

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“Diseño de un sistema de transmisión de potencia por cadenas para secador
Rotadisco FSD60 en pesquera diamante”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTOR:

Bach. Muñoz Lázaro, Davis Danilo

ASESOR:

Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE -PERÚ

2023


HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

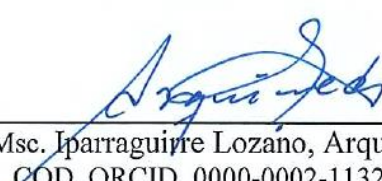
“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA POR CADENAS PARA SECADOR ROTADISCO FSD60 EN PESQUERA DIAMANTE”, elaborado por el bachiller.

MUÑOZ LAZARO DAVIS DANILO


Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.



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



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



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
INTEGRANTE

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA POR CADENAS PARA SECADOR ROTADISCO FSD60 EN PESQUERA DIAMANTE”, elaborado por el bachiller.

MUÑOZ LAZARO DAVIS DANILO

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



Msc. Risso Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
ASESOR

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los diez días del mes de noviembre del año dos mil veintitrés, siendo las 12:30 p.m., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 527-2023-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 787-2023-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Presidente)**, **Msc. Arquimedes Iparraguirre Lozano (Secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS PARA SECADOR ROTADISCO FSD60 EN PESQUERA DIAMANTE"**, perteneciente al bachiller: **MUÑOZ LAZARO DAVIS DANILO**, código de matrícula N°0201216003, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N° 423-2021-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
MUÑOZ LAZARO DAVIS DANILO	17	BUENO

Siendo las 01:00 p.m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, noviembre 10 de 2023


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
PRESIDENTE


Msc. Arquimedes Iparraguirre Lozano
SECRETARIO


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE



Digital Receipt

This receipt acknowledges that Turnitin received your paper. Below you will find the receipt information regarding your submission.

The first page of your submissions is displayed below.

Submission author: DAVIS DANILO MUÑOZ LÁZARO
Assignment title: TESIS FINAL
Submission title: Diseño de un sistema de transmisión de potencia por caden...
File name: IFT-Davis_Mu_oz_-ok.pdf
File size: 10.17M
Page count: 164
Word count: 25,254
Character count: 122,466
Submission date: 28-Nov-2023 03:38PM (UTC-0500)
Submission ID: 2241181794

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



"Diseño de un sistema de transmisión de potencia por cadenas para secador
Rotadisco FSD60 en pesquera diamante"

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

AUTOR:

Bach. Muñoz Lázaro, Davis Danilo

ASESOR:

Ms. Risco Ojeda, Rusber Alberto

NUEVO CHIMBOTE - PERÚ

2023

Diseño de un sistema de transmisión de potencia por cadenas

INFORME DE ORIGINALIDAD

19%

INDICE DE SIMILITUD

19%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

10%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	eprints.uanl.mx Fuente de Internet	3%
2	www.roydisa.es Fuente de Internet	3%
3	vsip.info Fuente de Internet	2%
4	sytrans.es Fuente de Internet	2%
5	www.skf.com Fuente de Internet	1%
6	docplayer.es Fuente de Internet	1%
7	cybertesis.uni.edu.pe Fuente de Internet	1%
8	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	1%
9	idoc.pub Fuente de Internet	

1 %

10

ria.utn.edu.ar

Fuente de Internet

1 %

11

hdl.handle.net

Fuente de Internet

<1 %

12

idus.us.es

Fuente de Internet

<1 %

13

edoc.pub

Fuente de Internet

<1 %

14

vdocuments.es

Fuente de Internet

<1 %

15

doi.org

Fuente de Internet

<1 %

16

archive.org

Fuente de Internet

<1 %

17

[Submitted to The Hong Kong Polytechnic University](#)

Trabajo del estudiante

<1 %

18

dspace.esPOCH.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

19

documents.mx

Fuente de Internet

<1 %

20

www.iit.comillas.edu

Fuente de Internet

<1 %

21

vdocumento.com

Fuente de Internet

<1 %

22

ri.ues.edu.sv

Fuente de Internet

<1 %

23

dspace.ups.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

24

libreriafavorita.blogspot.com

Fuente de Internet

<1 %

25

Submitted to 95158

Trabajo del estudiante

<1 %

26

core.ac.uk

Fuente de Internet

<1 %

27

red.uao.edu.co

Fuente de Internet

<1 %

28

pdfcoffee.com

Fuente de Internet

<1 %

29

docplayer.fi

Fuente de Internet

<1 %

30

Submitted to Universidad Cesar Vallejo

Trabajo del estudiante

<1 %

31

repositorio.espe.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

32	zagan.unizar.es Fuente de Internet	<1 %
33	Submitted to Pontificia Universidad Católica del Perú Trabajo del estudiante	<1 %
34	Submitted to Universidad Católica San Pablo Trabajo del estudiante	<1 %
35	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
36	repositorio.usmp.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
37	dadospdf.com Fuente de Internet	<1 %
38	es.scribd.com Fuente de Internet	<1 %
39	patents.google.com Fuente de Internet	<1 %
40	www.uci.ac.cr Fuente de Internet	<1 %
41	kupdf.net Fuente de Internet	<1 %
42	repositorio.uss.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
43	Submitted to Universidad Nacional del Santa	

<1 %

44 lasco-www.nrl.navy.mil
Fuente de Internet

<1 %

45 qdoc.tips
Fuente de Internet

<1 %

46 www.vialidad-provinciadellanquihue.cl
Fuente de Internet

<1 %

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias < 15 words

Excluir bibliografía

Activo

DEDICATORIA

Este proyecto está dedicado a mis padres, a mi familia que siempre me apoyo en todo momento y que me brindaron las fuerzas necesarias para continuar siempre adelante.

A Dios que es el buen hacedor de todas las cosas y en todo momento nos guarda e ilumina para poder conseguir nuestras metas y objetivos.

AGRADECIMIENTO

Expreso mi especial agradecimiento a nuestra escuela académico profesional de Ingeniería Mecánica y también a nuestra Universidad Nacional del Santa (UNS) por habernos acogido estos años de estudio y formado como buenos profesionales para la sociedad.

Un especial agradecimiento también a mi asesor quien hizo posible con su apoyo la culminación de este proyecto de tesis, que representa el tiempo y el esfuerzo que se necesita para cumplir un objetivo.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTO	ii
INDICE DE FIGURAS.....	vi
INDICE DE TABLAS	viii
RESUMEN	x
ABSTRACT.....	xi
I. INTRODUCCION	12
1.1. Antecedentes	13
1.2. Planteamiento Del Problema.....	14
1.3. Formulación Del Problema	14
1.4. Hipótesis.....	14
1.5. Variables Independientes y Dependientes	14
1.5.1 Variable Dependiente.....	14
1.5.2 Variable Independiente	14
1.6. Objetivos	15
1.6.1 Objetivo General	15
1.6.2 Objetivos Específicos.....	15
1.7. Justificación.....	15
1.8. Limitaciones.....	16
2. MARCO TEORICO.....	17
2.1. Transmisión por Cadenas	17
2.1.1 Tipo de Cadenas Aplicadas a la Transmisión de Potencia.....	17
2.1.2 Ventajas de las Transmisiones con Cadenas	17
2.1.3 Transmisiones Mediante Cadenas de Rodillos	18
2.1.4 Designación de las Cadenas de Rodillos.....	19
2.1.5 Consideraciones Para La Selección De Las Cadenas De Rodillos	20
2.1.6 Diseño de Transmisión de Cadenas	21
2.2. Diseño de Ejes De Transmisión	32
2.2.1 Nomenclatura	33
2.2.2 Fórmulas De Diseño.....	34
2.2.3 Factores que Modifican la Resistencia por Fatiga	36
2.3. Selección de Reductores de Velocidad	51
2.3.1 Reductores de Velocidad.....	51

2.3.2	Criterios Generales para la Selección de Reductores.....	51
2.3.3	Tipos Principales de Reductores de Velocidad.....	53
2.3.4	Procedimiento de Selección de Reductores de Velocidad	56
2.4.	Acoplamiento de Engranajes.....	62
2.4.1	Selección de Acoplamientos	63
2.5.	Acoplamiento Hidrodinámico	67
2.5.1	Ventajas de la Junta Hidrodinámica.....	68
2.5.2	Ventajas del Montaje Estándar.....	68
2.5.3	Selección de Acoplamiento Hidrodinámico.....	69
2.6.	Selección del Tipo De Rodamiento.....	72
2.6.1	Cálculo de Cargas que actúan sobre el Rodamiento	72
2.6.2	Procedimiento de Selección de Rodamientos	83
2.7.	Calculo de la potencia de Accionamiento del Motor	84
3.	MATERIALES Y METODOS	86
3.1.	Marco Metodológico	86
3.1.1	Diseño de Investigación	86
3.1.2	Tipo de Investigación.....	86
3.2.	Medios y Materiales	86
4.	CALCULOS	87
4.1.	Consideraciones Previas.....	87
4.2.	Diseño de un Sistema de Transmisión de Potencia por Cadenas de Rodillos	89
4.3.	Primera Etapa de Reducción	90
4.3.1	Selección de Reductor de Velocidad.....	90
4.3.2	Selección de Acoplamiento Hidrodinámico Rotofluid	97
4.3.3	Selección de Acoplamiento de Caja de Reducción Y Contraeje	99
4.4.	Segunda Etapa de Reducción	102
4.4.1	Selección De Cadena, Piñón Y Catarina.....	102
4.4.2	Diseño de Contra-Eje de Piñón	111
4.4.3	Selección de Rodamientos	124
5.	RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	129
5.1.	Resultados	129
5.1.1	Resultados de Primera Etapa de Reducción.....	129
5.1.2	Resultados de Segunda Etapa de Reducción.....	129
5.1.3	Evaluación Económica.....	130
5.2.	Discusión de Resultados	132

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	134
6.1.	Conclusiones	134
6.2.	Recomendaciones.....	135
7.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	136
8.	ANEXOS	138

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Componentes de una cadena de rodillos	18
Figura 2 Montaje de una transmisión con Cadena de Rodillos	21
Figura 3 Grafica para la selección de Cadenas de Rodillo Americanas	28
Figura 4 Factor de acabado superficial k_a como una función del estado de la superficie y la resistencia a la tracción.	37
Figura 5 Factor de Tamaño Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985	39
Figura 6 Factor de Tamaño para ejes de más de 2 in.	40
Figura 7 Sensibilidad de la muesca “q”.	46
Figura 8 Eje redondo con filete y cambio de sección	47
Figura 9 Eje redondo ranurado en flexión	47
Figura 10 Eje redondo con agujero transversal.....	48
Figura 11 Reductores Corona de Tornillo Sin fin.....	53
Figura 12 Reductores de velocidad de engranajes	55
Figura 13 Configuración de reductores de Ejes paralelos y ortogonales.....	57
Figura 14 Acoplamiento Hidrodinámico – Montaje Standard.....	69
Figura 15 Diferentes Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFLUID.....	70
Figura 16 Curva de selección de Acoplamiento ROTOFLUID según Tamaño	71
Figura 17 Cargas radiales aplicadas al centro de presión de los rodamientos I y II	74
Figura 18 Secador Rotadiscos 03 – FSD 6	88
Figura 19 Sistema de Reducción de 02 Etapas	89
Figura 20 Tamaño de Reductor con Relación de reducción 28 a 35.5	93
Figura 21 Potencia por capacidad térmica según tamaño de reductor.....	94
Figura 22 Acoplamiento de engranajes entre Eje de Reductor y Eje de Piñón Motriz	95
Figura 23 Caja de Reducción Paramax: P-H-D-9075-P-3-LR-31.5	96
Figura 24 Selección de Acoplamiento Hidrodinámico Rotofluid.....	97
Figura 25 Selección de Cadena de Rodillos con Potencia de Diseño y RPM	104
Figura 26 Selección de Numero de Dientes de Catarina Menor.....	105
Figura 27 Selección de Factor k_a para Su igual 1080 MPa (Acero VCN)	112
Figura 28 Selección de Factor k_b para diámetro de Eje de 100 a 150 mm.....	113
Figura 29 Distribución de fuerza sobre ejes Coordinados X', Y' y Y.....	115
Figura 30 Distribución de fuerza sobre el Eje Coordinado Y.....	116
Figura 31 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado Y. 117	
Figura 32 Distribución de fuerza sobre el Eje Coordinado X'.....	118

Figura 33 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado X'.	
119	
Figura 34 Distribución de fuerza sobre el Eje Coordinado Y'.....	120
Figura 35 Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado Y'.	
121	
Figura 36 Manguitos de fijación para ejes métricos d1 110 – 180 mm.....	124
Figura 37 Rodamientos de rodillos a rótula d = 140 – 170 mm	125
Figura 38 Selección de rodamiento autoalimente.	127

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de servicio para cadenas de Rodillos	27
Tabla 2 Factores de servicio para Cadenas de Rodillos.....	27
Tabla 3 Factor de Hileras Múltiples.....	28
Tabla 4 Potencia (HP) para cadena N° 200 de una sola hilera	29
Tabla 5 Potencia (HP) para cadena N° 200H de una sola hilera	29
Tabla 6 <i>Potencia (HP) para cadena N° 240 de una sola hilera</i>	30
Tabla 7 <i>Potencia (HP) para cadena N° 240H de una sola hilera</i>	30
Tabla 8 <i>Diámetros máximos del orificio y del cubo de las ruedas dentadas de la cadena de rodillos (con chavetero estándar)</i>	31
Tabla 9 <i>Factor de confiabilidad</i>	41
Tabla 10 <i>Factor de Temperatura</i>	42
Tabla 11 <i>Fatigue stress concentración factor kf</i>	46
Tabla 12 <i>Factor de Servicio en base al Motor Primario, horas de operación y tipo de Carga</i>	58
Tabla 13 <i>Factor de Servicio en base a la Aplicación y Horas de operación del equipo</i>	59
Tabla 14 <i>Ejemplo de Capacidad Térmica del Reductor según Catalogo</i>	61
Tabla 15 <i>Factor de Corrección de Temperatura</i>	61
Tabla 16 <i>Factor de Servicio Sz para la frecuencia de arranque</i>	64
Tabla 17 <i>Factor de Funcionamiento SB</i>	65
Tabla 18 <i>TKN – Par Nominal del Acoplamiento</i>	66
Tabla 19 <i>Valor de los Factores X e Y, de los diferentes tipos de Rodamientos</i>	78
Tabla 20 <i>Seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en millones de revoluciones</i>	79
Tabla 21 <i>Seguridad de carga C/P, para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades – Rodamientos de Bolas</i>	80
Tabla 22 <i>Seguridad de carga C/P, para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades – Rodamientos de Rodillos</i>	81
Tabla 23 <i>Duración nominal requerida para los rodamientos de diferentes clases de maquinas</i>	82
Tabla 24 <i>Distribución de medidas a lo largo del Eje de Transmisión</i>	115
Tabla 25 <i>Componentes de Primera Etapa de Reducción</i>	129
Tabla 26 <i>Componentes de Segunda Etapa de Reducción</i>	130

Tabla 27 <i>Costo de la instalación de Sistema de Transmisión de Potencia por cadena de Rodillos</i>	131
--	-----

RESUMEN

En la presente tesis se diseñó un sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos para un Secador Rotadisco FSD60 de 6000 Kg/h de evaporación de agua , en la empresa Pesquera Diamante SA ,como alternativa de solución , proponiendo el reemplazo del sistema de transmisión de potencia directo , conformada por una Caja reductora de ejes paralelos marca SEW, con una capacidad mecánica de 250 HP y un ratio de reducción de 178.5 : 1 que se encuentre inoperativo , por un nuevo sistema de transmisión por cadenas de rodillos. Se selecciono una primera etapa de reducción que consta de una caja de reducción que nos brinda una velocidad de salida de 56.8 RPM, necesaria para el sistema de transmisión por cadenas de rodillos (conformada por un piñón motriz de 24 dientes, tipo B de tres hileras, de una Catarina mayor de 113 dientes tipo C de tres hileras accionadas por una cadena ANSI N° 240-3 de paso 76.3 mm (3 in.)). Este conjunto tiene una capacidad de transmisión potencia de diseño de 260 HP y una ratio de reducción de 4.7:1, con una velocidad de salida 12 RPM que es la que necesita el Secador Rotadisco en mención. Por último, se evaluó el costo de inversión que representa este nuevo sistema que tiene un costo de instalación de 88,272.00 USD, frente al costo de un Reductor SEW ML4 nuevo más la instalación de este es un total de 125,000 USD, por lo tanto, el diseño del nuevo sistema representa un 30 % de ahorro aproximadamente.

Palabras Clave: Sistema de reducción, Cadenas de Rodillos, Eje de Transmisión, piñón motriz, Catarina conducida.

