	2,00

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.3: Factor de servicio para motores

Motor primario	Horas de operación	Tipo de carga		
		Carga uniforme U	Carga con impacto moderado M	Carga con impacto fuerte H
Motor eléctrico	3 horas diarias	1,00	1,00	1,50
	10 horas diarias	1,00	1,25	1,75
	24 horas diarias	1,25	1,50	2,00
Motor de combustión interna (multicilindro)	3 horas diarias	1,00	1,25	1,75
	10 horas diarias	1,25	1,50	2,00
	24 horas diarias	1,50	1,75	2,25

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.4. Potencia nominal en función de relación de reducción y velocidad

PARAMAX® 9000

SELECCIÓN Ejes paralelos - Doble reducción Relación nominal de reducción 6,3 ▶ 8

POTENCIA NOMINAL MECÁNICA (kW)

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Velocidad del eje de baja velocidad	Tamaño del reductor															
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	
6,3	Relación exacta de reducción		6,257	6,193	6,314	6,049			6,470			6,188		6,246		6,429		6,609
	1800	286	76	122	179	257			350			603		900		1430		1950
	1500	238	64	102	149	223			305			530		792		1250		1710
	1200	190	51	82	120	187			256			448		677		1050		1450
	1000	159	43	68	100	162			222			388		588		884		1240
	900	143	39	62	91	148			203			355		538		798		1120
7,1	Relación exacta de reducción		7,237	7,067	6,806	6,903			7,366			7,210		6,998		7,090		7,190
	1800	254	62	100	161	241			349			559		900		1350		1830
	1500	211	52	83	135	201			293			469		757		1130		1610
	1200	169	42	67	108	162			235			377		610		914		1320
	1000	141	35	56	90	136			197			316		511		766		1100
	900	127	31	50	82	122			178			285		461		691		999
8	Relación exacta de reducción		7,889	7,616	8,118	7,869	7,778	7,691	7,956	8,062	7,875	7,759	8,033	7,733	8,167	7,835	8,111	
	1800	225	61	99	140	187	219	257	311	350	517	603	781	900	1230	1430	1660	
	1500	188	51	83	117	156	190	223	271	305	455	530	687	792	1030	1250	1450	
	1200	150	41	67	94	126	154	187	227	256	378	448	571	677	836	1070	1200	
	1000	125	34	56	78	105	129	162	195	222	317	388	478	588	700	932	1020	
	900	113	31	50	71	95	116	148	176	203	286	355	432	538	632	841	923	
Tablas de dimensiones	750		94	25,9	42	59	79	97	127	147	174	239	304	361	462	529	704	773
	Horizontal	C-144	C-144	C-144	C-144	C-144	C-144	C-144	C-144	C-144	C-146	C-146	C-146	C-146	C-146	C-146	C-148	
		Vertical	C-170	C-170	C-170	C-170	C-170	C-170	C-170	C-170	C-170	C-172	C-172	C-172	C-172	C-172	C-172	C-174
Perpendicular	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-188	C-190	C-190	C-190	C-190	C-190	C-190	C-190	

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.5. Tamaño de Reductor Paramax en función de doble reducción

POTENCIA NOMINAL TÉRMICA (kW)

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Tamaño del reductor															
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	
Doble reducción Horizontal	6,3	1800	-	40	51	57	73	88	108	103	127	147	174	184	225	214	263	340
		1	111	132	143	193	216	265	250	308	415	491	479	531	510	709	1048	
		1500	-	39	50	58	75	89	110	106	131	151	180	192	238	232	284	360
		1	97	117	130	176	195	240	228	282	378	452	446	500	492	679	986	
		1200	-	38	49	58	75	88	110	106	131	151	182	196	245	240	296	370
		1	83	101	115	156	171	213	202	251	337	405	404	456	452	629	901	
	8	1000	-	36	47	56	74	86	108	104	130	149	180	195	245	241	299	371
		1	71	86	100	136	148	185	176	220	294	355	356	405	402	562	799	
		900	-	35	46	55	73	85	107	103	128	147	178	193	243	240	298	369
		1	66	81	94	128	139	176	166	208	277	336	337	385	382	537	761	
		750	-	33	44	53	70	81	103	99	124	142	173	188	239	235	293	362
		1	57	70	82	113	122	154	146	183	245	298	300	343	342	481	680	
Doble reducción Vertical	6,3	1800	-	39	49	54	69	84	102	98	120	135	158	163	200	182	229	220
		1500	-	38	49	56	72	86	106	102	125	142	168	182	219	210	258	277
		1200	-	37	48	56	73	86	107	103	128	145	174	194	231	231	278	317
		1000	-	36	46	55	72	85	106	102	127	144	174	195	235	239	285	330
		900	-	35	45	54	71	83	105	101	126	143	173	193	235	240	286	334
		750	-	33	43	52	69	80	101	98	122	139	169	188	232	235	284	336
Doble reducción Perpendicular	6,3	1800	-	32	40	45	59	70	86	82	102	118	139	147	180	171	211	
		1	89	106	115	154	173	212	200	246	332	393	383	425	408	567		
		1500	-	31	40	46	60	71	88	85	105	121	144	154	190	186	227	
		1	78	94	104	141	156	192	182	225	303	361	357	400	394	543		
		1200	-	30	39	46	60	71	88	85	105	121	146	157	196	192	237	
		1	66	81	92	125	137	170	162	201	269	324	323	365	361	503		
	8	1000	-	29	38	45	59	69	86	83	104	119	144	156	196	193	239	
		1	56	69	80	109	118	148	141	176	235	284	285	324	321	450		
		900	-	28	37	44	58	68	86	82	102	117	142	154	195	192	238	
		1	53	65	75	103	111	141	133	166	222	269	270	308	306	429		
		750	-	26	35	43	56	65	82	79	99	114	138	151	191	188	235	
		1	45	56	66	90	97	123	117	147	196	238	240	275	273	385		

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.6. Factor de corrección según temperatura de reductor paramax

Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1,00	1,00
30	0,85	0,87
40	0,70	0,73
50	0,55	0,60

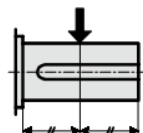
Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.7. Carga radial de reductor paramax según velocidad

PARAMAX® 9000

SELECCIÓN Cargas radiales y axiales admisibles sobre el eje de baja velocidad Ejes paralelos

Carga radial admisible (kN) _____



Hoja 1

Aplicable a las configuraciones: RL, LR, BL

Velocidad del eje de baja velocidad		Tamaño del reductor																
		9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100
Modelo estándar de rodamiento	250	11,8	17,7	17,7	29,4	29,9	32,4	37,8	46,6	39,7	49,1	44,1	77,0	77,0	100,1	100,1	137,8	139,8
	160	11,8	17,7	20,1	31,4	32,4	33,8	39,7	48,1	41,7	50,5	46,1	89,0	89,0	108,9	108,9	145,7	157,5
	100	11,8	17,7	25,0	35,3	38,7	39,2	47,1	53,5	47,6	54,4	54,4	99,0	99,0	122,1	122,1	147,6	166,3
	63	11,8	17,7	26,5	35,3	42,2	47,1	54,9	62,3	58,9	64,3	65,2	131,5	131,5	125,6	125,6	143,7	165,3
	40	11,8	17,7	26,5	35,3	42,2	49,1	54,9	67,7	71,1	78,0	79,0	141,0	141,0	125,1	125,1	137,8	164,8
	≤ 25	11,8	17,7	26,5	35,3	42,2	49,1	54,9	67,7	81,4	95,2	99,1	139,5	139,5	122,6	122,6	135,4	163,3
Modelo de rodamiento para servicio pesado	250									71,1	93,7	70,1	122,5	122,5	141,8	141,8	158,9	181,0
	160									78,0	94,7	77,5	137,5	137,5	132,4	132,4	151,6	174,6
	100									81,4	98,1	92,2	149,5	149,5	127,0	127,0	147,6	166,8
	63									81,4	98,1	114,8	149,0	149,0	125,6	125,6	143,7	165,8
	40									81,4	98,1	117,7	148,5	148,5	125,1	125,1	137,8	165,3
	≤ 25									81,4	98,1	117,7	147,0	147,0	122,6	122,6	135,4	163,8

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO A.8. Factor de esfuerzo radial de reductor paramax

Factor de esfuerzo radial

Elemento de esfuerzo radial	Factor de esfuerzo radial
Rueda dentada (hilera única)	1
Rueda dentada (hilera doble)	1,25
Engranajes	1,25
Correa en V	1,5
Correa plana	2,5

Nota. Reductores Paramax (2019)

ANEXO B.1. Valores para determinar el factor de acabado superficial de eje transmisión

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} (kpsi)	S_{ut} (MPa)	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272	-0.995

Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

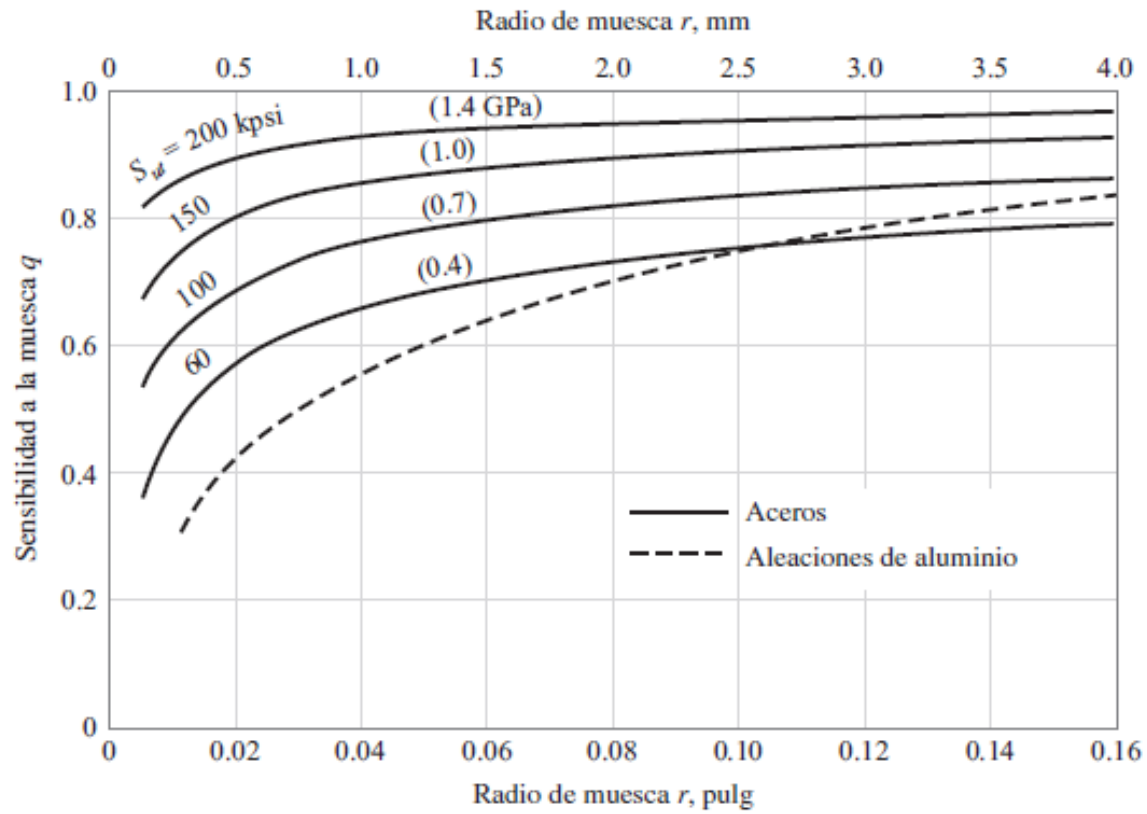
ANEXO B.2. Valores de temperatura según tensión del acero**Tabla 6-4**