ABSTRACT

In this thesis, a power transmission system by roller chains was designed for an FSD60 Rotary Disc Dryer of 6000 Kg/h of water evaporation, in the company Pesquera Diamante SA, as an alternative solution, proposing the replacement of the transmission system of direct power, made up of a SEW brand parallel axis reduction box, with a mechanical capacity of 250 HP and a reduction ratio of 178.5: 1 that was inoperative, due to a new roller chain transmission system. A first reduction stage was selected that consists of a reduction box that gives us an output speed of 56.8 RPM, necessary for the roller chain transmission system (made up of a 24-tooth, three-row type B drive sprocket , from a larger Catarina with 113 three-row type C teeth driven by an ANSI No. 240-3 chain with a pitch of 76.3 mm (3 in.)). This set has a design power transmission capacity of 260 HP and a reduction ratio of 4.7:1, with an output speed of 12 RPM, which is what the Rotary Disc Dryer in question needs. Finally, the investment cost represented by this new system was evaluated, which has an installation cost of 88,272.00 USD, compared to the cost of a new SEW ML4 Reducer plus its installation, which is a total of 125,000 USD, therefore, the The design of the new system represents approximately 30% savings.

Keywords: Reduction system, Roller Chains, Transmission Shaft, drive sprocket, Driven Sprocket.

I. INTRODUCCION

Las cadenas de transmisión se emplean en las transmisiones de energía a distancias medias, entre arboles paralelos, si deseáramos comparar la transmisión por cadenas con los otros sistemas de transmisión de potencia como por ejemplo las de correas o fajas, las de cadenas poseen medidas menores y aseguran la relación de transmisión constante, ya que funcionan sin deslizamiento. Para facilitar la elección de las cadenas de transmisión se cuentan con tablas con parámetro principales.

Dentro de la industria se cuentan con diferentes tipos de sistemas de transmisión de potencia mecánica, los cuales por lo regular mantienen eficiencias de hasta el 98 %, unos con mayor tiempo de vida útil que otros, sin embargo, el diseñar un sistema de transmisión muchas veces abarca una serie de aspectos que resultan relevantes como por ejemplo la geometría de los equipos, el espacio disponible, Tiempo de vida útil y con un peso mayor el costo de la fabricación del sistema.

Este estudio trata de demostrar que un sistema de Transmisión por cadenas de rodillos puede reemplazar a un sistema de transmisión de engranajes con un menor costo y con la misma eficiencia en la transmisión de potencia mecánica.

Dentro del presente proyecto se diseñará un sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos para un Secador Rotadisco de 6000 kg/h de evaporación de agua, bajo ciertas limitaciones y consideraciones que se expondrán más adelante.

1.1. Antecedentes

Dentro de este apartado se hace mención a una serie de consideraciones basadas en estudios ya realizados, Ramírez Lozano (2000), en su tesis, diseño de elementos flexibles para la transmisión de potencia mecánica mediante el uso de la computadora, realiza un estudio de los procedimientos básicos de transmisión de potencia a través de sistemas de transmisión flexibles que frecuentemente se utilizan en la industria los cuales cuentan con el respaldo de normas internacionales reconocidas mundialmente.

Por otra parte, Rodríguez Méndez (2009), en su tesis, análisis numérico de esfuerzos en cadena de material plástico, realiza un estudio para analizar los efectos que producen la tensión de cadena, la velocidad angular, el material de la Catarina y el desgaste del rodillo sobre los esfuerzos máximos en cadenas, provocados por el impacto contra el diente de una Catarina motriz, donde hace uso de las normas ASME para el cálculo tanto de los sprockets como para la selección de las cadenas.

Debido que el uso de cadenas de transmisión tiene una gran demanda actualmente. García y González (2007), en su artículo, cadenas de rodillos tendencias de desarrollo y dimensionales según normas ISO, Menciona que la búsqueda de la eficiencia energética conlleva al perfeccionamiento de la actual industria y por ende de la maquinaria aumentando su rendimiento haciendo a estas más eficaces en el cumplimiento del trabajo. Ya que la velocidad es muy importante en los actuales procesos de la industria, pueden existir ideas, sobre las transmisiones por cadenas y su futuro en la industria, pues son sistemas de transmisión de baja velocidad, sin embargo, esta idea está muy lejos de la realidad ya que su uso en la industria ha ido disminuyendo con el pasar del tiempo y esto es respaldado por grandes productores de este a nivel mundial cuyas ventas aumentan años tras años.

1.2.Planteamiento Del Problema

Actualmente se cuenta con un Secador Rotadisco de 6000 Kg/h de evaporación de agua, el cual se encuentra inoperativo debido a que su sistema de accionamiento mecánico se encuentra averiado. Dicho sistema de transmisión de potencia por engranajes es una Caja Reductora modelo ML4, Marca SEWEURODRIVE, el cual tiene 25 años de antigüedad y presenta los engranajes interiores fracturados, el costo de reparación de este equipo representa el 80% del costo original, además de que la confiabilidad luego de la reparación es cuestionable. Por otro lado, el Costo de un reductor con las mismas características más la instalación es de 125,000.00 USD. Por lo cual se pretende evaluar el reemplazo de este sistema actual por un sistema de cadenas de rodillos a menor costo, con igual eficiencia y con una mantenibilidad más rentable.

1.3.Formulación Del Problema

¿En Cuánto el Diseñar un sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos, reducirá el costo de puesta en marcha del secador Rotadisco FSD60 en Pesquera Diamante?

1.4.Hipótesis

Si se propone el diseño de un sistema de Transmisión de potencia por cadenas de rodillos entonces podríamos reducir en un 30 % aproximadamente el costo de puesta en marcha del Secador Rotadisco FSD60 en pesquera Diamante.

1.5.Variables Independientes y Dependientes

1.5.1 Variable Dependiente

Reducción del costo de puesta en marcha del secador Rotadisco FSD60.

1.5.2 Variable Independiente

Diseño de sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos.

1.6.Objetivos

1.6.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos para reducir en un 30 % aproximadamente el costo de puesta en marcha del secador Rotadisco FSD60 en Pesquera Diamante.

1.6.2 Objetivos Específicos

Se plantean los siguientes objetivos específicos.

- a. Calcular de Potencia de accionamiento del Secador Rotadisco.
- b. Seleccionar la cadena y piñones de transmisión adecuada según Norma ASME - B29.1M-1993.
- c. Calcular contraeje de transmisión Potencia según Norma ASME B106.1M-1985.
- d. Seleccionar Acoplamiento rígido, acoplamiento hidrodinámico y reductor de velocidad según catálogos de fabricantes disponibles.
- e. Realizar el costeo respectivo de los elementos del sistema de transmisión.

1.7.Justificación

Aunque se está consiente que este estudio tiene sus limitaciones, como toda investigación que reduce su campo de trabajo, se cree que sus posibles contribuciones de este estudio se pueden resumir en los siguientes aspectos:

El estudio servirá para solucionar problemas prácticos económicos en el reemplazo de sistemas de transmisión de engranajes por sistemas de transmisión de potencia por cadenas de rodillos.

Dotar de una serie de consideraciones mecánicas que se debe tener en cuenta al momento de realizar un diseño de transmisión de potencia por cadenas de rodillos, conociendo de antemano los parámetros de funcionamiento con los que este interactúa.

Desde el punto de vista intelectual - personal constituye una base para contrastación de lo aprendido teóricamente, además de que contribuye a replantear y evaluar los diferentes sistemas de transmisión de potencia existentes, siempre buscando eficiencia y costos aceptables que contribuyan a la mejora continua de la industria en el Perú.

Los resultados básicos obtenidos de este estudio servirán como una base teórica para futuras investigaciones o trabajos posteriores, que deseen ahondar en este tema.

1.8.Limitaciones

El presente trabajo se limitara al diseño de sistemas de transmisión de potencia por cadenas de rodillos, siguiendo las especificaciones técnicas de la **Norma ASME -B29.1M-1993** , cálculo de ejes de transmisión de potencia siguiendo las especificaciones de técnicas de la Norma **ANSI/ASME B106.1M-1985** , Selección de Reductor de velocidad según catálogo de fabricantes , selección de acoplamiento rígido según catálogo de fabricante y selección de acoplamiento hidrodinámico según catálogo de fabricante, el estudio no contempla diseño de bases civiles , tampoco cálculo de bastidores.

El estudio no cuestionará la información proporcionada por fabricantes respecto a capacidades de equipos, pero si hará las observaciones necesarias en caso de detectar posibles errores en las mismas.

2. MARCO TEORICO

2.1. Transmisión por Cadenas

Las transmisiones mediante cadenas son mecanismos formados por cadenas y ruedas dentadas (conocidas como catarinas) que se encargan de transferir un movimiento de rotación entre dos ejes paralelos, por medio del empuje generado entre los dientes de las catarinas y los eslabones de la cadena. El mecanismo consta de dos catarinas y un elemento deformable formado por una serie de eslabones rígidos que pueden tener un giro relativo entre ellos.

2.1.1 Tipo de Cadenas Aplicadas a la Transmisión de Potencia

Las transmisiones con cadenas son ampliamente utilizadas. Tienen tres usos principales: para transmisión de potencia y para propósitos de manejo de materiales en transportadores y para levante de cargas. Existe una variedad muy extensa de cadenas, pero en esta tesis se desarrollan programas de diseño para las llamadas cadenas de rodillos y para las cadenas de dientes invertidos o silenciosas por ser estos los dos tipos más ampliamente usados en la industria, en equipos civiles y militares.

2.1.2 Ventajas de las Transmisiones con Cadenas

- La variación en la distancia de centros entre flechas se puede acomodar más fácilmente que con transmisiones con engranes.
- Las cadenas son más fáciles de instalar y reemplazar que las bandas.
- Las cadenas no requieren de tensión en el lado flojo. Por lo que, las cargas sobre los apoyos son reducidas.
- Las cadenas no se deslizan o se resbalan como sucede con las bandas.
- Las transmisiones con cadenas son más compactas debido al menor tamaño de las catarinas con respecto a las poleas para la misma transferencia de potencia.
- Las cadenas no producen cargas estáticas.

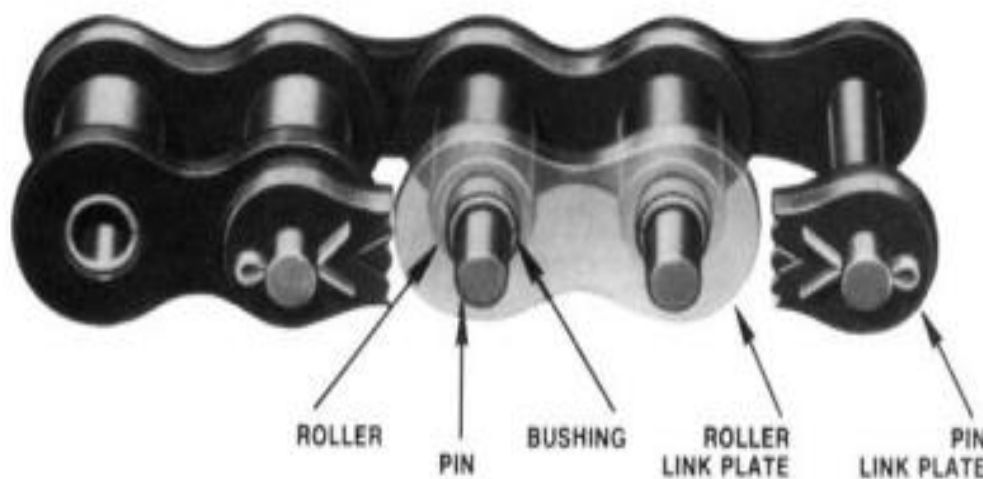
- Las cadenas operan a menor temperatura que las bandas.
- Las cadenas no sufren tanto deterioro por aceite, calor o grasa.

2.1.3 Transmisiones Mediante Cadenas de Rodillos

Una cadena de rodillos consiste en una serie de rodamientos unidos unos a otros mediante placas eslabonadas. Estas cadenas tienen dos clases de eslabones: eslabones de rodillos y eslabones de pernos o pasadores. Los eslabones de rodillos constan de dos rodillos que ruedan sobre dos casquillos ajustados a presión en dos placas del eslabón. Los eslabones de rodillos y los del pasador se alternan de modo que las cadenas de rodillo usualmente constan de un número par de eslabones. Los componentes principales de una cadena de rodillos se muestran en la Figura 1.

Figura 1

Componentes de una cadena de rodillos



Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2ª ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling. EE. UU.

Las cadenas de rodillos conducen y son conducidas por medio de ruedas dentadas conocidas como catarinas, las cuales se ajustan a los rodillos de las cadenas. Entre sus diversas aplicaciones la más común es la transmisión de una bicicleta.

A velocidades de la cadena superiores a los 300 m/min, la fuerza centrífuga se añade en forma significativa a la carga a tensión de las placas y las cargas de los rodillos entre los pasadores y los casquillos. A lo largo de la trayectoria de la fuerza hay varios lugares potencialmente críticos: En la superficie de contacto entre diente de la Catarina y el rodillo de la cadena hay un esfuerzo de contacto de Hertz cuyo impacto aumenta con la velocidad. Como el rodillo gira libremente sobre el casquillo, hay deslizamiento insignificante entre el diente de la Catarina y el rodillo. La lubricación y el desgaste intervienen en ambas superficies de contacto del casquillo (con el rodillo en el exterior y con el pasador en el interior). Debido a que el área en su interior es mucho menor, el desgaste en la superficie del casquillo con el pasador es más crítico. Las placas del eslabón están sujetas esencialmente a cargas de cero a máxima de tensión hasta la fatiga, concentrándose los esfuerzos en los agujeros del pasador.

Una cadena con diseño conservador, lubricada apropiadamente tiene una vida promedio de 15,000 hrs. Si se requiere una cadena con vida más corta debe usarse una transmisión con cadena más ligera y de menos costo.

2.1.4 Designación de las Cadenas de Rodillos

La designación de la cadena de rodillos estándar es un código abreviado que proporciona una identificación completa de una cadena individual.

El dígito de la derecha en la designación de la cadena es 0 para cadenas de rodillos de proporciones estándar, 1 para cadena ligera y 5 para cadena sin casquillos.

Los números a la izquierda del dígito 0,1,5 finales en la designación indican el número de $1/8$ (in.) de segmentos en el paso.

Por ejemplo, el número 50 indica una cadena de paso $5/8$ (in.), cadena de paso de proporciones básicas. El número 41 designa una cadena estrecha ligera de paso $1/2$ (in.). El número 35 indica una cadena de paso de $3/8$ (in.) cadena de bujes sin rodillos de paso. Y el número 100 indica una cadena de proporciones básicas con $10/8$ (in.) o $11/4$ (in.) de paso.

La letra "H" que sigue al número de la cadena denota una cadena de la serie "pesada" que tiene todas las placas de eslabón de $1/32$ (in.) más grueso que las placas de eslabón de una cadena básica del paso correspondiente. Por ejemplo, el número 80H designa una cadena de paso 1(in.) con placas de eslabón de $5/32$ (in.) de espesor en lugar de placas de $1/8$ (in.) de grueso como en la cadena estándar número 80.

Un número de sufijo con guion, después del número de cadena básico, indica el número de hileras en una cadena de múltiples hileras. Por ejemplo, 60-2 designa dos hilos de una cadena de número 60 en paralelo que tiene pasadores comunes, 60-3 designa una hilera triple, 60-4 una hilera cuádruple, y así sucesivamente. Y el número 80H-2 designa dos hileras de una cadena de serie pesada número 80.

2.1.5 Consideraciones Para La Selección De Las Cadenas De Rodillos

1. Para la correcta selección de la cadena de rodillos será necesario tener por lo menos los siguientes datos: potencia a transmitir, velocidad rotacional tanto de equipo conductor como del equipo conducido, condiciones de operación del equipo conducido.
2. El mínimo número de dientes en una Catarina debe ser 17 a menos que el equipo conductor este operando a una velocidad menor a 100 r.p.m.
3. La máxima relación de velocidades debe ser 7.0. Si se requiriera una relación mayor, la reducción de velocidades se efectuará en dos o más etapas.

4. La distancia entre centros de las catarinas debe ser aproximadamente entre 30 y 50 pasos de la cadena.
5. El ángulo de contacto entre la cadena y la Catarina menor no debe ser menor a 120° .
6. La Catarina mayor no debe tener más de 120 dientes.
7. La recomendación de la ISO es que las catarinas deben tener el siguiente número de dientes: 17, 19, 21, 23, 25 ,38 ,57 ,76 ,95 y 114.
8. Es preferible que la línea entre centros de catarinas sea horizontal y el lado tenso este en la parte superior. (Figura 2).

Figura 2

Montaje de una transmisión con Cadena de Rodillos



Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2^oed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

2.1.6 Diseño de Transmisión de Cadenas

El procedimiento para la selección de cadenas de rodillos es el siguiente:

Determinar la relación de Transmisión (R) tentativa con:

$$\mathbf{Relacion (R) = \frac{n1}{n2}} \quad (1)$$

Donde:

n1 = RPM de la Catarina Menor.

n2 = RPM de la Catarina Mayor.

Determinar el tipo de carga del equipo conducido y de acuerdo con su carga determinar el factor de servicio (FS) de la Tablas 1 y 2.

Obtener la potencia de diseño de la ecuación:

$$\mathbf{Pd = P(Nominal) x Factor de Servicio} \quad (2)$$

Seleccionar el número de cadena según Figura 3, tomando la potencia de diseño y la velocidad en r.p.m. de la Catarina menor.