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
(S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación, S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

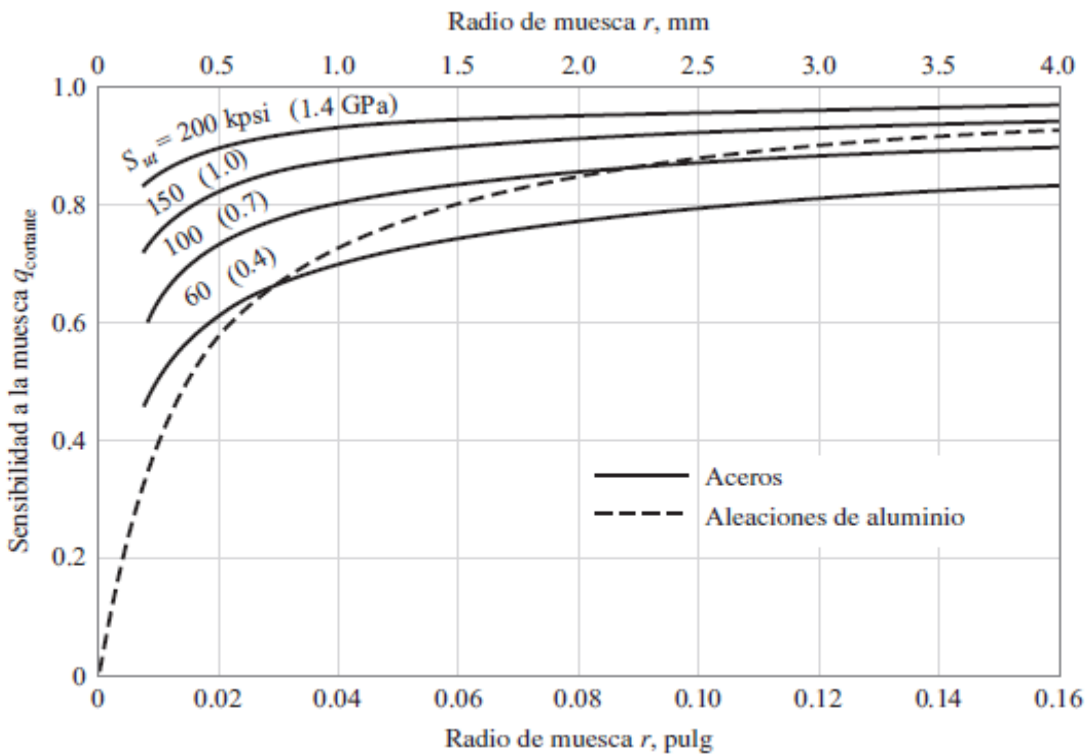
Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.3. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas



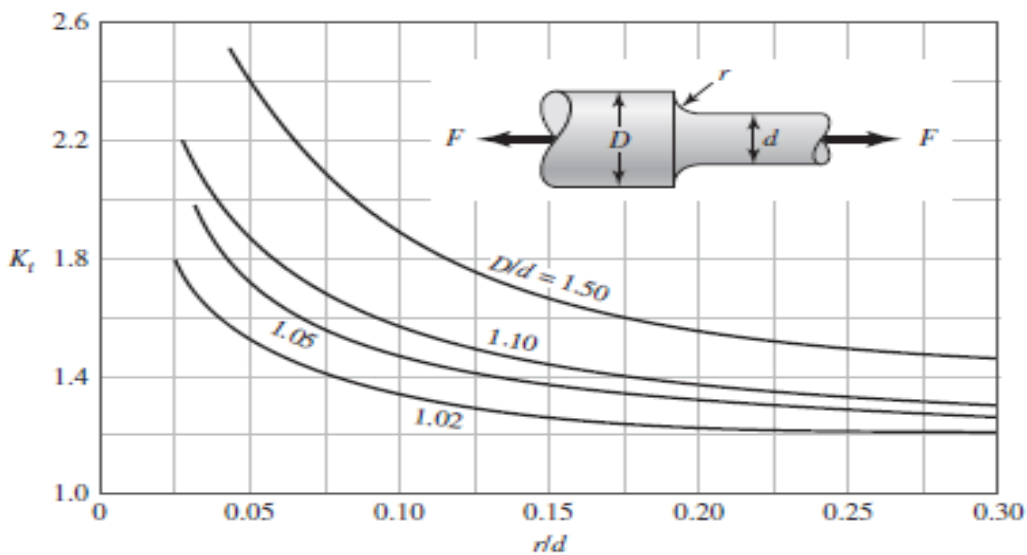
Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.4. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes



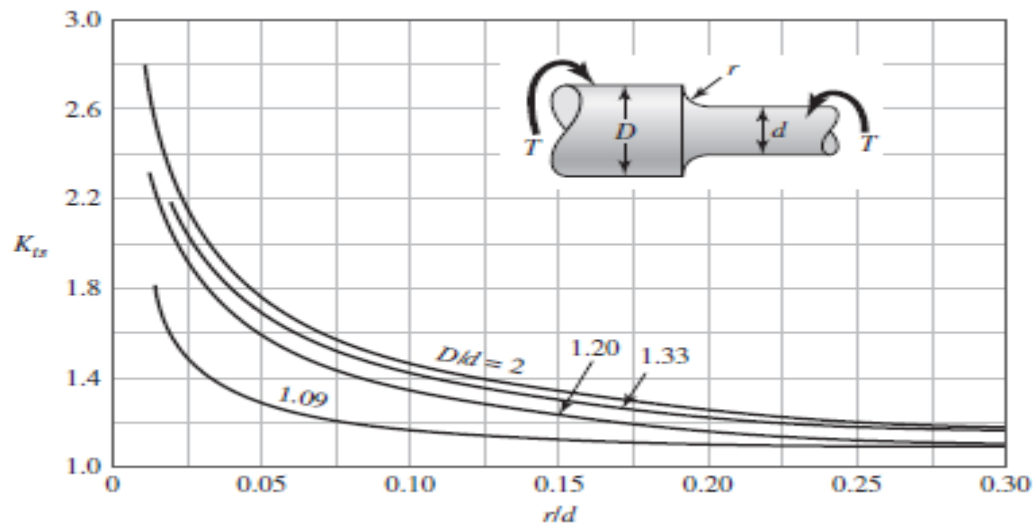
Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.4 Eje redondo con filete en el hombro en tensión.