Si la potencia nominal de la cadena de una hilera no cubre con las necesidades considerar aumentar el número de hileras, multiplicando el valor nominal de la potencia obtenida en la figura 3 para una hilera por el factor de numero de hileras según Tabla 3.

Para determinar la cantidad de dientes de la Catarina menor, Si la selección preliminar es una cadena de un solo hilo, ingrese a la tabla de clasificación (Tabla 4 a Tabla 7) con la velocidad de eje más rápido para la cadena seleccionada. Siga esa columna hacia abajo hasta alcanzar o superar la potencia de diseño. El número de dientes en la rueda dentada pequeña se puede leer en la columna más a la izquierda de la tabla. Verifique esta selección con la Tabla 8, para asegurarse de que se adapte al tamaño de eje especificado. Repita este procedimiento para cadena de serie pesada del mismo paso. Si la selección preliminar es una cadena de múltiples hilos, o si desea considerar una cadena de múltiples hilos, divida la potencia de diseño por el factor de múltiples hilos de la Tabla 3 antes de ingresar la tabla de clasificación.

1. Para calcular el número de dientes (N) de la Catarina mayor (N_2), utilizar la siguiente relación.

$$N_2 = R * N_1 \quad (3)$$

Ajustar el número de dientes (N_2) de la Catarina mayor a un número entero y recalculer la relación de transmisión (R).

$$R = \frac{N_2}{N_1} \quad (4)$$

Recalculer la velocidad final (n_2) con:

$$n_2 = n_1 / R \quad (5)$$

2. Calcular la longitud aproximada (L_p) de la cadena en número de pasos mediante la ecuación:

$$L_p = 2C(Tentativa) + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (6)$$

Donde:

L_p : Longitud de Cadena (pasos).

C : Distancia entre centros de Catarinas (pasos).

N_2 : Numero de dientes de Catarina mayor.

N_1 : Numero de dientes de Catarina menor.

3. Redondear la longitud de la cadena al número par más cercano al calculado.
4. Calcular la distancia entre centros final aproximada usando la ecuación:

$$C = 0.25 \left[L - \frac{N2 + N1}{2} + \left[\left(L - \frac{N2 + N1}{2} \right)^2 - \frac{2(N2 - N1)^2}{\pi^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (7)$$

5. El arco de contacto Θ_1 de la cadena en la Catarina menor debe ser mayor que 120° .

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{Sen}^{-1}\left(\frac{D2 - D1}{2C}\right) \quad (8)$$

Donde:

D2 = Diámetro de Paso de Catarina Mayor, (in.) (mm).

D1 = Diámetro de Paso de Catarina Menor, (in.) (mm).

C: Distancia entre centros de catarinas, (in.) (mm).

6. Como referencia, el arco de contacto Θ_2 en la Catarina mayor es:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{Sen}^{-1}\left(\frac{D2 - D1}{2C}\right) \quad (9)$$

7. El diámetro de paso de una Catarina con N dientes, para una cadena de paso p, es:

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (10)$$

8. Cálculo del número de hileras por resistencia a la fatiga de la placa del eslabón mediante la siguiente ecuación, para una vida útil de 15,000 horas.

$$HP_L = K_L N_1 n^{(0.96)} p^{3.0-0.07p} \quad (11)$$

Donde:

HP_L: Potencia en HP por Tramo basada en la fatiga del Eslabón.

K_L: 0.004 para todas las cadenas menos la N° 41 y 0.00242 para la N° 41.

P: Paso de la Cadena (in.).

N₁: Cantidad de Dientes de la Catarina Menor.

N: Velocidad de la Catarina menor (RPM).

9. Cálculo del número de hileras por impacto de rodillos y bujes de la cadena mediante la siguiente ecuación, para una vida útil de 15,000 horas y una longitud de 100 pasos.

$$HP_R = \frac{K_R N_1^{1.5} p^{0.8}}{n^{1.5}} \quad (12)$$

Donde:

HP_R: Potencia en HP por Tramo basada en el impacto de rodillos y bujes.

N: Velocidad de la Catarina menor (RPM).

P: Paso de la Cadena (in.).

N₁: Cantidad de Dientes de la Catarina Menor.

K_R: Es 17,000 para cadenas estándar y pesadas excepto la N° 25 ,N° 35 y N° 41 , 29,000 para cadena N° 25 y N° 35 y 3,400 para N° 41.

10. Para una vida útil diferente a 15,000 horas y para una longitud diferente a 100 pasos, multiplicar la ecuación (12) por los siguientes factores según sea el caso.

Para una longitud de cadena diferente a 100 pasos.

$$K_{Length} = \left(\frac{\text{Longitud de Cadena en pasos}}{100} \right)^{0.4} \quad (13)$$

Para una vida útil diferente a 15,000 horas.

$$K_{Life} = \left(\frac{15000}{\text{Vida util deseada en horas}} \right)^{0.4} \quad (14)$$

Combinando estos factores.

$$K_{Combined} = 7.42 \left(\frac{\text{Longitud de cadena en pasos}}{\text{Vida util deseada en horas}} \right)^{0.4} \quad (15)$$

11. Se selecciona el menor valor de **HP_R** y **HP_L**, dividimos la potencia de diseño (Pd) para obtener la cantidad de hileras de cadena tentativa mediante:

$$\text{Cantidad de Hileras (Tentativa)} = \frac{Pd}{\text{HP}_R \text{ O } \text{HP}_L} \quad (16)$$

12. La cantidad de hileras deberá ser un número entero menor de 4.

Tabla 1*Clasificación de servicio para cadenas de Rodillos*

Smooth load	Moderate shock load	Heavy shock load
Agitators – Pure liquid	Beaters	Boat propellers
Blowers – Centrifugal	Bucket elevators – NOT uniformly loaded or fed	Clay working machinery – Brick presses
Bucket elevators – Uniformly loaded or fed	Clay working machinery – Pug mills	Briquetting machines
Conveyors – Uniformly loaded or fed	Compressors – Centrifugal	Compressors – Reciprocating, 1 or 2 cylinders
Feeders – Rotary table	Reciprocating, 3+ cylinders	Conveyors – Reciprocating and shaker
Generators	Conveyors – Heavy duty, NOT uniformly loaded	Cranes and hoists – Heavy-duty, logging, and rotary drilling
Machine tools – Drills, grinders, lathes	Cranes and hoists – Medium duty, skip hoists (travel and trolley motion)	Crushers
Pumps – Centrifugal	Dredges – Cable, reel, and conveyor drives	Dredges – Cutter head, jig, and screen drives
Screens – Rotary, uniformly fed	Feeders – Apron, screw, rotary vane	Feeders – Reciprocating, shaker
	Food processing machinery – Slicers, mixers, grinders	Machine tools – Punch presses, shears, plate planers, cold formers
	Kilns and dryers	Mills – Draw benches, hammer, rolling, wire drawing
	Machine tools – Boring mills, milling machines, hobs, shapers	Paper processing machinery – Calendars, mixers, sheeters
	Mills – Ball, pebble, and tube	Pumps – 1 or 2 cylinders
	Paper processing machinery – Pulp grinders	Printing presses
	Pumps – Reciprocating, 3+ cylinders	Textile machinery – Carding machinery
	Textile machinery – Calendars, mangles, nappers	
	Woodworking machinery	

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

Tabla 2*Factores de servicio para Cadenas de Rodillos*

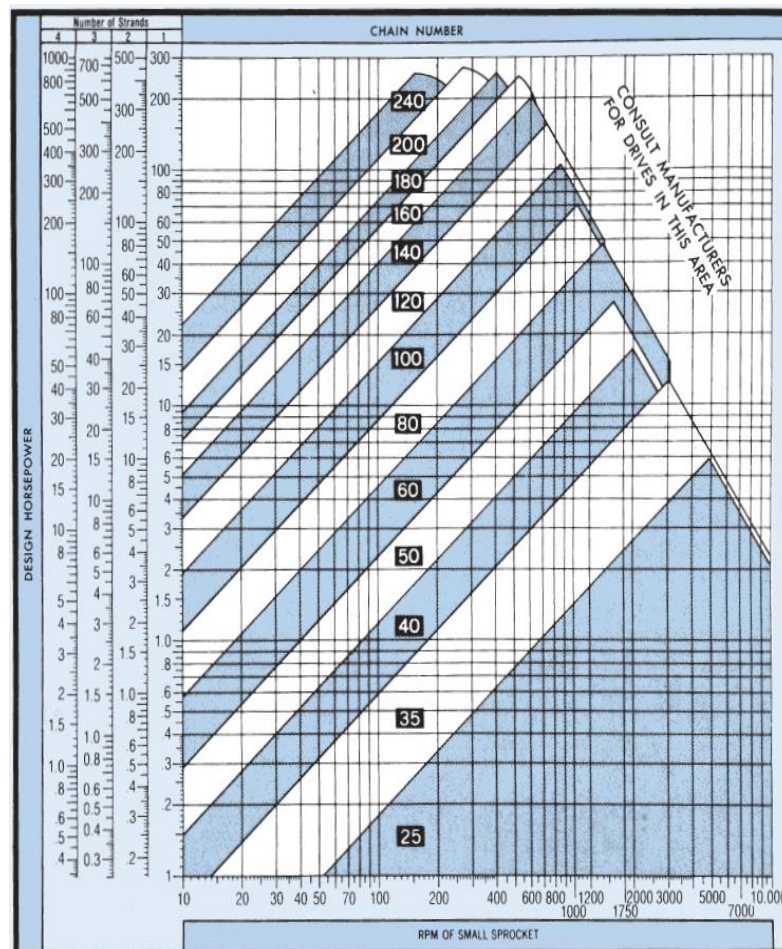
Type of Driven Load	Type of Input Power		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric Motor or Turbine	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
Smooth	1.0	1.0	1.2
Modreate Shock	1.2	1.3	1.4
Heavy Shock	1.4	1.5	1.7

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

Tabla 3*Factor de Hileras Múltiples*

Numero de Hileras	Factor de Cadena Múltiple
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling. EE. UU.

Figura 3*Grafica para la selección de Cadenas de Rodillo Americanas*

Nota: Tomada de Technical Information. Roller Drive Chain Selection. Renold Jeffrey

Tabla 6

Potencia (HP) para cadena N° 240 de una sola hilera

Number of Teeth on Small Sprocket	3.000 inch Pitch				Speed of Small Sprocket, revolutions per minute																			
	2	5	10	25	36	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
11	2.02	4.86	9.46	22.81	32.36	44.36	65.47	86.30	127.37	167.88	207.99	247.77	186.70	133.59	101.63	80.65	66.01	55.32	47.23	40.94	35.93	31.87	28.51	0.00
12	2.20	5.31	10.32	24.88	35.31	48.40	71.43	94.15	138.95	183.14	226.89	270.30	212.73	152.22	115.80	91.89	75.21	63.03	53.82	46.65	40.94	36.31	2.11	0.00
13	2.39	5.75	11.18	26.95	38.25	52.43	77.38	101.99	150.53	198.41	245.80	292.82	239.87	171.64	130.57	103.61	84.81	71.07	60.68	52.60	46.16	38.13	0.00	0.00
14	2.57	6.19	12.04	29.02	41.19	56.46	83.33	109.84	162.11	213.67	264.71	315.34	268.07	191.82	145.92	115.80	94.78	79.43	67.82	58.78	51.59	0.00	0.00	0.00
15	2.75	6.63	12.90	31.10	44.13	60.50	89.28	117.68	173.68	228.93	283.62	337.87	297.30	212.73	161.83	128.42	105.11	88.09	75.21	65.19	0.00	0.00	0.00	0.00
16	2.94	7.08	13.76	33.17	47.08	64.53	95.24	125.53	185.26	244.19	302.53	360.39	327.52	234.35	178.28	141.47	115.80	97.04	82.86	71.82	0.00	0.00	0.00	0.00
17	3.12	7.52	14.62	35.24	50.02	68.56	101.19	133.37	196.84	259.45	321.43	382.92	358.70	256.66	195.25	154.94	126.82	106.28	90.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
18	3.30	7.96	15.48	37.32	52.96	72.59	107.14	141.22	208.42	274.71	340.34	405.44	390.81	279.64	212.73	168.81	138.17	115.80	98.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
19	3.49	8.40	16.34	39.39	55.90	76.63	113.09	149.06	220.00	289.98	359.25	427.97	423.82	303.26	230.70	183.08	149.84	125.58	3.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	3.67	8.84	17.20	41.46	58.84	80.66	119.04	156.91	231.58	305.24	378.16	450.49	457.72	327.52	249.15	197.72	161.83	135.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
21	3.85	9.29	18.07	43.54	61.79	84.69	125.00	164.76	243.16	320.50	397.07	473.02	492.48	352.39	268.07	212.73	174.12	109.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
22	4.04	9.73	18.93	45.61	64.73	88.73	130.95	172.60	254.74	335.76	415.97	495.54	528.07	377.85	287.44	228.10	186.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
23	4.22	10.17	19.79	47.68	67.67	92.76	136.90	180.45	266.32	351.02	434.88	518.07	564.48	403.91	307.26	243.83	199.57	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
24	4.40	10.61	20.65	49.76	70.61	96.79	142.85	188.29	277.89	366.29	453.79	540.59	601.69	430.53	327.52	259.91	188.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25	4.59	11.06	21.51	51.83	73.55	100.83	148.81	196.14	289.47	381.55	472.70	563.12	639.68	457.72	348.20	276.32	73.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	4.77	11.50	22.37	53.90	76.50	104.86	154.76	203.98	301.05	396.81	491.61	585.64	678.45	485.46	369.30	293.06	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Type A
Type B
Type C

Type A: Manual or Drip Lubrication
 Type B: Bath or Disc Lubrication
 Type C: Oil Stream Lubrication

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

Tabla 7

Potencia (HP) para cadena N° 240H de una sola hilera

Number of Teeth on Small Sprocket	3.000 inch Pitch				Speed of Small Sprocket, revolutions per minute																			
	2	5	10	25	27	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
11	2.33	5.62	10.93	26.33	28.35	51.23	75.60	99.65	147.07	193.85	240.16	286.10	186.70	133.59	101.63	80.65	66.01	55.32	47.23	40.94	35.93	31.87	28.51	0.00
12	2.54	6.13	11.92	28.73	30.93	55.88	82.48	108.71	160.44	211.48	262.00	312.11	212.73	152.22	115.80	91.89	75.21	63.03	53.82	46.65	40.94	36.31	0.00	0.00
13	2.75	6.64	12.91	31.12	33.51	60.54	89.35	117.77	173.81	229.10	283.83	338.12	239.87	171.64	130.57	103.61	84.81	71.07	60.68	52.60	46.16	0.00	0.00	0.00
14	2.97	7.15	13.91	33.52	36.09	65.20	96.22	126.83	187.18	246.72	305.66	364.13	268.07	191.82	145.92	115.80	94.78	79.43	67.82	58.78	18.18	0.00	0.00	0.00
15	3.18	7.66	14.90	35.91	38.66	69.85	103.10	135.89	200.55	264.35	327.50	390.14	297.30	212.73	161.83	128.42	105.11	88.09	75.21	65.19	0.00	0.00	0.00	0.00
16	3.39	8.17	15.89	38.30	41.24	74.51	109.97	144.95	213.92	281.97	349.33	416.15	327.52	234.35	178.28	141.47	115.80	97.04	82.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
17	3.60	8.68	16.89	40.70	43.82	79.17	116.84	154.01	227.29	299.59	371.16	442.16	358.70	256.66	195.25	154.94	126.82	106.28	90.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
18	3.81	9.19	17.88	43.09	46.40	83.83	123.72	163.07	240.66	317.21	392.99	468.17	390.81	279.64	212.73	168.81	138.17	115.80	16.92	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
19	4.03	9.70	18.87	45.48	48.97	88.48	130.59	172.13	254.03	334.84	414.83	494.18	423.82	303.26	230.70	183.08	149.84	125.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	4.24	10.21	19.87	47.88	51.55	93.14	137.46	181.18	267.40	352.46	436.66	520.19	457.72	327.52	249.15	197.72	161.83	98.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
21	4.45	10.72	20.86	50.27	54.13	97.80	144.33	190.24	280.78	370.08	458.49	546.19	492.48	352.39	268.07	212.73	174.12	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
22	4.66	11.23	21.85	52.67	56.71	102.45	151.21	199.30	294.15	387.71	480.33	572.20	528.07	377.85	287.44	228.10	186.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
23	4.87	11.74	22.85	55.06	59.28	107.11	158.08	208.36	307.52	405.33	502.16	598.21	564.48	403.91	307.26	243.83	153.53	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
24	5.09	12.26	23.84	57.45	61.86	111.77	164.95	217.42	320.89	422.95	523.99	624.22	601.69	430.53	327.52	259.91	48.97	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25	5.30	12.77	24.83	59.85	64.44	116.42	171.83	226.48	334.26	440.58	545.83	650.23	639.68	457.72	348.20	276.32	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	5.51	13.28	25.83	62.24	67.02	121.08	178.70	235.54	347.63	458.20	567.66	678.24	678.45	485.46	369.30	293.06	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Type A
Type B
Type C

Type A: Manual or Drip Lubrication
 Type B: Bath or Disc Lubrication
 Type C: Oil Stream Lubrication