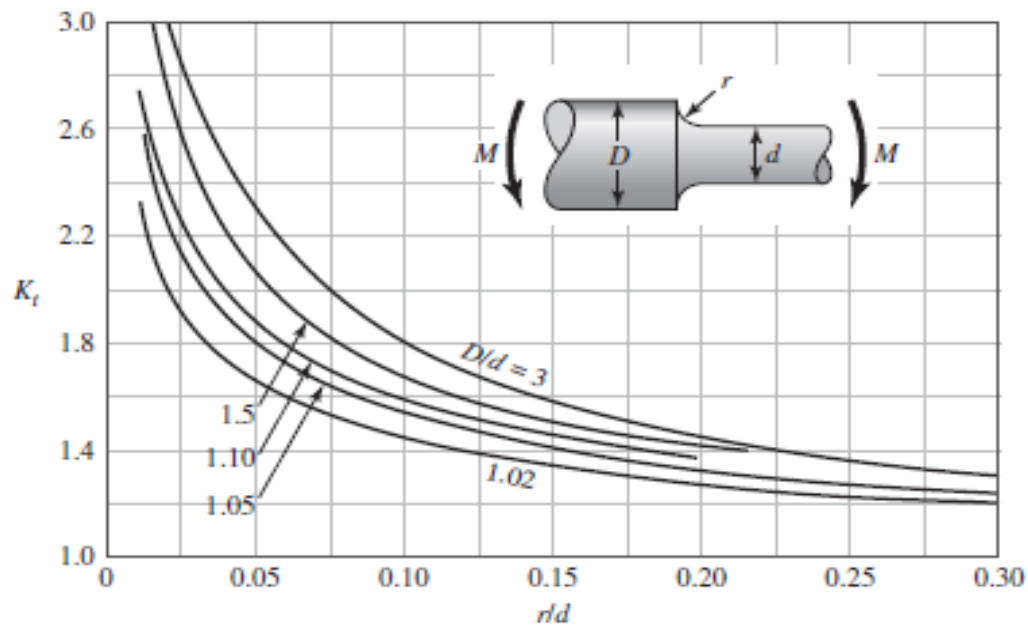
Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.5. Eje redondo con filete en el hombro en torsión.



Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.6. Eje redondo con filete en el hombro en flexión



Nota. Diseño de maquinas de Shigley, Budynas & Nisbett, (2008)

ANEXO B.7. Concentración de esfuerzos en chaveteros

**CONCENTRACION DE ESFUERZOS POR LA PRESENCIA DE CHAVETEROS
EN EJES DE ACERO**



σ_{ET} ó S_u [MPa]	k_f (a la fatiga) ó k_e (efectivo)	
	para Flexión	para Torsión
500	1,50	1,40
600	1,60	1,50
700	1,70	1,60
800	1,80	1,70
900	1,90	1,80
1.000	2,00	1,90

Nota. Diseño de elemento de maquinas, Mott, (2006)

ANEXO C.1. Características de aceros BOHLER


BÖHLER

IDENTIFICACIÓN DE ACEROS POR COLORES

Azul - Amarillo - Azul		S 600 SUPER RAPID	ACERO RÁPIDO FRESAS, MACCHOS
Amarillo - Rojo		W 302 US UTTRA	TRABAJO EN CALIENTE EXTRUSIÓN
Naranja - Plateado		W 320 WMD	TRABAJO EN CALIENTE FORJA
Amarillo - Blanco		K 100 ESPECIAL K	TRABAJO EN FRÍO MATRICES
Amarillo - Rojo - Blanco		K 110 ESPECIAL KMV	TRABAJO EN FRÍO MATRICES
Rojo - Azul		K 460 AMUTIT 5	TRABAJO EN FRÍO MATRICES
Amarillo - Lila		K 340 IMPACT EXTRA	TRABAJO EN FRÍO IMPACTO
Lila - Blanco		K 455 MY EXTRA	IMPACTO CUÑOS
Verde - Azul - Rojo		STARMOLO	MOLDES PLÁSTICOS POLIPROPIENO, ETC.
Verde - Rojo - Lila		M 303 MOLDINOX SUPREM	MOLDES PLÁSTICOS PVC
Azul		ECN	CEMENTACIÓN C-Ni
Blanco		TRANSMISION	CEMENTACIÓN BAJO CARBONO
Verde		VCN	BONIFICADO ALTA TORSION


BÖHLER

IDENTIFICACIÓN DE ACEROS POR COLORES

Verde - Blanco		VCL	BONIFICADO ALTA TRACCIÓN
Rojo - Blanco - Rojo		H	MEDIANO CARBONO
Azul		BP 280 BARRA PERFORADA	CEMENTACIÓN Mn-V
Amarillo - Verde		K 700 CHRONOS	PLANCHAS ANTIABRASIVO FUERTE IMPACTO
Verde - Azul		CHRONIT T-1 400 HB	PLANCHAS ANTIABRASIVO IMPACTO
Rojo - Verde		CHRONIT T-1 500 HB	PLANCHAS ANTIABRASIVO IMPACTO
Negro - Naranja - Verde		ANTINIT KW8	INOXIDABLE TEMPERABLE
Verde - Amarillo - Negro		ANTINIT KW85	INOXIDABLE TEMPERABLE
Negro		ANTINIT 316 L	INOXIDABLE 18/12
Blanco - Negro		ANTINIT 304 L	INOXIDABLE 18/8
Rojo - Negro		H 525 ANTITHERM FFB	ANTIÉRMICO REFRACTARIO
Verde - Amarillo - Azul		CHRONIT T1-400	REVENIDO FORJA-MATRICES
Amarillo - Rojo - Verde		CHRONIT T1-500	REVENIDO


BÖHLER

6


BÖHLER

7

Nota. Catalogo de aceros Bohler (2020)

ANECO C.2. Características de los aceros VCN

VCN	AISI : ~ 4340 H DIN : 34 Cr Ni Mo 6 WN°: 1.6582
-----	---

Tipo de aleación : C0,34 Cr1,5 Ni1,5 Mo0,2 Si0,30 Mn0,50%
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros.

Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

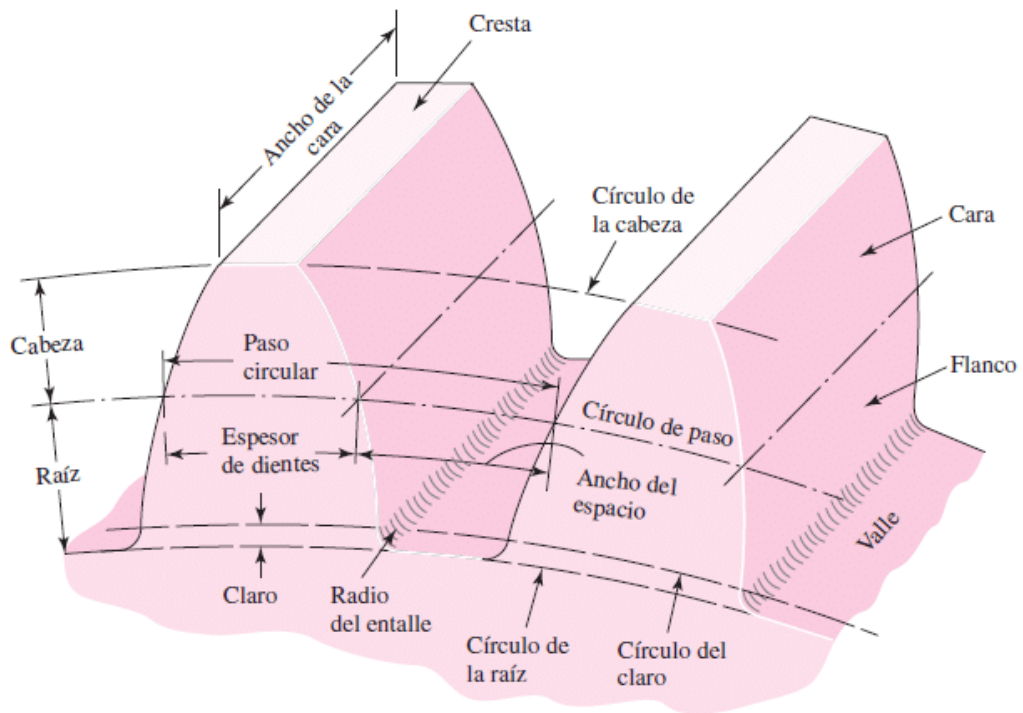
Forjado: 1050 - 850 °C
Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido: 540 - 680 °C
Normalizado: 850 - 880 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resistencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
			40	885	1080 - 1280	10	45	48
		40	100	785	980 - 1180	11	50	48
		100	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 990	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

ANEXO C.3. Nomenclatura de Engranajes Rectos



Nota. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, por Budynas & Nisbett (2008)

ANEXO C.4. Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

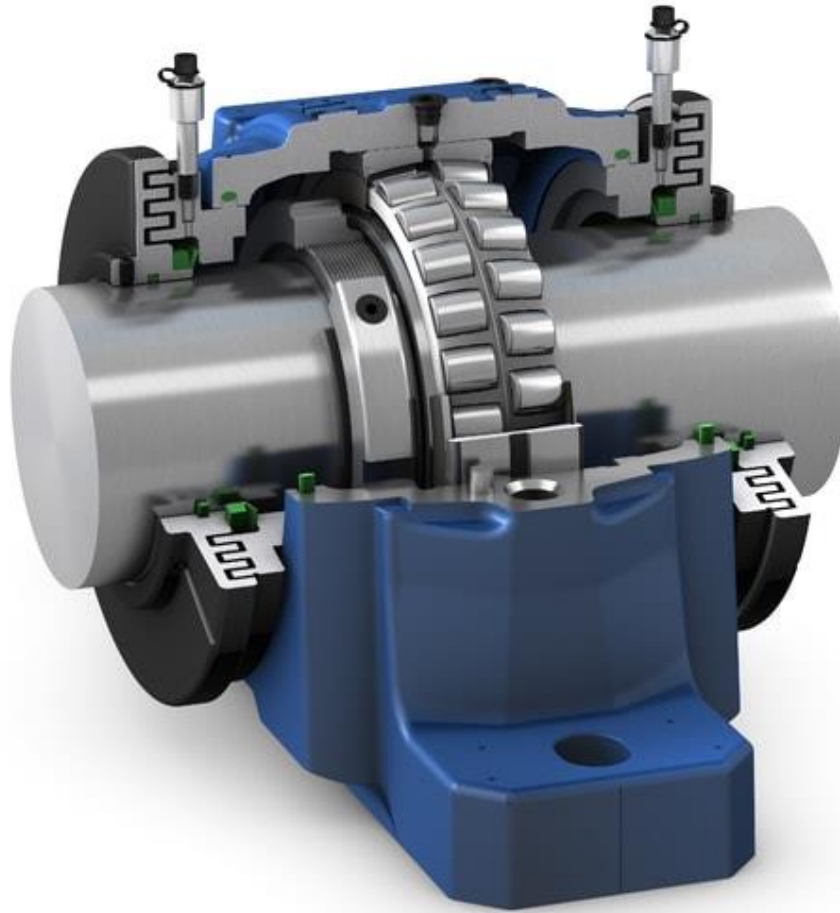
Nota. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, por Budynas & Nisbett (2008), p. 710