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

Tabla 8

Diámetros máximos del orificio y del cubo de las ruedas dentadas de la cadena de rodillos (con chavetero estándar)

No. OF TEETH	¾" PITCH		1½"		¾"		¾"		1"	
	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.
11	10/32	55/64	23/32	111/64	31/32	115/32	1¼	149/64	15/8	23/8
12	5/8	63/64	7/8	121/64	15/32	143/64	19/32	21/64	125/32	245/64
13	¾	17/64	1	11½	19/32	178	1½	2¼	2	3¼
14	27/32	119/64	15/32	121/32	19/16	23/64	1¾	21½	29/32	311/32
15	¾	123/64	1¼	113/16	117/32	29/32	125/32	2¾	213/32	343/64
16	31/32	119/32	19/32	163/64	111/16	231/64	131/32	263/64	223/32	363/64
17	13/32	119/32	13/8	29/64	125/32	211/16	27/32	37/32	213/16	45/16
18	17/32	123/32	117/32	219/64	17/8	257/64	29/32	315/32	31/8	411/64
19	1¼	127/32	111/16	229/64	21/16	35/64	27/16	345/64	35/16	461/64
20	19/32	161/64	125/32	23/8	2¼	39/32	211/16	361/64	31/2	59/32
21	15/16	25/64	125/32	225/32	29/32	331/64	213/16	43/6	33/4	519/32
22	17/16	213/64	113/16	215/16	27/16	311/16	215/16	47/16	37/8	599/64
23	19/16	25/16	23/32	33/32	23/8	357/64	31/8	443/64	43/16	615/64
24	111/16	27/16	21/4	317/64	213/16	45/64	31/4	429/32	49/16	691/6
25	13/4	29/16	29/32	327/64	227/32	49/32	33/8	55/32	411/16	67/8

No. OF TEETH	1¼"		1½"		1¾"		2"		2½"	
	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.	MAX. BORE	MAXIMUM HUB DIA.
11	131/32	231/32	25/16	337/64	213/16	411/64	39/32	425/32	315/16	563/64
12	29/32	33/8	23/4	41/16	31/4	43/4	35/8	527/64	423/32	651/64
13	217/32	325/32	31/16	435/64	39/16	55/16	41/16	65/64	53/32	739/64
14	211/16	43/16	35/16	51/32	37/8	57/8	411/16	623/32	523/32	827/64
15	35/32	419/32	33/4	533/64	47/16	629/64	47/8	73/8	61/4	97/32
16	39/32	5	4	6	411/16	71/64	51/2	81/64	7	101/32
17	321/32	513/32	415/32	631/64	51/16	737/64	511/16	821/32	77/16	1027/32
18	325/32	551/64	421/32	631/32	53/8	89/64	61/4	95/16	81/8	1111/64
19	43/16	613/64	415/16	729/64	511/16	845/64	67/8	961/64	9	127/16
20	419/32	639/64	57/16	715/16	61/4	917/64	7	1019/32	93/4	13¼
21	411/16	7	511/16	827/64	613/16	953/64	73/4	1113/64	10	143/64
22	47/8	713/32	57/8	857/64	7¼	1025/64	83/8	117/8	103/8	1427/32
23	53/16	713/16	63/8	93/8	77/16	1015/16	9	1235/64	115/8	1521/32
24	511/16	813/64	613/16	953/64	8	111½	95/8	135/32	13	1629/64
25	523/32	839/64	71/4	1011/32	89/16	121/16	101/4	1351/64	131/2	171/4

Nota: Tomada de Standard Handbook of Chains (2ºed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

2.2. Diseño de Ejes De Transmisión

En este estudio, para el de diseño de ejes de transmisión se aplicará la **Norma ANSI/ASME B106.1M-1985**.

Se presenta un procedimiento de diseño para calcular el diámetro de ejes de acero giratorios huecos o sólidos bajo flexión cíclica combinada y carga de torsión constante para una vida útil ilimitada. El método se basa en una variación elíptica de la resistencia a la fatiga con un par creciente como se muestra en los datos combinados de fatiga por tensión.

El límite de fatiga por flexión inversa corregido del eje que se va a diseñar se utiliza en la fórmula de diseño recomendada. Se calcula a partir del límite de fatiga del material a partir de los datos del material del Eje giratorio, como el que se enumera en el Anexo 4. Los factores de modificación de la fatiga se citan para corregir los datos del espécimen pulido y sin muescas para una serie de factores de servicio. *Estos factores de servicio incluyen el estado de la superficie, el tamaño, la confiabilidad, la temperatura, el ciclo de trabajo, el estrés por fatiga, la concentración y efectos diversos.*

Aunque el presente procedimiento de diseño asegura que el eje tenga el tamaño adecuado para proporcionar una vida útil adecuada, no es la única consideración del diseño del eje. Un eje también debe ser lo suficientemente rígido para limitar las deflexiones de los elementos clave de transferencia de potencia, como engranajes y poleas, y también debe tener la rigidez suficiente para minimizar la desalineación a través de los cojinetes y sellos. Además, el eje debe tener suficiente rigidez radial y torsional o falta de rigidez para evitar vibraciones no deseadas a la velocidad de funcionamiento. Estos factores no se han incluido en esta Norma, aunque comprobarlos es una buena práctica de diseño. Los procedimientos de cálculo para estos factores se pueden encontrar en la mayoría de los libros de texto de diseño de máquinas.

2.2.1 Nomenclatura

A continuación, se muestra el significado de algunas abreviaturas utilizadas en el diseño de ejes giratorios.

- **d**: Diámetro de eje (in).
- **d_i**: Diámetro interior del eje, (in).
- **FS**: Factor de seguridad.
- **K** : Relación de Radios (d_i / d).
- **K_f**: Factor de reducción de la resistencia a la fatiga
- **K_t** : Factor teórico de concentración de esfuerzos en flexión
- **k_a** : Factor de acabado superficial
- **k_b** : Factor de tamaño
- **k_c** : Factor de confiabilidad
- **k_d** : Factor de temperatura
- **k_e**: Factor de ciclo de trabajo
- **k_f**: Factor de concentración del esfuerzo de fatiga
- **k_g** : Factor de efectos diversos
- **M** : Momento flector inverso, lb-pulg. (N • m)
- **N_C** : Primera velocidad crítica lateral del sistema de ejes, RPM.
- **q** : Factor de sensibilidad de la muesca de fatiga.
- **S_b**: Tensión de flexión inversa, psi (N/m²) = $(32M/\pi d^3)$.
- **S_f**: Límite de fatiga (resistencia) corregido del eje en flexión inversa, psi (N / m²).
- **S_f^{*}** : Límite de fatiga (resistencia) de la probeta pulida sin muescas en flexión invertida, psi (N/m²) .

- S_{fa} : Límite de fatiga (resistencia) corregida admisible del eje en flexión inversa, psi (N / m2).= (S_f / FS) .
- S_{ft}^* : Límite de fatiga (resistencia) de la muestra de ensayo pulida sin muescas en flexión inversa con par constante, psi (N/m2).
- S_s : Esfuerzo estático-torsional, psi (N / m2) = $(16T/\pi d^3)$.
- S_{sr} : Esfuerzo de torsión inversa, psi (N/m2).
- S_{srf} : Límite de fatiga (resistencia) de probetas pulidas sin muescas en torsión inversa, psi (N/m2).
- S_{sy} : Límite elástico por torsión, psi (N/m2), ($S_{sy} \approx S_y/\sqrt{3}$,para la mayoría de los aceros)
- S_{sya} : Límite elástico por torsión admisible, psi (N/m2) = (S_{sy} / FS)
- S_u : Resistencia máxima a la tracción, psi (N / m2).
- S_y : Límite elástico por tracción, psi (N / m2).
- T : Par estático medio, lb-in. (N • m).

2.2.2 Fórmulas De Diseño

Las fórmulas de diámetro del eje que aparecen en esta sección se desarrollaron teóricamente en combinación con datos experimentales. Los antecedentes teóricos de estas derivaciones aparecen en el **Anexo 03**. Las variables que se utilizarán en estas fórmulas se describen en los puntos **2.2.3**.

Formula principal para Ejes solidos;

$$d = \sqrt[3]{(32FS/\pi) \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (17)$$

Donde el límite de resistencia corregido del eje es:

$$S = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_g * S_f^* \quad (18)$$

Los factores k en la fórmula anterior, son los factores modificadores de la fatiga.

S_f^* es el límite de fatiga no corregido del material del eje obtenido a partir de probetas de Ejes giratorios. Para obtener S_f^* , **Anexo 04**.

Formula principal para Ejes Huecos;

$$d = \left(\frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}} \right) * \sqrt[3]{ \left(\frac{32FS}{\pi} \right) * \sqrt{ \left(\frac{M}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_Y} \right)^2 } } \quad (19)$$

donde la relación entre diámetros del eje hueco es:

$$K = d_i / d \quad (20)$$

NOTA: La aplicación de la ecuación para el diseño de ejes de tubos de pared delgada ecuación (19) ($K > 0,9$) aún no se ha establecido.

2.2.3 Factores que Modifican la Resistencia por Fatiga

a. Factor de acabado superficial k_a

Este factor explica la diferencia en el estado de la superficie entre el eje que se va a diseñar y la muestra de prueba altamente pulida (acabado de espejo). Los experimentos han demostrado que el estado de la superficie puede tener un efecto considerable sobre la resistencia a la fatiga, ya que las grietas por fatiga generalmente son iniciadas en la superficie del eje, donde las tensiones son más altas **Figura 4**.

El tratamiento de la superficie afecta la resistencia a la fatiga de varias formas. El forjado, el laminado de superficies y otros procesos de endurecimiento por trabajo tienden a generar una tensión residual de compresión beneficiosa en la capa superficial. Sin embargo, la descarburación de la superficie que a menudo acompaña al forjado puede causar una reducción severa de la resistencia a la fatiga. La resistencia a la fatiga también se puede reducir por la rugosidad de la superficie, que introduce irregularidades en la superficie que actúan como generadores de tensión local.

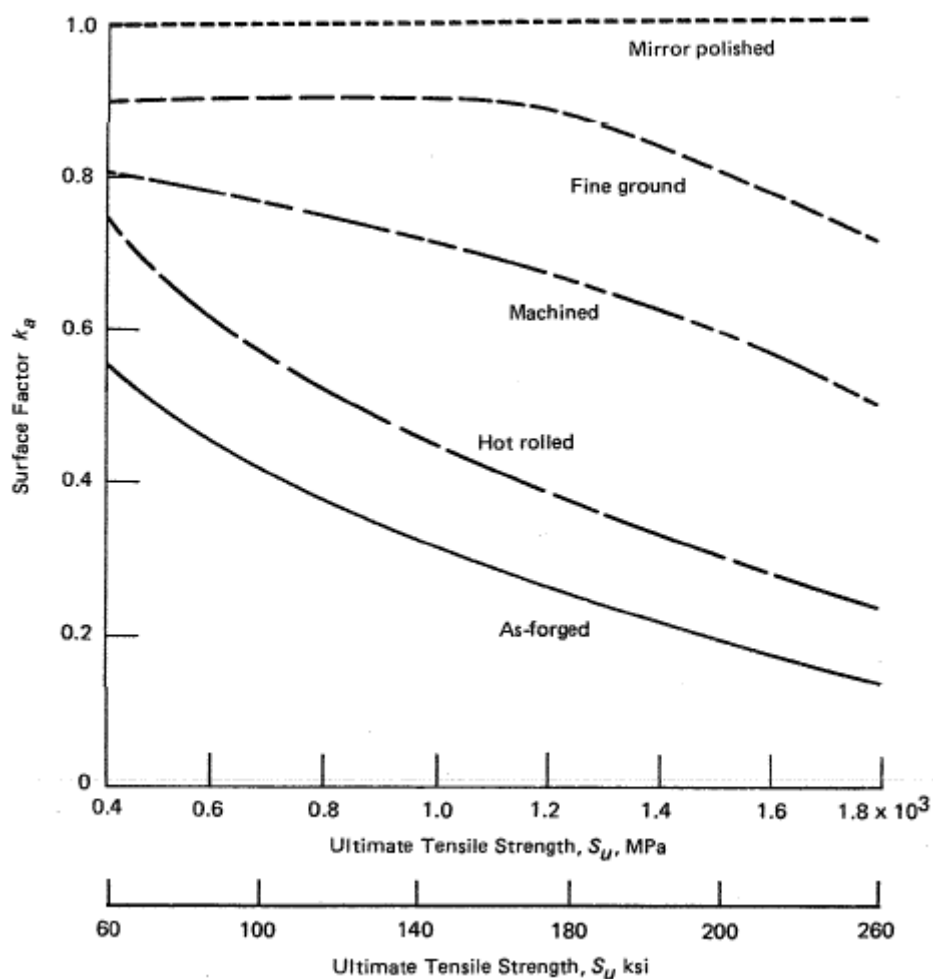
El factor de acabado superficial k_a que se muestra en **Figura 4** corrige el límite de fatiga de la muestra de ensayo. Se basa en una recopilación de datos de prueba de varias investigaciones para una variedad de metales ferrosos y aleaciones compilados.

Según *la categoría de superficie grano fino (Fine ground)* incluye todos los tipos de acabado de superficies que no afecten el límite de fatiga en más del 10%. En esta categoría de rectificado se incluyen ejes pulidos, rectificadas, pulidos, lapeados o superacabados, así como ejes comerciales torneados, rectificadas y pulidos, o torneados y pulidos. *La categoría de superficie mecanizada (Machined)* incluye ejes que son ásperos o mecanizados con acabado, o ejes estirados en frío sin terminar con una rugosidad que varía entre 62 μin . Y 250 μin (1.6 μm y 6.3 μm). *La categoría de laminado en caliente (Hot rolled)* cubre las condiciones de la

superficie encontradas en ejes laminados en caliente que tienen ligeras irregularidades; algunos incluyen defectos de óxido e incrustaciones con descarburación parcial de la superficie. **La categoría de forjado (As-Forged)** incluye ejes con grandes irregularidades en la superficie, óxido incluido y defectos de incrustaciones, con descarburación total de la superficie. La **Figura 4** muestra las características de resistencia de los aceros de mayor resistencia a la tracción para verse afectados más adversamente por las peores condiciones de la superficie.

Figura 4

Factor de acabado superficial k_a como una función del estado de la superficie y la resistencia a la tracción.



Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

b. Factor de tamaño k_b

La experiencia y las pruebas han demostrado que el límite de fatiga generalmente disminuye a medida que aumenta el tamaño del eje. Se cree que este efecto de tamaño está relacionado con la mayor probabilidad de encontrar un defecto potencial que inicie la fatiga con un eje más grande. Los ejes más grandes tienen un gradiente de tensión más bajo que los ejes más pequeños y, por lo tanto, tienen un mayor volumen de material bajo una tensión más alta. Otro factor es que el tratamiento térmico de piezas grandes puede producir una estructura metalúrgica que no sea tan uniforme ni tenga una estructura de grano tan fina como la obtenida con piezas más pequeñas.

Los resultados de las pruebas de flexión inversa en muestras de acero pulido sin muescas de hasta 2 pulgadas (50 mm) de diámetro se muestran en la **Figura 5**. Estos datos se han compilado de muchas investigaciones. En la **Figura 5** se incluye una expresión analítica basada en el concepto de Kuguel. Este plantea la hipótesis de que una disminución en la resistencia a la fatiga se puede relacionar matemáticamente con un aumento en el volumen de material sometido al menos al 95% de la tensión máxima, la expresión Kuguel se puede escribir:

En Pulgadas;

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.068} \quad (21)$$

En milímetros;

$$k_b = \left(\frac{d}{7.6} \right)^{-0.068} \quad (22)$$

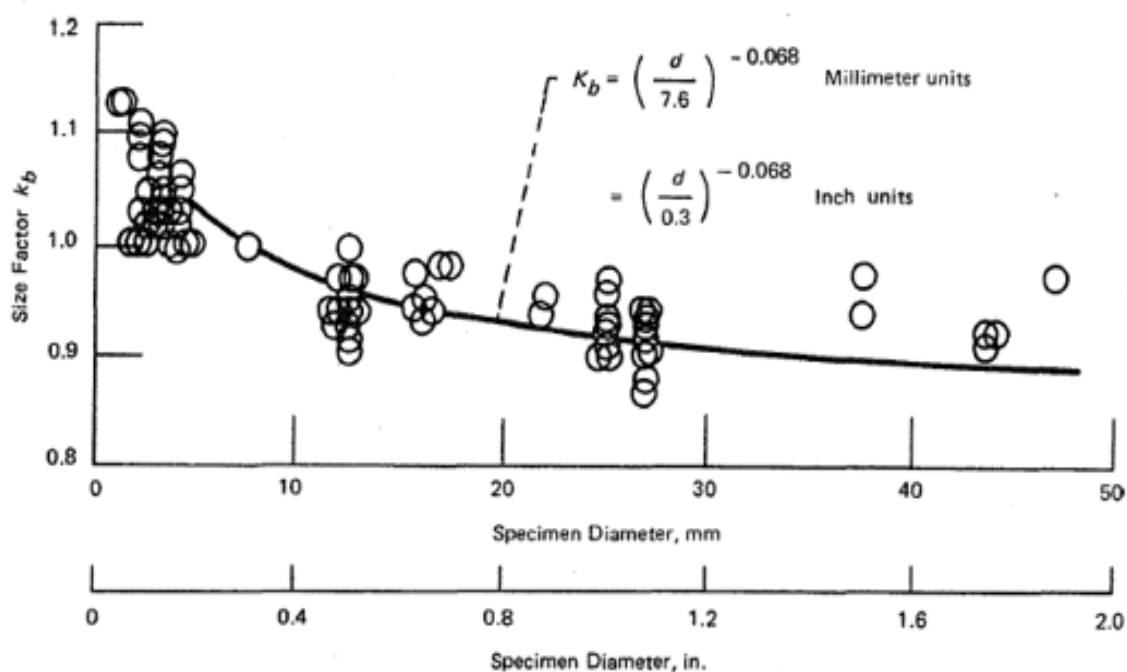
Donde

d: Es el diámetro del eje, (in), (mm)

Aunque hay varias otras fuentes para determinar este factor de efecto de tamaño, solo hay diferencias menores entre estas otras fuentes y la expresión de Kuguel para ejes de *hasta 2 in. (50 mm) de diámetro*. Debido a que los datos se ajustan razonablemente bien, aquí se adopta la expresión de Kuguel.

Figura 5

Factor de Tamaño



GENERAL NOTE:

Data for unnotched, polished steel specimens having $S_y = 50$ ksi to 165 ksi were compiled from several sources in [2].

Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

Sin embargo, *para ejes de más de 2 in. (50 mm) de diámetro*, existen muy pocos datos de prueba. No hay datos suficientes para establecer una fórmula definitiva para estos tamaños de eje más grandes. Las pocas pruebas relevantes realizadas indican una disminución considerable del límite de fatiga para ejes con diámetros muy grandes. En la **Figura 6** se muestra una colección de factores de tamaño recomendados para ejes más grandes de varios especialistas. En la **Figura 6** también se muestra una expresión compuesta arbitraria,

En Pulgadas

$$k_b = d^{-0.19} \quad (23)$$

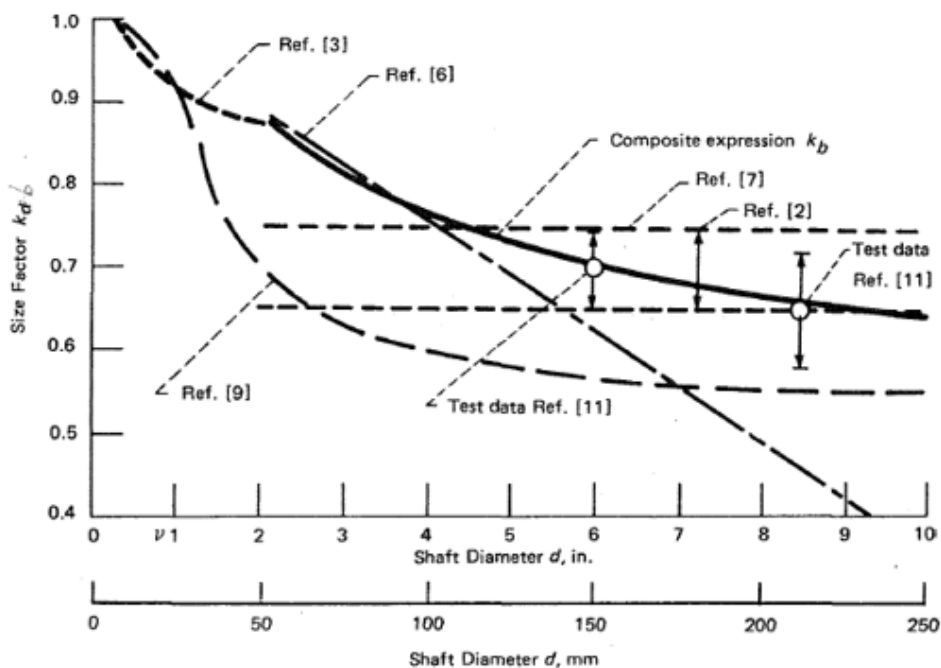
En milímetros

$$k_b = 1.85 d^{-0.19} \quad (24)$$

Que es básicamente un compromiso de estos otros enfoques sugeridos. También se han incluido para comparación los datos de la prueba de fatiga para muestras de acero al carbono simple (0,4% a 0,5%) de 6 in. Y 8,5 in. (150 mm y 213 mm) de diámetro en flexión rotatoria. La gama de valores límite de fatiga encontrados en estos ensayos se indican mediante la longitud de las flechas. En ausencia de datos reales para el diseño del eje, esta expresión compuesta proporcionará una estimación del efecto de tamaño para ejes de más de 2 pulgadas (50 mm) y menos de 10 in. (254 mm) de diámetro.

Figura 6

Factor de Tamaño para ejes de más de 2 in.



Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

c. Factor de confiabilidad k_c

Incluso en condiciones de prueba bien controladas, está claro que la inevitable variabilidad en la preparación de las muestras de prueba y en sus estructuras metalúrgicas provocará variaciones o dispersión en sus resistencias de resistencia medidas. Los datos de límite de fatiga publicados en referencias de diseño estándar generalmente representan algún valor medio de resistencia para la muestra de probetas. La mayoría de los diseños requieren una tasa de supervivencia mucho más alta que el 50%, es decir, la probabilidad de que al menos la mitad de la población no falle en el servicio. En consecuencia, el límite de fatiga debe reducirse para aumentar la confiabilidad.

Se puede asociar una fuerza y una distribución de tensión con cada parte. En ausencia de datos de prueba, una buena regla es asumir una distribución de falla gaussiana con una desviación estándar del 8% de la resistencia media de emisión de fatiga para determinar k_c . Estos valores se dan en la **Tabla 9**.

Los valores de k_c para niveles de confiabilidad de 0,99 y superiores son bastante sensibles a la distribución de fallas asumida. En este rango, los valores de k_c enumerados en la **Tabla 9** no son tan precisos y deben usarse solo como una guía.

Tabla 9

Factor de confiabilidad

Shaft Nominal Reliability	K_c
<i>0.50</i>	<i>1.0</i>
<i>0.90</i>	<i>0.897</i>
<i>0.99</i>	<i>0.814</i>
<i>0.999</i>	<i>0.753</i>

Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

d. Factor de temperatura k_d

Las temperaturas de funcionamiento extremas afectan el límite de fatiga de los aceros. Sin embargo, entre las temperaturas de funcionamiento normales que oscilan entre -70°F (-57°C) y 400°F (204°C), las características de resistencia a la fatiga de la mayoría de los aceros permanecen esencialmente sin cambios. Para este rango de temperatura, se recomienda un *factor de temperatura* $k_d = 1$.

Para aplicaciones fuera de este rango de temperatura, las propiedades de fatiga a la temperatura adecuada para el material del eje en cuestión deben determinarse a partir de datos de prueba reales, publicados o generados por el usuario, y compararse con las propiedades a temperatura ambiente para determinar el k_d apropiado. La **Tabla 10**, que enumera la variación en k_d con el cambio de temperatura para varias composiciones de acero, basada en una serie de investigaciones, debería proporcionar alguna orientación.

Tabla 10

Factor de Temperatura

UNS Number [Note (1)] and Condition	Temperature, °F (°C)									Ref.
	-200 (-129)	-100 (-73)	0 (-18)	+70 (+23)	200 (93)	400 (204)	600 (316)	800 (427)	1000 (538)	
G-10350	1.7	1.3	1.1	1.0	1.0	1.2	1.4	1.3	0.8	[12]
G-10600	1.5	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.2	1.0	0.2	[12]
G-43400	1.3	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	0.9	0.8	0.6	[12]
G-43400 (notched)	1.0	0.9	0.9	0.8	[12]
0.17% carbon G-43400	1.0	1.0	1.0	1.4	1.2	0.6	[13]
Carbon steel	...	1.3	...	1.0	[13]
Carbon steel (notched)	...	1.1	...	1.0	[13]
Alloy steel (notched)	...	1.1	...	1.0	[13]

Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

e. Factor de ciclo de trabajo k_e

Los ejes rara vez están expuestos a cargas de amplitud constante en servicio. El diseñador debe considerar los ciclos de arranque y parada, las sobrecargas transitorias, las cargas vibratorias o de choque y los cambios en el espectro de carga del equipo impulsado por el eje. Una pregunta importante es ¿cuánta resistencia a la fatiga queda en el material del eje que ya ha estado expuesto a esfuerzos cíclicos durante un número determinado de ciclos del eje?

Debido a que el daño por fatiga es particularmente sensible a las grandes amplitudes de tensión, los ciclos de arranque y parada, las sobrecargas transitorias y los períodos de cargas elevadas pueden tener un efecto significativo en la vida de la fatiga. Por ejemplo, Un aumento del 20% en la carga actuando solo el 20% del tiempo puede causar una reducción de la vida útil del 30% al 64% en relación con un eje con solo una carga de amplitud constante.

Existe considerable evidencia experimental de que la secuencia de carga (es decir, cargas de gran amplitud después de cargas bajas o viceversa) también puede tener un efecto significativo en el proceso de fatiga. Varias investigaciones experimentales indican que la aplicación repetida de tensiones por debajo del límite de fatiga (es decir, subesfuerzo), en realidad puede mejorar el límite de fatiga del material. Por lo tanto, para aplicaciones donde las tensiones cíclicas varían en magnitud, *pero no exceden el límite de fatiga S_f^* del material*, $k_e = 1$ produciría un diseño conservador. Sin embargo, someter los ejes a tensiones mayor que S_f^* (es decir, sobreesfuerzo) durante un número significativo de ciclos de esfuerzo, afectaría negativamente las propiedades de resistencia del material. Por ejemplo, se produce una reducción del 3% al 10% en el límite de fatiga cuando se aplica una tensión de flexión inversa que es un 10% mayor que el límite de fatiga original a las probetas de acero dulce durante el

primer 20% de los ciclos hasta la falla. Cuando esta tensión aumenta al 130% del límite de fatiga normal, se produce una reducción del 7% al 20% en el límite de fatiga.

En la actualidad, no existe un método integral único para determinar el factor k_e para los efectos descritos anteriormente. Sin embargo, un método de diseño de ejes tiene en cuenta los efectos de un historial de carga de amplitud variable utilizando un enfoque de la ley de daño lineal de Palmgren-Miner.

En ocasiones, los ejes están diseñados para una vida útil limitada por motivos de economía. En un diseño de vida útil limitada a la fatiga, el número de ciclos con amplitudes de tensión mayores que el límite de fatiga que un material puede soportar sin fallar depende de lo siguiente:

- a. La magnitud de las tensiones alternas.
- b. La pendiente de la curva de tensión frente a ciclos de falla para el material utilizado.
- c. El historial de estrés que precedió al estrés actual y posterior.

Cuando se conocen las propiedades de fatiga de amplitud constante de un miembro y el historial de fuerza-tiempo real al que estará expuesto, el estado actual de conocimiento permite predecir su vida de fatiga dentro de aproximadamente 0.33 a 3.0 veces la vida de fatiga determinada experimentalmente. En problemas de diseño de ejes, generalmente es posible obtener o determinar información razonablemente precisa sobre las propiedades de fatiga de amplitud constante del material del que se fabricará el eje. Sin embargo, mientras que los ejes normalmente están expuestos a muchos millones (o incluso miles de millones) de ciclos de tensión dentro de sus vidas diseñadas, las historias reales de fuerza-tiempo a las que estarán expuestos rara vez se conocen con mucha precisión. Por lo tanto, esta Norma no recomienda intentar diseñar ejes para la fatiga finita en vivo sin la obtención de los datos de prueba de fatiga prototipo en condiciones de funcionamiento simuladas.

f. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga k_f

La experiencia ha demostrado que una falla por fatiga del eje casi siempre ocurre en una muesca, un orificio, un chavetero, un hombro u otra discontinuidad donde las tensiones efectivas se han amplificado. El efecto de la concentración de esfuerzos sobre el límite de fatiga del eje está representado por el factor de concentración de esfuerzos de fatiga k_f donde:

$$k_f = \frac{\textit{fatigue limit of the notched specimen}}{\textit{fatigue limit of a specimen free of notches}} = \frac{1}{K_f} \quad (25)$$

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga k_f . Los datos experimentales indican que los aceros de baja resistencia son significativamente menos sensibles a la fatiga en las muescas que los aceros de alta resistencia. La sensibilidad a la muesca “ q ” de los materiales se puede utilizar para relacionar el factor de reducción de la resistencia a la fatiga k_f con el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático) K_t de la siguiente manera:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (26)$$

El factor de concentración de esfuerzos teórico apropiado K_t que se utilizará es el valor de flexión. Esto se debe a que el factor de concentración de esfuerzo de fatiga k_f se utiliza para modificar los límites de fatiga por flexión de la muestra S_r^* . Por lo tanto, la combinación de las ecuaciones anteriores produce:

$$k_f = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)} \quad (27)$$

Los valores recomendados para “ q ” y K_t se dan en las **Figura 7 a 10 y Tabla 11**.

Tabla 11

Fatigue stress concentration factor k_f

**FATIGUE STRESS CONCENTRATION FACTOR k_f – TYPICAL
VALUES FOR KEYWAYS IN SOLID ROUND STEEL SHAFTS¹**

(Reproduced from Juvinall, R.C., *Engineering Consideration of Stress, Strain and Strength*,
McGraw-Hill Book Company, 1967, by permission)

Steel	Profiled Keyway Bending Stress	Sled-Runner Keyway Bending Stress
Annealed [Note (2)] (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

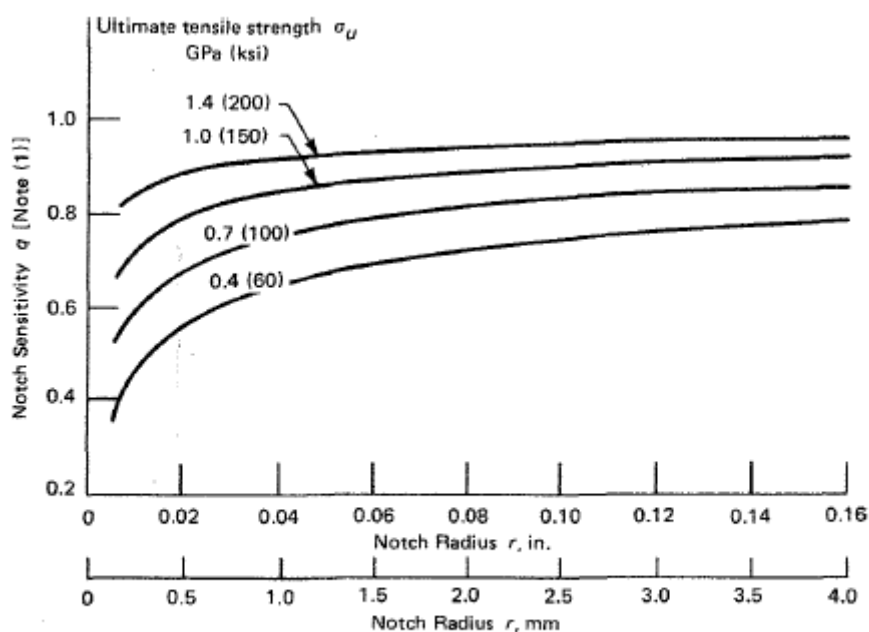
NOTE:

- (1) Nominal stresses should be based on the section modulus for the total shaft section.
(2) May also apply to hot rolled shafts.

Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

Figura 7

Sensibilidad de la muesca “q”.



NOTE:

- (1) For steels subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger radii use the values of q corresponding to $r = 0.16$ in. (4 mm).

Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

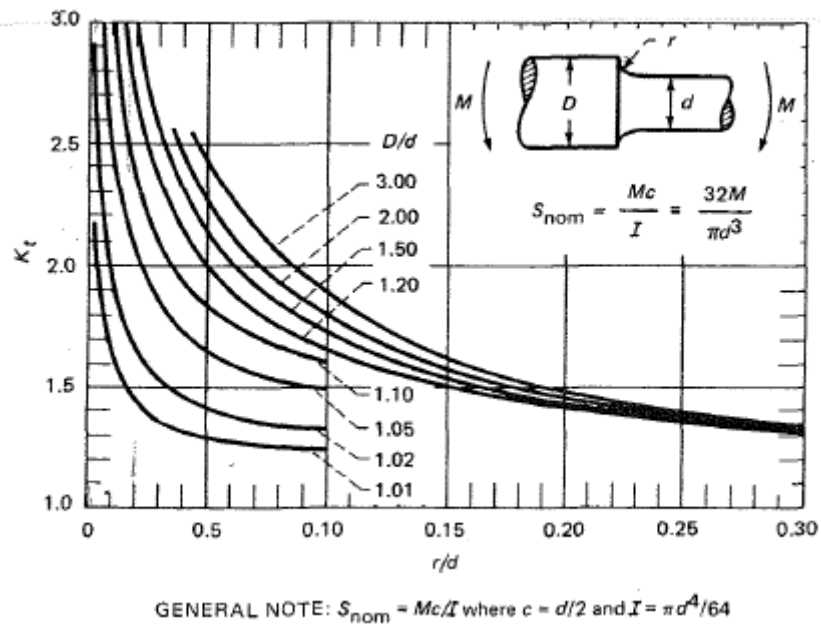
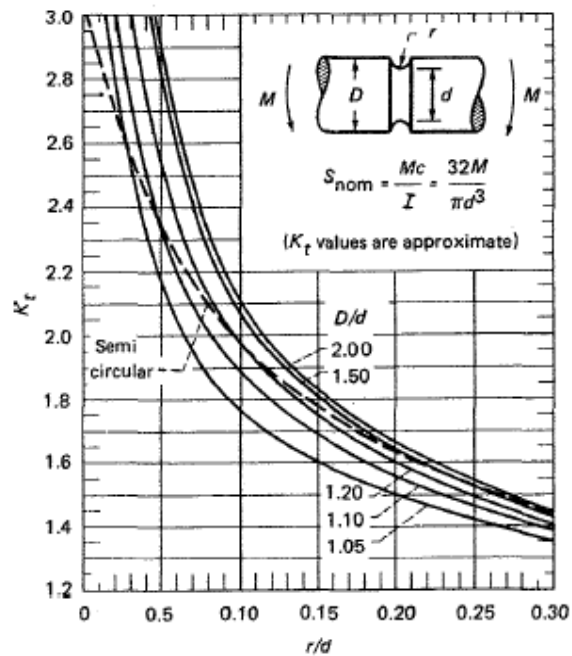
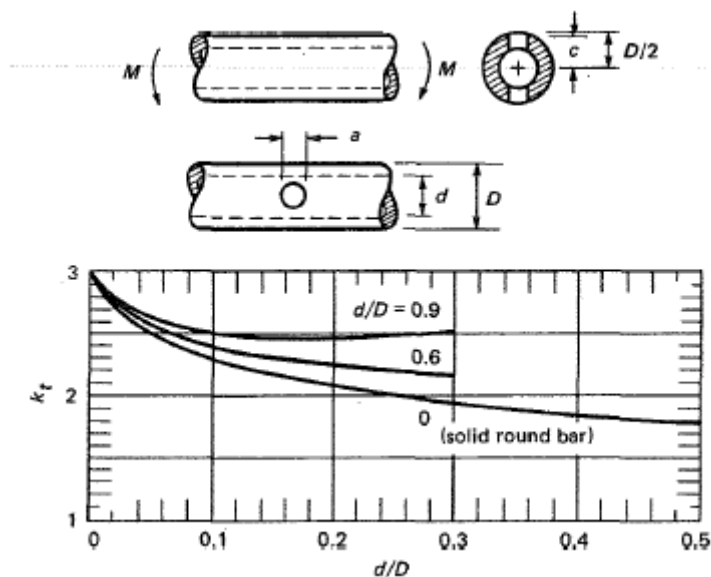
Figura 8*Eje redondo con filete y cambio de sección**Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985***Figura 9***Eje redondo ranurado en flexión**Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985*

Figura 10

Eje redondo con agujero transversal.



Nota: Tomada de ANSI/ASME B106.1M – 1985

g. Factor de efectos varios k_g

Dado que las fallas por fatiga casi siempre ocurren en o cerca de la superficie del eje donde las tensiones son mayores, el estado de la superficie influye fuertemente en la vida a fatiga. Varios factores que afectan el límite de fatiga tienen valores que no se encuentran fácilmente en los textos de diseño. Algunos de estos factores son:

- Tensiones residuales (laminado en frío, granallado, soldadura, etc.)
- Tratamiento térmico (cementación, decarburación, etc.)
- Corrosión (agrietamiento por corrosión bajo tensión, corrosión por contacto, etc.)
- Enchapado o revestimiento de superficie
- Ajuste de interferencia (collares y ranuras)
- Vibración
- Entorno (entorno de fatiga térmica, entorno de fatiga electroquímica, etc.)

- h. Carga inusual (carga axial, cargas cíclico-torsionales y axiales, cargas de expansión térmica, etc.)

h. Factor de seguridad (FS)

En cualquier cálculo de diseño siempre existe cierta incertidumbre en cuanto a qué tan cerca el análisis se aproxima a la aplicación real y su precisión resultante. Los procedimientos de diseño presentados aquí asumen que se utilizarán valores exactos para el límite de fatiga del eje y su límite elástico por tracción. Sin embargo, en la mayoría de los casos, los valores nominales para estas propiedades del material son todos los datos disponibles. Estos valores pueden diferir ligeramente de los valores reales para el lote de material disponible. Además, los factores de modificación de la fatiga recomendados que se utilizan para corregir las propiedades de fatiga del material solo pueden aproximarse a los verdaderos factores para la aplicación dada. Además, pueden estar presentes factores de aplicación que afectarían adversamente la vida útil del eje, pero no se tienen en cuenta en esta Norma o el diseñador del eje los pasa por alto. Las cargas imprevistas, la incertidumbre en el espectro de carga o los factores ambientales también pueden acortar la vida útil del eje. En vista de estas consideraciones, es prudente introducir alguna medida de conservadurismo en el proceso de diseño para compensar estas incertidumbres. Tradicionalmente, este conservadurismo toma la forma de un factor de seguridad FS.

Un factor de seguridad es un valor arbitrario, generalmente establecido por la experiencia y, en algunos casos, por una cuestión de opinión. Al seleccionar un valor para FS, se debe considerar la consecuencia de la falla. Si la consecuencia de la falla es alta, se debe usar un *FS considerablemente mayor que la unidad*. Si la consecuencia de la falla es mínima, se puede usar un FS más cercano a la unidad.

i. Otras Consideraciones

La vida a fatiga de un eje no siempre es el factor limitante en su diseño. También se debe tener en cuenta el efecto de la deflexión de un eje en el rendimiento de los cojinetes de soporte y sellos, así como en otros componentes clave de transferencia de potencia como engranajes y poleas. Los ejes pueden ser lo suficientemente fuertes para cumplir con los requisitos de resistencia a la fatiga, pero no lo suficientemente rígidos para mantener la frecuencia natural del sistema de ejes por encima del rango de velocidad de funcionamiento de la maquinaria que se está diseñando. La atención cuidadosa a estos factores es esencial para lograr un diseño confiable. Aunque la información de diseño para estos otros factores está más allá del alcance de esta Norma, se puede encontrar en la mayoría de los textos de diseño de máquinas.

2.3. Selección de Reductores de Velocidad

2.3.1 Reductores de Velocidad

Los reductores de velocidad son utilizados para controlar y variar las revoluciones por minuto (rpm) de los motores eléctricos, ya que en la mayoría de los procesos industriales las velocidades de los motores son demasiado altas. La utilización de los reductores de velocidad nos da un menor número de rpm de salida, pero sin disminuir de manera significativa la potencia, aumentando el par de forma segura y eficaz. Como describimos en anterioridad los motores eléctricos podrían definirse como el corazón de la industria, si nos basamos en esta mención podemos decir que los reductores de velocidad son los que regulan el ritmo y la velocidad necesaria en cada proceso de producción.

Los reductores están diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor. Pero básicamente, un reductor de velocidad es un sistema de transmisión caracterizado porque su velocidad de salida es menor que la de entrada. Los variadores de frecuencia y los sistemas de cadenas y poleas son diferentes alternativas a la utilización de los reductores de velocidad, aunque en casos de necesidad de una velocidad inferior a 900rpm son alternativas poco exitosas, ya que mientras los convertidores implican una elevada potencia y coste, los sistemas de cadenas o poleas son poco eficientes.

2.3.2 Criterios Generales para la Selección de Reductores

Para seleccionar adecuadamente una unidad de reducción debe tenerse en cuenta la siguiente información básica:

a. Características del Proceso Industrial

- Información del motor: Potencia, número de polos, frecuencia y tensión de alimentación.

- Ambiente de la instalación y grado de protección del entorno de trabajo, en función de la humedad, temperatura, suciedad, corrosión, etc.
- Velocidad en RPM de entrada y de salida de reductor.
- Torque (par) máximo/medio.

b. Características del Trabajo Por Realizar

- Duración de servicio horas/día.
- Arranques por hora, inversión de marcha.
- Tipo de carga: uniforme, con choque, continua, discontinua, entre otras.
- Tipo de acople entre el motor eléctrico y reductor: directa, acoplamiento, correa, cadena, tanto del eje de entrada como el de salida.
- Eje de salida horizontal, vertical, etc.

c. Factor de Potencia

En la práctica, es difícil que una unidad de reducción realice su trabajo en condiciones idóneas. Por lo tanto, la potencia requerida por la máquina accionada debe multiplicarse por un Factor de servicio (**F_s**), que considera las características específicas del trabajo a realizar y el resultado, llamado Potencia de selección (**P_s**), que es el que se emplea para determinar el tamaño del reductor en las tablas de selección.

Para condiciones especiales como altas frecuencias de arranque-parada o de inversiones de marcha en el motor, alta humedad o temperatura ambiente y construcciones o aplicaciones especiales, es conveniente tener en cuenta del factor servicio a la hora de determinar la potencia a gestionar por el reductor.

2.3.3 Tipos Principales de Reductores de Velocidad

Dentro de la industria podemos distinguir los principales tipos de reductores de velocidad.

a. Reductores Corona de Tornillo Sin fin

En ingeniería mecánica se denomina tornillo sin fin a un dispositivo que transmite el movimiento entre ejes que son perpendiculares entre sí, mediante un sistema de dos piezas: el “tornillo” (con dentado helicoidal), y un engranaje circular denominado “corona”.

Los reductores de tornillo sin fin se utilizan generalmente en prensas, laminadores, cadenas de montaje, maquinaria en industrias de explotación minera, en timones de barco y en sierras circulares. Además, en fresadoras y máquinas herramienta sirven para ubicar los útiles de corte en la zona de trabajo con alta precisión, utilizando sistemas de doble tornillo con tolerancias estrictas. También se utilizan en los mecanismos de control de muchos tipos de ascensores y de escaleras mecánicas, debido a su tamaño compacto y a la no reversibilidad del movimiento, entre otros.

Figura 11

Reductores Corona de Tornillo Sin fin.



Nota: Tomada de Reductores de Velocidad ,2023, (<https://www.roydisa.es/archivos/3356>)

b. Reductores de velocidad de engranajes

Los reductores de velocidad de engranajes lo componen la unión de un par de engranes, un engranaje pequeño (o piñón) que embona con un engrane grande. Esta unión del piñón con el engrane, con diferente número de dientes nos da una velocidad de rotación diferente entre el piñón y el engrane. Por ejemplo, si el Piñón tiene 20 dientes y el Engrane 40, al girar una (1) vuelta el piñón, el engrane gira media (1/2) vuelta. Si el motor gira a 900 revoluciones en un piñón de 20 dientes, en un engrane de 40 dientes gira a 450 revoluciones. Existen diferentes tipos de engranajes y transmisiones para reducir velocidades. Sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y tamaño. Según la posición de los engranajes de entrada y de salida se clasifican en 05 tipos según **Figura 12**.

Figura 12

Reductores de velocidad de engranajes

Posicion de Eje	Descripcion	Imagen
Reductor coaxial	<p>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.</p> <p>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.</p>	
Reductor ortogonales	<p>Con engranajes ortogonales, los ejes están posicionados formando un ángulo de 90°.</p> <p>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.</p>	
Reductor de ejes paralelos	<p>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.</p>	
Reductores pendulares	<p>El eje de salida va en trayectoria pendular a la entrada.</p> <p>Motorización de cintas transportadoras, así como para sistemas rotativos tipo elevadores de husillo, mezcladores, trituradores y todas aquellas maquinas donde sea posible un montaje pendular y donde sea necesaria la transmisión por correa entre motor y reductor.</p>	
Reductores de velocidad planetarios	<p>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 le denominación de reductor planetario) y una corona interna.</p> <p>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.</p>	

Nota: Tomada de Reductores de Velocidad ,2023, (<https://www.roydisa.es/archivos/3356>)

2.3.4 Procedimiento de Selección de Reductores de Velocidad

En este apartado listaremos los pasos adecuados para la selección de reductores de velocidad, haremos uso de las tablas del Fabricante de Reductores de Velocidad Sumitomo-Paramax.

a. Paso 01: Revisar Datos de Entrada

Identificar las siguientes Características de entrada:


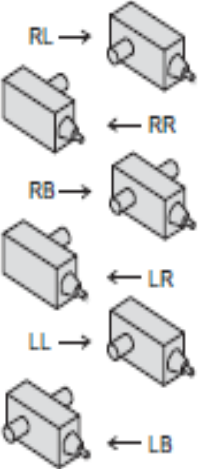



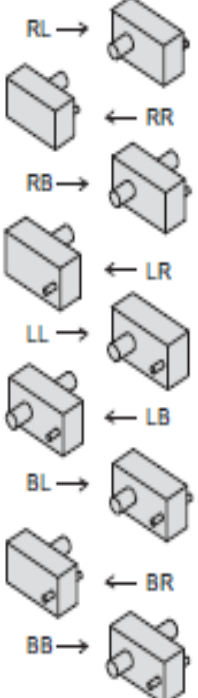




- Potencia de Motor (Pm).
- Velocidad de Motor (N).
- Relación de Velocidad (n).
- Aplicación.
- Temperatura Ambiente.
- Acoplamiento AV y BV.

b. Paso 02: Determinar Configuración de Reductor

Seleccionar la configuración que más se adecue a la necesidad usando la Figura 13.

Figura 13

Configuración de reductores de Ejes paralelos y ortogonales.

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
18	160				
20	180				
22.4	200				
25	224				
28	250				
31.5	280				
35.5	315				
40	355				
45	400				
50	450				
 Wall Mount (Upright Mounting)		 Hollow Shaft (Shrink Disk Type)	 With backstop	Parallel Shaft	
				6.3	56
				7.1	63
				8	71
				9	80
				10	90
				11.2	100
				12.5	112
				14	125
				16	140
18	160				
20	180				
22.4	200				
25	224				
28	250				
31.5	280				
35.5	315				
40	355				
45	400				
50	450				
		 Hollow Shaft (Key Type)	 With fan & backstop		

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

c. Paso 03: Determinar Factor de Servicio (FS)

La determinación del Factor de servicio se realiza teniendo en cuenta dos criterios que son:

- a. En base al Motor Primario, horas de operación y tipo de Carga (**Tabla 12**).
- b. En base a la Aplicación y Horas de operación del equipo (3 hrs, 10 hrs, 24 hrs), para ello hacemos uso de la **Tabla 13**, el Factor de servicio se enfoca al tiempo de vida útil de los rodamientos instalados en el Reductor (Norma AGMA).

Tabla 12

Factor de Servicio en base al Motor Primario, horas de operación y tipo de Carga

Prime Mover	Operating Hours	Type of Load		
		Uniform Load U	Moderate Shock Load M	Heavy Shock Load H
Electric Motor	3 hours/day	1.00	1.00	1.50
	10 hours/day	1.00	1.25	1.75
	24 hours/day	1.25	1.50	2.00
Internal Combustion Engine (multi cylinder)	3 hours/day	1.00	1.25	1.75
	10 hours/day	1.25	1.50	2.00
	24 hours/day	1.50	1.75	2.25