ANEXO D. Soporte de pie para montaje de rodamiento en eje de transmisión



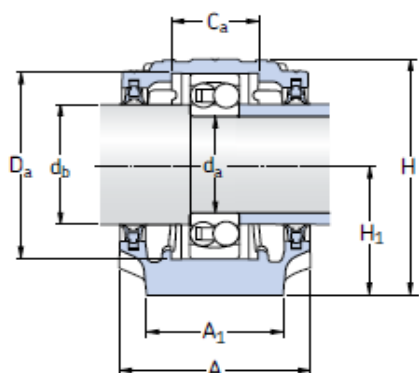
Nota.Catalogo General de Rodamientos SKF,2006)

ANEXO D.2. Montaje de rodamiento de rodillos a rotula con manguito de fijación en eje

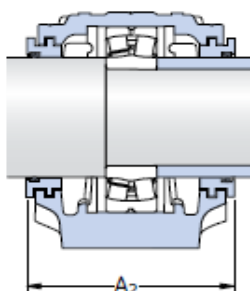


Nota. (SKF, <https://www.skf.com/es/products/mounted-bearings/bearing-housings>, s.f.)

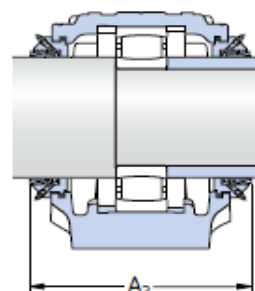
ANEXO D.3. Selección de soporte de pie para rodamiento SKF



Obturaciones de doble labio
Diseño G



Obturaciones de laberinto
Diseño S



Obturaciones Taconite
Diseño ND

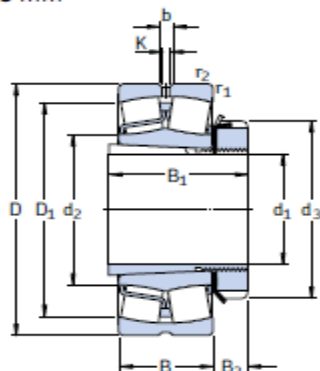
Eje	Soporte										Masa	Designaciones	Componentes	Obtura-	Tapa	
d _a	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G		Soporte com- pleto con dos obturaciones	Sólo el soporte	ciones	lateral	
mm	mm										kg	—				
85	125	90	183	95	32	260	320	28	22	20	9,50	SNL 217 TG SNL 217 TA SNL 217 TS SNL 217 TND	SNL 217 SNL 217 SNL 217 SNL 217	TSN 217 G TSN 217 A TSN 217 S TSN 217 ND	ASNH 217 ASNH 217 ASNH 217 ASNH 217	
	160	110	218	112	40	320	380	32	26	24	17,6	SNL 317 TG SNL 317 TA SNL 317 TS SNL 317 TND	SNL 520-617 SNL 520-617 SNL 520-617 SNL 520-617	TSN 317 G TSN 317 A TSN 317 S TSN 317 ND	ASNH 520-617 ASNH 520-617 ASNH 520-617 ASNH 520-617	
90	140	100	194	100	35	290	345	28	22	20	11,8	SNL 218 TG SNL 218 TA SNL 218 TS SNL 218 TND	SNL 218 SNL 218 SNL 218 SNL 218	TSN 218 G TSN 218 A TSN 218 S TSN 218 ND	ASNH 218 ASNH 218 ASNH 218 ASNH 218	
	175	120	242	125	45	350	410	32	26	24	22,0	SNL 319 TA SNL 319 TS SNL 319 TND	SNL 522-619 SNL 522-619 SNL 522-619	TSN 319 A TSN 319 S TSN 319 ND	ASNH 522-619 ASNH 522-619 ASNH 522-619	
100	160	110	218	112	40	320	380	32	26	24	17,6	SNL 220 TG SNL 220 TA SNL 220 TS SNL 220 TND	SNL 520-617 SNL 520-617 SNL 520-617 SNL 520-617	TSN 220 G TSN 220 A TSN 220 S TSN 220 ND	ASNH 520-617 ASNH 520-617 ASNH 520-617 ASNH 520-617	
	185	120	271	140	45	350	410	32	26	24	26,2	SNL 320 TA SNL 320 TS SNL 320 TND	SNL 524-620 SNL 524-620 SNL 524-620	TSN 320 A TSN 320 S TSN 320 ND	ASNH 524-620 ASNH 524-620 ASNH 524-620	
110	175	120	242	125	45	350	410	32	26	24	22,0	SNL 222 TG SNL 222 TA SNL 222 TS SNL 222 TND	SNL 522-619 SNL 522-619 SNL 522-619 SNL 522-619	TSN 222 G TSN 222 A TSN 222 S TSN 222 ND	ASNH 522-619 ASNH 522-619 ASNH 522-619 ASNH 522-619	
	185	120	271	140	45	350	410	32	26	24	26,2	SNL 224 TG SNL 224 TA SNL 224 TS SNL 224 TND	SNL 524-620 SNL 524-620 SNL 524-620 SNL 524-620	TSN 224 G TSN 224 A TSN 224 S TSN 224 ND	ASNH 524-620 ASNH 524-620 ASNH 524-620 ASNH 524-620	

Nota. Catálogo General de Rodamientos SKF (2006)