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

Tabla 13

Factor de Servicio en base a la Aplicación y Horas de operación del equipo

Driven Machine							Operating Hours (hours/day)		
							3 hrs	10 hrs	24 hrs
CRANES									
Classification of Crane	Hoisting	Traverse Motion	Travel Motion	Slewing Motion	Boom Hoisting	The crane classification is based on JIS B8821-1976 "Calculation standard for the structure of crane."			
Group I	1.00	1.50	1.25	1.00					
Group II	1.25	1.50		1.00					
Group III	1.50		1.75	1.25					
Group IV	1.75	2.00		1.50					
CONVEYORS (General purpose)									
Uniformly load or fed				1.00	1.00	1.25			
Heavy load									
Not uniformly fed				1.00	1.25	1.50			
Reciprocating or shaker				1.50	1.75	2.00			
ELEVATORS									
Elevators				1.50	1.50	1.50			
Escalators				1.25	1.25	1.25			
METAL MILLS									
Draw bench carriage and main drive				1.50	1.50	1.50			
Runout table									
Non reversing									
Group drives				1.50	1.50	1.50			
Individual drivers				2.00	2.00	2.00			
Reversing				2.00	2.00	2.00			
Slab pushers				1.50	1.50	1.50			
Shears				2.00	2.00	2.00			
Wire drawing				1.25	1.25	1.25			
Wire winding machine				1.25	1.50	1.50			
METAL STRIP PROCESSING MACHINERY									
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			
MILL, ROTARY TYPE									
Ball and rod				2.00	2.00	2.00			
Cement Kilns				2.00	2.00	2.00			
Kilns (Except cement kilns)				1.50	1.50	1.50			
Dryers and coolers				1.50	1.50	1.50			
SEWAGE DISPOSAL EQUIPMENT									
Aerators				2.00	2.00	2.00			
Bar screens				1.25	1.25	1.25			
Chemical feeders				1.25	1.25	1.25			
Dewatering screens				1.50	1.50	1.50			
Scum breakers				1.50	1.50	1.50			
Slow or rapid mixers				1.50	1.50	1.50			
Sludge collectors				1.25	1.25	1.25			
Thickeners				1.50	1.50	1.50			
Vacuum filters				1.50	1.50	1.50			
EXTRUDERS									
Plastics				1.25	1.25	1.25			
Rubber				1.50	1.50	1.50			
FEEDERS									
Apron				1.00	1.25	1.50			
Belt				1.00	1.25	1.50			
Disk				1.00	1.00	1.25			
Reciprocating				1.50	1.75	2.00			
Screw				1.00	1.25	1.50			
RUBBER INDUSTRY									
Mixers				1.75	1.75	2.00			
Mixing mill -2 smooth rolls				1.50	1.50	1.75			
Batch drop mill -2 smooth rolls				1.50	1.50	1.50			
Cracker warmer									
-2 roll: 1 corrugated roll				1.75	1.75	1.75			
Cracker -2 corrugated rolls				2.00	2.00	2.00			
Holding, feed and blend mill									
-2 rolls				1.25	1.25	1.25			
Refiner -2 rolls				1.50	1.50	1.50			
Calenders				1.50	1.50	1.50			
PAPER MILL									
All types incl. Paper making machine				2.00	2.00	2.00			
AGITATORS AND MIXERS									
Pure liquids				1.00	1.00	1.25			
Liquids and solids				1.00	1.25	1.50			
Liquids variable density				1.00	1.25	1.50			
MIXERS									
Concrete				1.25	1.25	1.50			
CRUSHER									
Stone or ore				2.50	2.50	2.50			
BLOWERS									
Centrifugal				1.00	1.00	1.25			
Lobe				1.00	1.25	1.50			
Vane				1.00	1.25	1.50			
COMPRESSORS									
Centrifugal				1.00	1.00	1.25			
Lobe				1.00	1.25	1.50			
Reciprocating: multi cylinder				1.50	1.50	1.75			
Reciprocating: single cylinder				1.75	1.75	2.00			
FANS									
Centrifugal				1.00	1.00	1.25			
Cooling towers				※	※	※			
Forced draft				1.25	1.25	1.25			
Suction draft				1.50	1.50	1.50			
Industrial and mine				1.50	1.50	1.50			
PUMPS									
Centrifugal				1.00	1.00	1.25			
Screw pump				1.25	1.25	1.50			
Gear pump				1.25	1.25	1.50			
DREDGES									
Cable reels				1.25	1.25	1.50			
Conveyors				1.25	1.25	1.50			
Cutter head drive				2.00	2.00	2.00			
Pumps				2.00	2.00	2.00			
Screen drives				1.75	1.75	2.00			
Stackers				1.25	1.25	1.50			
Winches				1.25	1.25	1.50			
GENERATORS AND EXCITERS									
				1.00	1.00	1.25			
HAMMER MILLS									
				1.75	1.75	2.00			
SUGAR INDUSTRY									
Beet slicer				2.00	2.00	2.00			
Cane knives				1.50	1.50	1.50			
Crushers				1.50	1.50	1.50			
Mills (Slow speed end)				1.75	1.75	1.75			

Notes:

- (1) Values in the above table are based on AGMA standards and SUMITOMO's experience.
- (2) Values in the above table apply for electric motors as prime movers - if prime mover is a multi cylinder combustion engine, 0.25 has to be added to the SF.
- (3) Consult us for special duty or when special safety specifications are needed.
- (4) ※ : For SF, consult us.

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

d. Paso 04: Calculo de Potencia Equivalente (PE)

La potencia equivalente se calcula mediante:

$$PE = Pm * FS \quad (28)$$

Donde:

PE: Potencia Equivalente.

Pm: Potencia de Motor.

FS: Factor de Seguridad.

e. Paso 05: Determinar el tamaño del Reductor

Con la Potencia equivalente y Ratio de reducción, haciendo uso de los Anexos 05 (para Reductor de Ejes Paralelos) determinamos el tamaño del reductor, la potencia del Reductor seleccionado debe ser mayor o igual que la potencia equivalente.

f. Paso 06: Capacidad térmica equivalente

Nos sirve para considerar si el Reductor debe incluir ventilación forzada, para ello hacemos uso de la siguiente expresión.

$$PT = Pt * Ta \quad (29)$$

Donde:

PT: Capacidad Térmica equivalente.

Pt: Capacidad Térmica del Reductor según Catalogo (Tabla 14) (Anexo 05).

Ta: Factor de Corrección de Temperatura (Tabla 15).

Se debe considerar un valor igual o mayor próximo de PT , para la instalación de ventilación forzada.

Tabla 14

Ejemplo de Capacidad Térmica del Reductor según Catalogo

THERMAL POWER RATING (kW)

Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed r/min	Number of Cooling Fans	Size of Reducer														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
Double Reduction Horizontal Type	1800	-	40	51	57	73	88	108	103	127	147	174	***	***	***	***	***
	1500	1	111	132	143	193	216	265	250	308	415	491	***	***	***	***	***
6.3	1200	-	38	49	58	75	88	110	106	131	151	182	196	245	240	296	370
	1000	1	83	101	115	156	171	213	202	251	337	405	404	456	452	629	901
8	900	-	36	47	56	74	86	108	104	130	149	180	195	245	241	299	371
	750	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
	750	1	66	81	94	128	139	176	166	208	277	336	337	385	382	537	761
	900	-	33	44	53	70	81	103	99	124	142	173	188	239	235	293	362
	750	1	57	70	82	113	122	154	146	183	245	298	300	343	342	481	680

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

Tabla 15

Factor de Corrección de Temperatura

Ambient Temperature °C	Temperature Correction Factor	
	Without Fan	With Fan
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

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

g. Paso 07: Revisión de Carga en Voladizo (OHL)

La carga en voladizo juega un papel importante cuando se tienen instalados directamente en la flecha del reductor algún piñón, polea, engranaje, etc., que pueden ejercer cargas radiales y axiales sobre la flecha del reductor. Dentro de este apartado debemos identificar los siguientes Factores, en el **Anexo 06** (para flechas paralelas):

- Factor de conexión de carga Cf.
- Determinación de Carga Radial Fr.
- Determinación de Carga Axial FX.

h. Paso 07: Calculo de Cargas Equivalentes

Para el cálculo de las cargas equivalentes usamos:

Carga Radial Equivalente (Fre)

$$Fre = Fr * FS * Cf \quad (30)$$

Carga Axial Equivalente (Fxe)

$$Fxe = Fx * FS * Cf \quad (31)$$

Para verificar que el reductor soporta las cargas Radiales y Axiales el resultado de la siguiente ecuación debe ser menor o igual que la unidad.

$$\frac{Fre}{Fra} + \frac{Fxe}{Fxa} \leq 1 \quad (32)$$

2.4.Acoplamiento de Engranajes

Los acoplamientos de engranajes se fabrican en acero con lubricación por grasa y reten estándar según norma internacional. Al tener uniones flexibles son adecuados para la transmisión directa de par. Además, permiten la compensación de las desalineaciones axiales, radiales y angulares. Los acoplamientos de engranajes se utilizan en toda la gama de requerimientos de ingeniería por su alta seguridad de funcionamiento y su larga vida gracias a la fiable lubricación por grasa de los dientes abombados. Los acoplamientos son idóneos para el montaje horizontal. Para soluciones especiales también están disponibles para montaje vertical.

Están disponibles numerosos tamaños de acoplamientos para un par de transmisión desde 930 Nm a 135.000 Nm con dimensiones de eje hasta \varnothing 276 mm. Los pares de los acoplamientos se pueden incrementar utilizando aceros especiales.

Los acoplamientos de engranajes se corresponden con la normativa AGMA (Asociación de Fabricantes Americanos de engranajes). Las pequeñas dimensiones y su peso reducido, con bajo momento de inercia, los hace útiles para una amplia gama de aplicaciones de los acoplamientos de engranajes.

Según el principio conocido de funcionamiento de los engranajes abombados, se evita la presión en los extremos en caso de que se produzcan desalineaciones angulares o radiales. Además, la lubricación permanente por grasa genera una mejor ratio de fricción con un funcionamiento casi sin desgaste y con una larga vida de funcionamiento del acoplamiento.

2.4.1 Selección de Acoplamientos

El acoplamiento tiene que estar dimensionado de tal manera que la cargada permitida del acoplamiento no sea excedida durante el funcionamiento. Para ello las cargas producidas tienen que ser comparadas con los valores permitidos del acoplamiento.

a. Selección del acoplamiento

El acoplamiento es seleccionado de acuerdo con el par nominal (TKN) (Tabla 18). Con este propósito deben tenerse en cuenta los factores de funcionamiento de la máquina de transmisión, ver los valores de arranque S_Z (Tabla 16) y la de funcionamiento S_B (Tabla 17).

b. Carga del Acoplamiento

A continuación, se presentan las siguientes relaciones.

$$TKN \geq TNS \quad (33)$$

$$TNS = TN * SZ * SB \quad (34)$$

$$TN(Nm) = 9550 * \frac{Pd}{n} \quad (35)$$

Donde:

TKN: Par nominal del acoplamiento.

TN: Par de Transmisión.

TNS: Par de transmisión incluyendo los factores de funcionamiento.

Sz: Factor de arranque.

SB: Factor de Funcionamiento.

c. Carga de Arranque

El par de arranque admisible de la máquina no debe de exceder de dos veces el del par nominal del acoplamiento.

d. Rango de temperaturas admisibles

El acoplamiento puede ser utilizado en un rango de temperatura desde -20 °C a +80 °C.

Tabla 16

Factor de Servicio Sz para la frecuencia de arranque

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

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

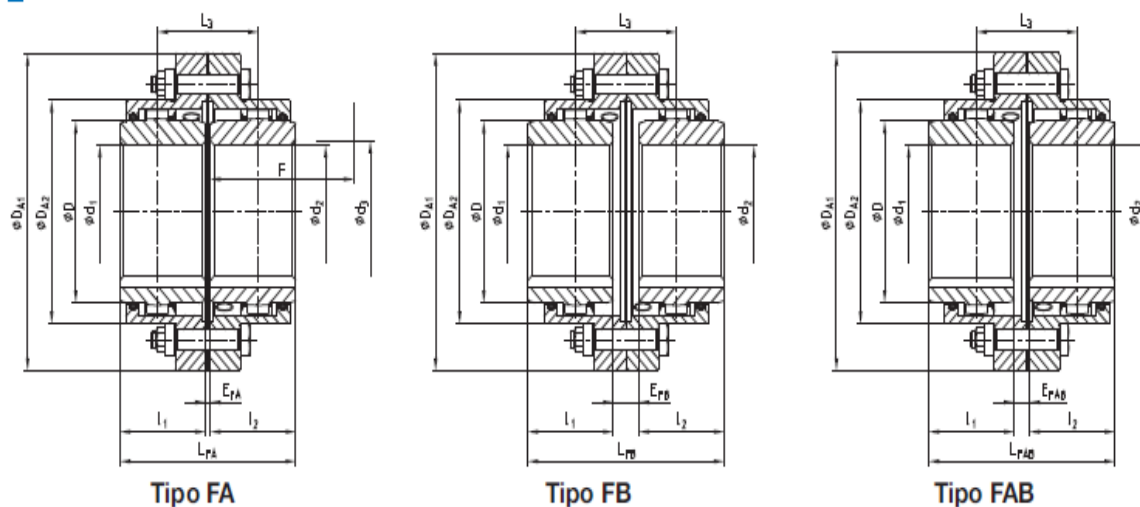
Tabla 17*Factor de Funcionamiento SB*

Clase de carga	Características de funcionamiento	Máquinas	Factor de funcionamiento
Suave	Funcionamiento permanente sin sobrecarga o golpes de carga. Baja frecuencia de conexión.	<ul style="list-style-type: none"> • Generadores eléctricos • Bombas radiales • Ventiladores ligeros 	1,00
Ligera	Funcionamiento constante con pequeña sobrecarga y con golpe de cargas muy poco frecuentes y cortos.	<ul style="list-style-type: none"> • 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.	<ul style="list-style-type: none"> • 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.	<ul style="list-style-type: none"> • 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.	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisión de laminadores reversibles • Funcionamiento con carga pesada en la industria del acero • Máquinas de corte • Rectificadoras • Sierras y cortadores • Machacadoras 	2,50

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

Tabla 18

TKN – Par Nominal del Acoplamiento



Tamaño	Agujero máx.	Dimensiones [mm]													Cantidad de grasa 2) [dm ³]
		d ₁ , d ₂	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⁾	
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: Tomado de GEAREX, (2008). Catálogo de Acoplamientos de Dientes.

2.5.Acoplamiento Hidrodinámico

El acoplamiento ROTOFLUID es un acoplamiento hidrodinámico diseñado para garantizar la máxima seguridad de buen funcionamiento y durabilidad de la transmisión, encuentra su ubicación entre el motor (parte motriz) y la máquina (parte accionada).

La junta hidrodinámica ROTOFLUID está compuesta esencialmente por dos impulsores, de álabes radiales y opuestos entre sí, uno conectado al eje de transmisión y el otro a la máquina accionada.

La parte motriz actúa como bomba centrífuga, el aceite pasa de la cuchilla motriz a la accionada que, actuando como una turbina, acciona la máquina.

El aceite con el que se llena la junta hidrodinámica sirve para transmitir el par y lubricar las partes móviles.

El acoplamiento hidrodinámico representa la forma más sencilla y económica de crear una transmisión perfectamente elástica, ya que elimina cualquier forma de conexión mecánica entre los dos elementos, motor y máquina, como no hay conexión mecánica entre los dos elementos, prácticamente no hay desgaste.

Las pérdidas que sufre el fluido portador por fricción (aceite), resultan en una pérdida de potencia que se puede representar en el deslizamiento que se expresa mediante la fórmula:

$$S\% = \frac{Nm - Nu}{Nm} * 100 \quad (36)$$

Dónde:

Nm = velocidad del motor (RPM)

Nu= velocidad de salida de la junta hidráulica (RPM)

La perfecta elasticidad de esta transmisión hidrodinámica permite solucionar casi todos los problemas relacionados con el arranque de los motores eléctricos y las máquinas conectadas a ellos.

2.5.1 Ventajas de la Junta Hidrodinámica

- Facilitar la puesta en marcha acelerando gradualmente la máquina en funcionamiento.
- Ajustar automáticamente la velocidad de la carga a la velocidad de sincronismo de dos o más motores.
- Proteger los componentes de la transmisión de sobrecargas.
- Absorber vibraciones de torsión.
- Limitar el par transmitido a valores predeterminados.
- Permitir el uso de motores eléctricos en cortocircuito, prescindiendo de arrancadores estrella-triángulo y motores de anillo con reóstato.

2.5.2 Ventajas del Montaje Estándar

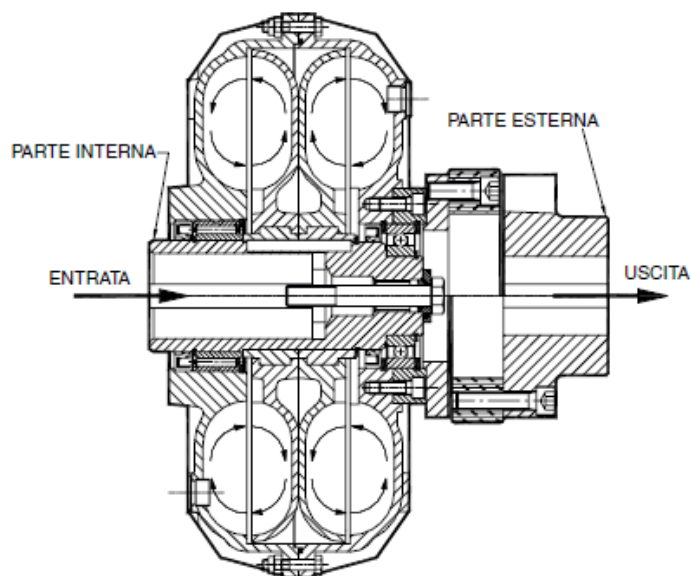
En el montaje ESTÁNDAR (Figura 14), la parte interna es integral con el eje del motor. Este tipo de montaje es común para polea y acoplamientos en línea y tiene las siguientes ventajas:

- Unificación de los orificios conforme a los ejes de los motores UNEL MEC.
- Durante la fase de arranque, la baja inercia de la parte interna del acoplamiento pesa menos sobre el motor que alcanza la velocidad de funcionamiento con menor absorción de corriente.
- En aplicaciones en línea, donde se requiere la instalación de un disco / banda de freno, estos se colocan directamente en el eje de la caja de cambios sin aumentar las dimensiones axiales de la junta.

- En las juntas equipadas con cámara de retardo, el arranque es más gradual ya que el aceite que se encuentra en la cámara de retardo se centrifuga en la cámara de trabajo a medida que aumenta en rpm.