ANEXO D.4. Selección de rodamiento de rodillos a rótula para eje de transmisión

Rodamientos de rodillos a rótula sobre manguitos de fijación

d_1 70 – 115 mm

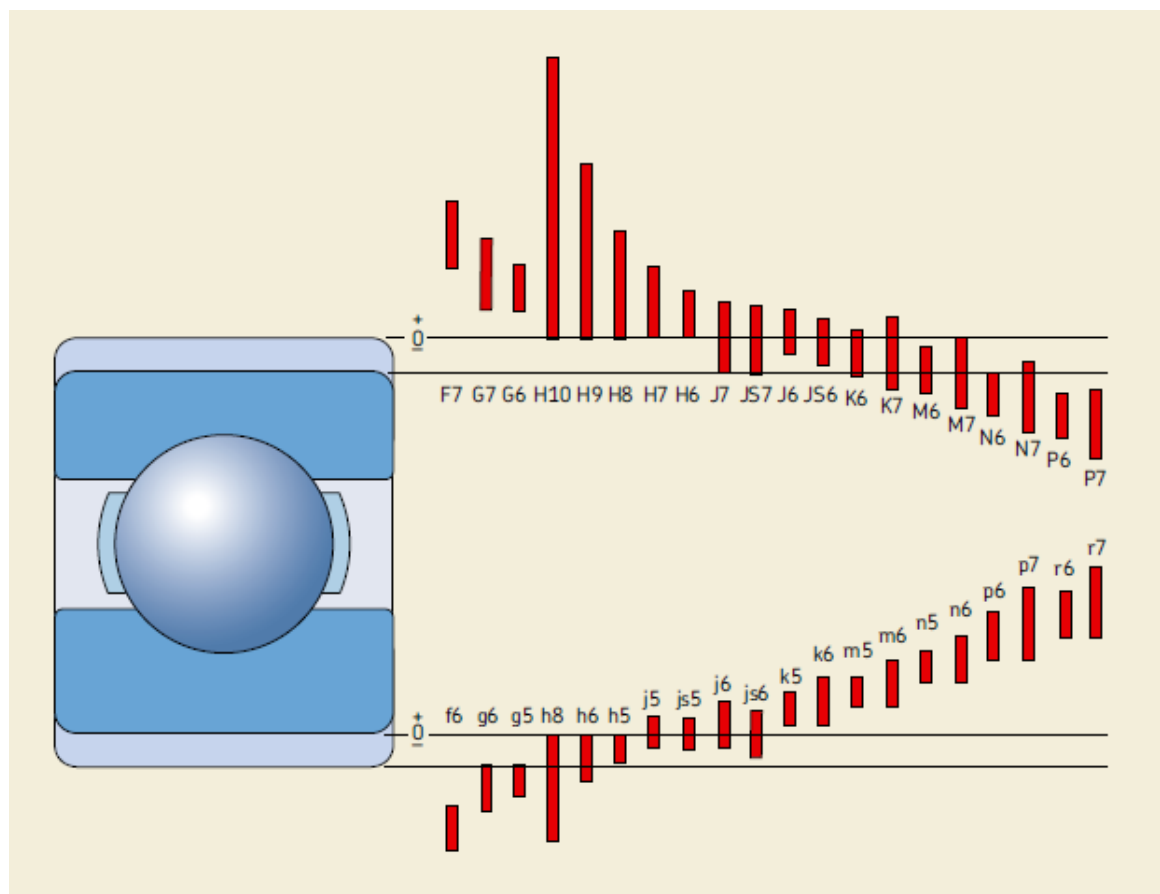


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designaciones	Manguito de fijación
d_1	D	B	dinámica C	estática C_0	P_u	de referencia	límite	Rodamiento + manguito	Rodamiento	
mm			kN		kN	rpm		kg	—	
70	140	33	236	270	29	4 300	6 000	3,00	* 22216 EK	H 316
	170	39	325	375	39	3 800	5 300	5,30	* 21316 EK	H 316
	170	58	490	540	54	3 000	4 000	7,65	* 22316 EK	H 2316
75	150	36	285	325	34,5	4 000	5 600	3,70	* 22217 EK	H 317
	180	41	325	375	39	3 800	5 300	6,20	* 21317 EK	H 317
	180	60	550	620	61	2 800	3 800	8,85	* 22317 EK	H 2317
80	160	40	325	375	39	3 800	5 300	4,55	* 22218 EK	H 318
	160	52,4	355	440	48	2 800	3 800	6,00	* 23218 CCK/W33	H 2318
	190	43	380	450	46,5	3 600	4 800	7,25	* 21318 EK	H 318
	190	64	610	695	67	2 600	3 600	10,5	* 22318 EK	H 2318
85	170	43	380	450	46,5	3 600	4 800	5,45	* 22219 EK	H 319
	200	45	425	490	49	3 400	4 500	8,25	* 21319 EK	H 319
	200	67	670	765	73,5	2 600	3 400	12,0	* 22319 EK	H 2319
90	165	52	365	490	53	3 000	4 000	6,15	* 23120 CCK/W33	H 3120
	180	46	425	490	49	3 400	4 500	6,40	* 22220 EK	H 320
	180	60,3	475	600	63	2 400	3 400	8,75	* 23220 CCK/W33	H 2320
	215	47	425	490	49	3 400	4 500	10,5	* 21320 EK	H 320
	215	73	815	950	88	2 400	3 000	15,2	* 22320 EK	H 2320
100	170	45	310	440	46,5	3 400	4 300	5,75	* 23022 CCK/W33	H 322
	180	56	430	585	61	2 800	3 600	7,70	* 23122 CCK/W33	H 3122
	200	53	560	640	63	3 000	4 000	8,90	* 22222 EK	H 322
	200	69,8	600	765	76,5	2 200	3 200	12,5	* 23222 CCK/W33	H 2322
	240	80	950	1 120	100	2 000	2 800	21,0	* 22322 EK	H 2322
110	180	46	355	510	53	3 200	4 000	5,95	* 23024 CCK/W33	H 3024
	200	62	510	695	71	2 600	3 400	10,0	* 23124 CCK/W33	H 3124
	215	58	630	765	73,5	2 800	3 800	11,0	* 22224 EK	H 3124
	215	76	695	930	93	2 000	2 800	14,7	* 23224 CCK/W33	H 2324
	260	86	965	1 120	100	2 000	2 600	25,5	* 22324 CCK/W33	H 2324
115	200	52	430	610	62	2 800	3 600	8,60	* 23026 CCK/W33	H 3026
	210	64	560	780	78	2 400	3 200	12,0	* 23126 CCK/W33	H 3126
	230	64	735	930	88	2 600	3 600	14,0	* 22226 EK	H 3126
	230	80	780	1 060	104	1 900	2 600	18,5	* 23226 CCK/W33	H 2326
	280	93	1 120	1 320	114	1 800	2 400	33,0	* 22326 CCK/W33	H 2326

* Rodamiento SKF Explorer

Nota. Catalogo General de Rodamientos SKF (2006)

ANEXO D.5. Tabla de ajustes para rodamientos en ejes de transmisión



Nota. Catalogo General de Rodamientos SKF (2006)

ANEXO D.6. Valor de los Factores X e Y, de los diferentes tipos de Rodamientos

Rodamiento de bolas						Rodamiento de Rodillos					
Tipo de Rodamiento	$\frac{Fa}{Fr} < e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$		e	Tipo de Rodamiento	$\frac{Fa}{Fr} < e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$		e
	X	Y	X	Y			X	Y	X	Y	
Rodamientos Rizados de bolas						Rodamiento de rodillos a rótula					
Series 6, 160, 60, 62, 63. 64. 42. 43						23944-239/670					
$F_a = 0.025$						239/710-239/950					
$C_o = 0.04$						23024 CC-23068 CAC					
$= 0.07$						23072 CAC-230/500 CAC					
$= 0.13$						24024 CC -24080 CAC					
$= 0.25$						24084 CAC-240/500 CAC					
$= 0.50$						23120 CC-23128 CC					
						23130 CC-231/500 CAC					
						24122 CC-24128 CC					
						24130 CC-24172 CAC					
						24176 CAC-241/500 CAC					
Rodamientos de bolas a rótula						22205 CC-22207 CC					
135. 126. 127. 108. 129						22208 CC-22209 CC					
1200-1203						22210 CC-22220 CC					
1204-1205						22222 CC-22244 CC					
1206-1207						22248 CC-22264 CAC					
1208-1209						23218 CC-23220 CC					
1210-1212						23222 CC-23264 CAC					
1213-1222						21304 CC-21305 CC					
1224-1230						21306 CC-21310 CC					
2200-2204						21311 CC-21319 CC					
2205-2207						21320 CC - 21322 CC					
2208-2209						22306 CC-22310 CC					
2210-2213						22311 CC-22315 CC					
2214-2220						22316 CC-22340 CC					
2221-2222						22344 CC-22356 CC					
1300-1303											
1304-1305						Rodamientos de rodillos cónicos					
1306-1309						32005-32024					
1310-1322						30203-30204					
2301						30205-30208					
2302-2304						30209-30222					
2305-2310						30224-30230					
2311-2318						32206-32208					
						32209-32222					
						32224-32230					
						30302-3033					
						30304-30307					
						30306-30324					
						31305-31318					
						32303					
						32304-32307					
						32308-32324					

Nota. Catalogo General de Rodamientos SKF (2006)

ANEXO 16 Seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en millones de revoluciones

Rodamiento de Bolas				Rodamiento de Rodillos			
Duracion En millones revol L 10	C P	Duracion En millones revol L 10	C P	Duracion En millones revol L 10	C P	Duracion En millones revol L 10	C P
0.50	0.793	600	8.430	0.50	0.812	600	6.81
0.75	0.909	650	8.66	0.75	0.92	650	6.98
1	1.00	700	8.88	1	1.00	700	7.14
2	1.14	750	9.09	2	1.13	750	7.29
2	1.26	800	9.28	2	1.24	800	7.43
3	1.44	850	9.47	3	1.39	850	7.56
4	1.59	900	9.65	4	1.52	900	7.70
5	1.71	950	9.83	5	1.62	950	7.82
6	1.82	1000	10.0	6	1.71	1000	7.94
8	2.00	1100	10.3	8	1.87	1100	8.17
10	2.15	1200	10.6	10	2.00	1200	8.39
12	2.29	1300	10.9	12	2.11	1300	8.59
14	2.41	1400	11.2	14	2.21	1400	8.79
16	2.52	1500	11.4	16	2.30	1500	8.97
18	2.62	1600	11.7	18	2.38	1600	9.15
20	2.71	1700	11.9	20	2.46	1700	9.31
25	2.92	1800	12.2	25	2.63	1800	9.48
30	3.11	1900	12.4	30	2.77	1900	9.63
35	3.27	2000	12.6	35	2.91	2000	9.78
40	3.42	2200	13.0	40	3.02	2200	10.1
45	3.56	2400	13.4	45	3.13	2400	10.3
50	3.68	2600	13.8	50	3.23	2600	10.6
60	3.91	2800	14.1	60	3.42	2800	10.8
70	4.12	3000	14.4	70	3.58	3000	11.0
80	4.31	3500	15.2	80	3.72	3500	11.5
90	4.48	4000	15.9	90	3.86	4000	12.0
100	4.64	4500	16.5	100	3.98	4500	12.5
120	4.93	5000	17.1	120	4.20	5000	12.9
140	5.19	5500	17.7	140	4.40	5500	13.2
160	5.43	6000	18.2	160	4.58	6000	13.6
180	5.65	7000	19.1	180	4.75	7000	14.2
200	5.85	8000	20.0	200	4.90	8000	14.8
250	6.30	9000	20.8	250	5.24	9000	15.4
300	6.69	10000	21.5	300	5.54	10000	15.8
350	7.05	12500	23.2	350	5.80	12500	16.9
400	7.37	15000	24.7	400	6.03	15000	17.9
450	7.66	17500	26.0	450	6.25	17500	18.7
500	7.94	20000	27.1	500	6.45	20000	19.5
550	8.19	25000	29.2	550	6.64	25000	20.9

Nota. Catalogo General de Rodamientos SKF (2006)