Figura 14

Acoplamiento Hidrodinámico – Montaje Standard



Nota: Tomado de Westcar, (2018). Catálogo de Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFUID, ITALIA

2.5.3 Selección de Acoplamiento Hidrodinámico

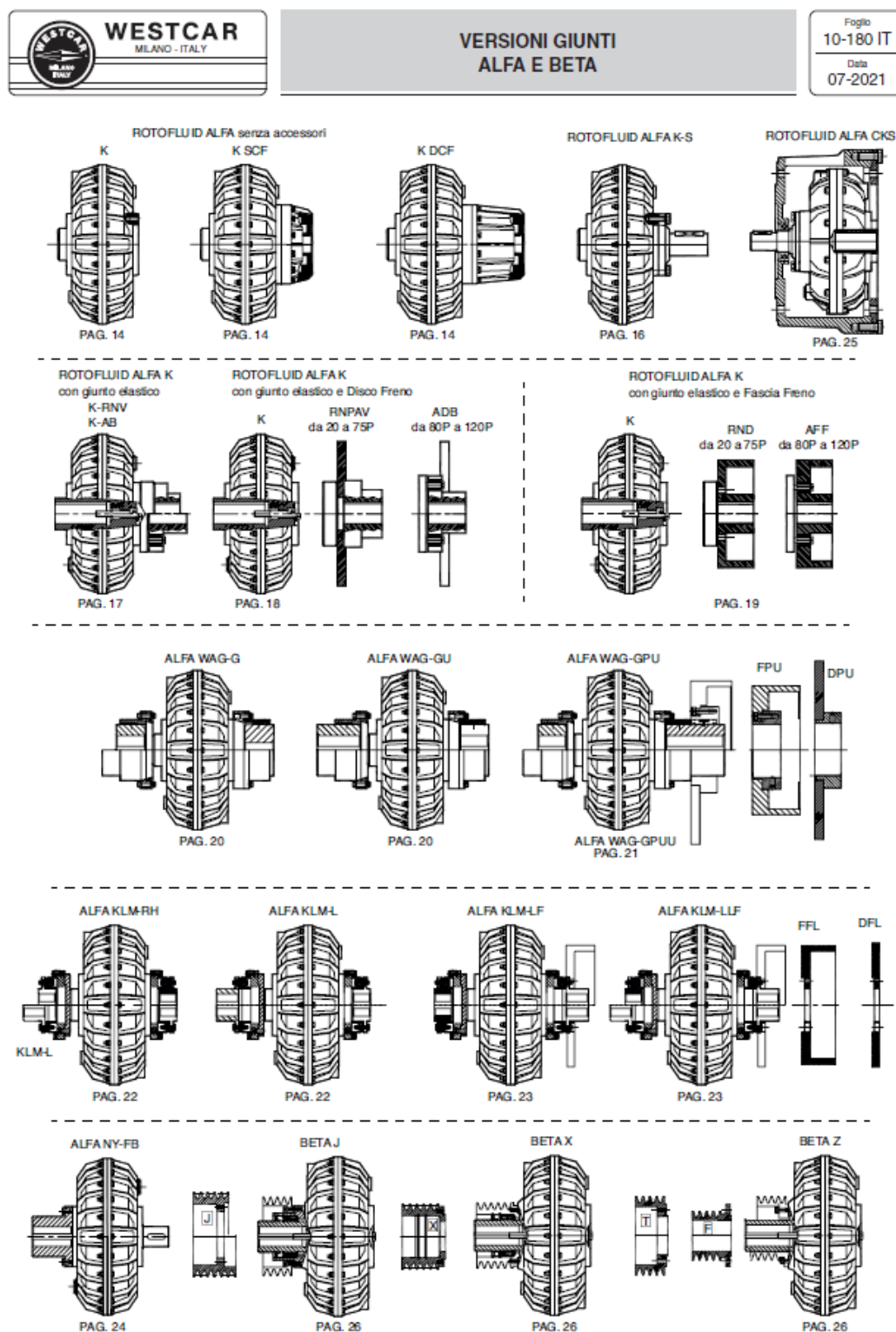
Existen diferentes marcas de acoplamientos hidrodinámicos, así como diferentes modelos según las características geométricas de instalación.

Para este aparato nos apoyaremos de los Catálogos de WESTCAR, que cuenta con diferentes modelos según la necesidad geométrica (Figura 15).

El acoplamiento se selecciona en base a la potencia de entrada y la velocidad (Figura 16). Las curvas en el diagrama indican las potencias límite y velocidades de los acoplamientos.

Figura 15

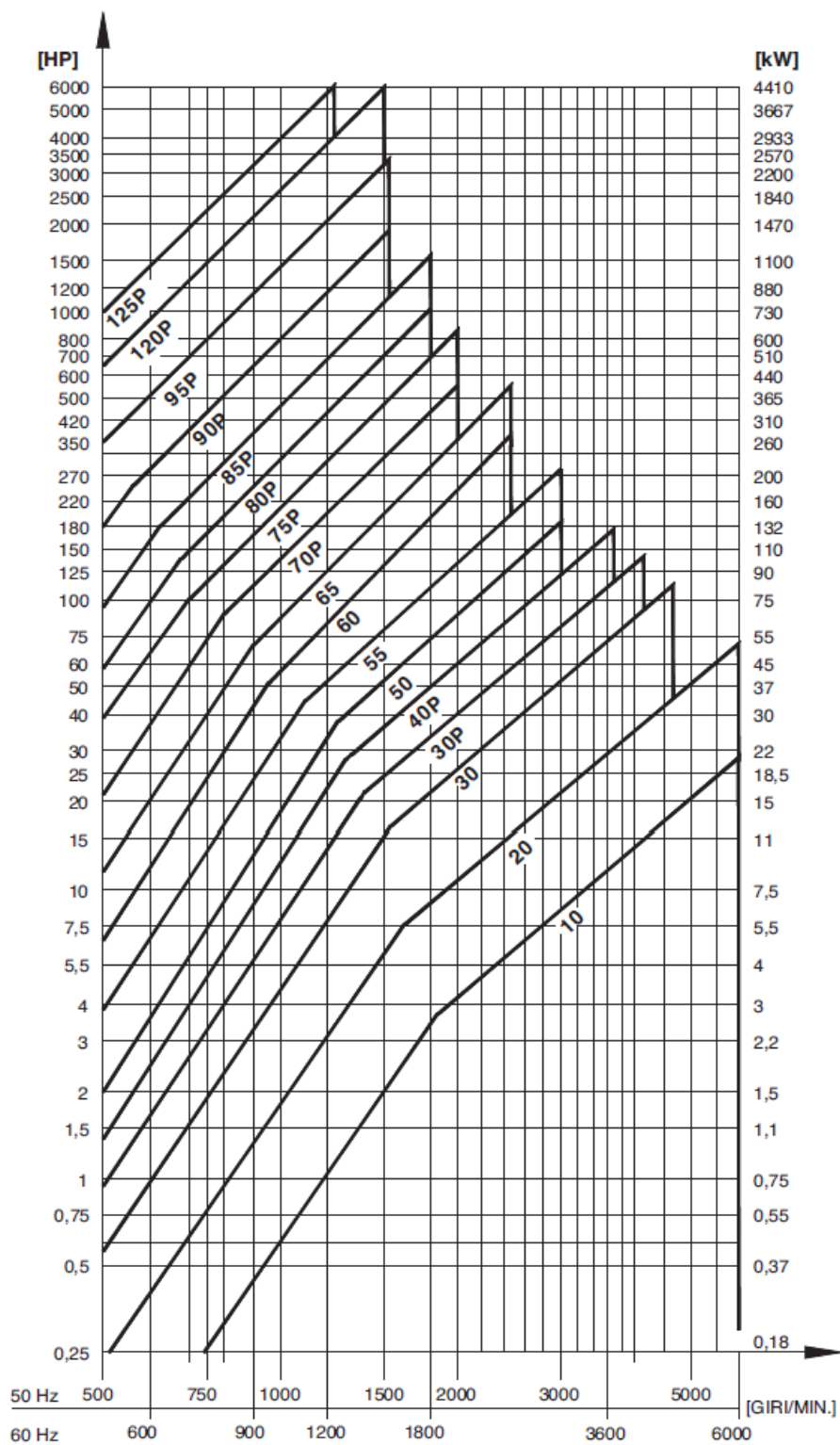
Diferentes Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFLUID



Nota: Tomado de Westcar, (2018). Catálogo de Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFLUID, ITALIA

Figura 16

Curva de selección de Acoplamiento ROTOFLUID según Tamaño



Nota: Tomado de Westcar, (2018). Catálogo de Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFLUID, ITALIA

2.6. Selección del Tipo De Rodamiento

Cada tipo de rodamiento tiene propiedades características que lo hacen particularmente adecuado para ciertos usos. Sin embargo, no cabe establecer reglas rígidas para la selección del tipo de rodamiento, pues para ello se han de considerar y ponderar diversos factores.

En este apartado solo se brindará un procedimiento de Selección de Rodamientos.

2.6.1 Cálculo de Cargas que actúan sobre el Rodamiento

Solamente en casos excepcionales es posible calcular de modo sencillo las cargas que actúan sobre los rodamientos. En la mayoría de los casos, estas cargas se componen de una cierta fuerza que puede calcularse, por ejemplo, por el peso o por efecto transmitido, y de varias fuerzas adicionales, dinámicas u otras, que dependen del modo cómo trabaja la máquina y, además, de otros diversos factores. Para la determinación de estas fuerzas adicionales es preciso recurrir generalmente a los resultados de experiencias anteriores.

2.6.1.1 Carga Equivalente

La capacidad básica de carga dinámica C , que se define en las páginas siguientes, se entiende para condiciones de funcionamiento bien determinadas. Es así, que se supone que la carga tiene un valor constante durante el tiempo de utilización del rodamiento. Para los rodamientos radiales se supone además que la carga es puramente radial. Cuando se trata de rodamientos axiales, la capacidad básica se entiende por una carga puramente axial aplicada al centro del rodamiento.

Por lo tanto, todas las cargas que actúan sobre el rodamiento deben transformarse en una carga imaginaria única, que responda a las condiciones válidas para la capacidad básica, la cual, desde el punto de la duración, tiene sobre el rodamiento la misma influencia que las cargas reales. Esta carga imaginaria se denomina carga equivalente.

2.6.1.2 Carga Combinada

La carga sobre un rodamiento radial es frecuentemente la resultante de fuerzas radiales y axiales. En este caso, la carga equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = XFr + YFa \quad (37)$$

Donde:

P: Carga equivalente.

Fr: Carga radial constante real.

Fa: Carga axial constante real.

X: Coeficiente radial del rodamiento.

Y: Coeficiente axial del rodamiento.

Los coeficientes X e Y se indican en la Tabla 19.

Si se examina la Tabla 19 y la ecuación 37, se podrá comprobar lo siguiente: Para una carga puramente radial ($F_a = 0$) se tiene $P = Fr$. En los rodamientos de una hilera, la carga axial no empieza a influir sobre la carga equivalente hasta que la relación F_a/F_r pasa de un cierto valor "e". En cambio, en los rodamientos de dos hileras, para el cálculo de la carga equivalente deben tenerse en cuenta incluso las fuerzas axiales pequeñas. En los rodamientos rígidos de bolas, los coeficientes X e Y dependen de la importancia relativa de la carga axial, cada por la relación de F_a y la capacidad básica de carga estática C_o del rodamiento.

El cálculo de las fuerzas axiales que actúan en los rodamientos de rodillos cónicos y en los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular exige una explicación complementaria una carga radial en esos rodamientos origina una fuerza axial, la cual debe tenerse en cuenta en el cálculo. Los rodamientos de estos tipos se montan generalmente

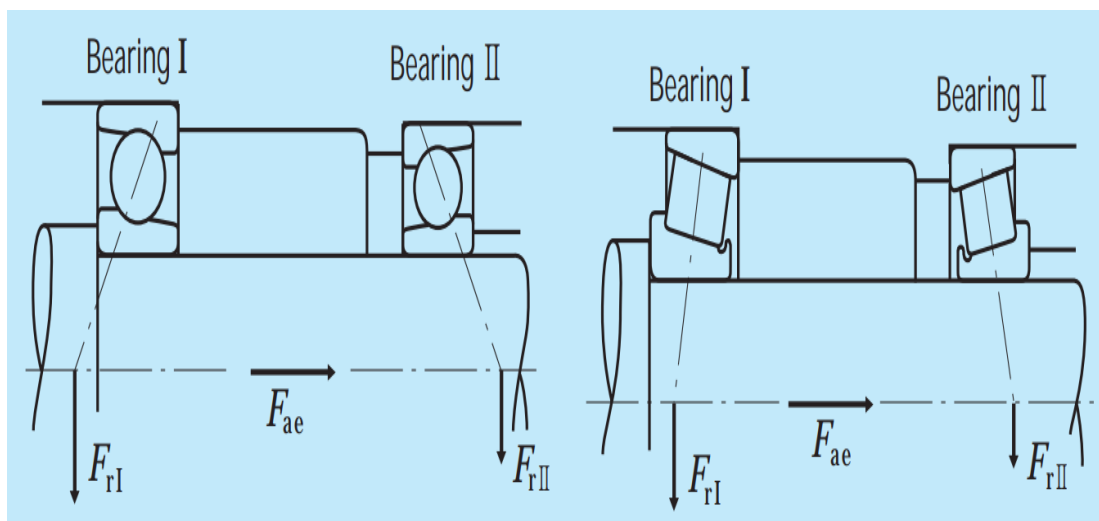
opuestos entre sí, según Figuras 17, de forma que los rodamientos quedan casi sin juego; las fuerzas axiales pueden entonces calcularse con ayuda de la tabla adjunta.

Supongamos que el rodamiento I soporta una carga radial F_{rI} y el rodamiento II una carga radial F_{rII} . En el que actúa además una carga axial K_a en la dirección indicada en las figuras. Si la carga axial actúa en la dirección opuesta, los subíndices I y II en las figuras y en las fórmulas deben ser intercambiados. El cálculo también es válido si $K_a = 0$. En la Tabla 19, Y_I es el factor axial del rodamiento I que vale $F_a/F_r > e$, e Y_{II} es el factor axial correspondiente del rodamiento II.

Se deduce igualmente que la Figura 17 que las cargas radiales son aplicadas al “centro de presión” de los rodamientos, cuya posición queda determinada por la cota “a” de las tablas de rodamientos.

Figura 17

Cargas radiales aplicadas al centro de presión de los rodamientos I y II



Nota: Tomado de SKF,(2020).Catalogó de Rodamientos.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos no están incluidos en la tabla 1. Cuando uno de los aros carece de pestañas de guía para los rodillos los rodamientos solo pueden soportar cargas radiales. En cambio, un rodamiento de rodillos cilíndricos con pestañas de guía en los dos aros puede soportar cargas axiales pequeñas. El cálculo de la capacidad de carga axial se efectúa entonces de forma especial.

Los rodamientos axiales de bolas no pueden soportar carga radial. Cálculo de estos rodamientos se efectúa de acuerdo con la carga axial existente o, si la misma es variable, según la carga constante imaginaria.

Cuando un rodamiento axial de rodillos a rótula, de la carga axial, asimismo una carga radial, axial equivalente se deduce de la siguiente ecuación:

$$P = Fa + 1.2Fr \quad (38)$$

2.6.1.3 Capacidad de Carga y Duración de los Rodamientos

Se entiende por duración de un rodamiento el número de revoluciones (el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que puede efectuar un rodamiento antes de que aparezcan signos de fatiga en alguno de sus aros o de sus cuerpos rodantes. El desgaste del material es la única causa de averías en los rodamientos que no pueden eliminarse. Una disposición defectuosa, falta de cuidado, insuficiente o inadecuada, una obturación poco satisfactoria, inexactos, etc., pueden inutilizar el rodamiento en un tiempo imposible de calcular por adelantado, pero en general estas causas de averías de rodamientos pueden evitarse adoptando disposiciones de montaje adecuadas.

La experiencia ha demostrado que dos rodamientos del mismo tipo, y material tienen diferente duración funcionando incluso en las mismas condiciones. El cálculo del tamaño de un rodamiento exige pues una definición especial de la palabra “duración”.

Para conciliar convenientemente las exigencias de seguridad de servicio, menor precio y de adquisición posible, se ha tomado como base para los cálculos de capacidad de carga, la duración alcanzada o sobrepasada por el 90% del conjunto de los rodamientos. Esta es la llamada duración nominal, para la mayoría de los rodamientos, la verdadera duración es considerablemente más elevada que la nominal; para la mitad de los rodamientos Es aproximadamente cinco veces mayor.

Las tablas del presente informe indica, para todos los rodamientos, capacidad básica de carga dinámica “C”, que es la carga constante admisible para una duración nominal del rodamiento de 1000000 de revoluciones. En el caso de los rodamientos radiales, la capacidad básica de carga se refiere a una carga puramente radial y si se trata de rodamientos axiales, a una carga puramente axial y aplicada al centro.

2.6.1.4 Relación entre la Carga y la Duración de los Rodamientos

Entre la capacidad básica de carga, la carga aplicada y la duración de un rodamiento existe la relación siguiente:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (39)$$

$$C = P * (L)^{\frac{1}{p}} \quad (40)$$

Donde:

L: Duración nominal expresada en millones de revoluciones.

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

P: Carga equivalente sobre el rodamiento (N).

C/P: Seguridad de Carga.

Han sido necesarios numerosos ensayos de duración y múltiples investigaciones teóricas para determinar el exponente “p” de la fórmula de duración. Los valores que mejor concuerdan con las experiencias prácticas son:

p: 3, para rodamientos de bolas.

P: 10/3, para rodamientos de rodillos.

La Tabla 20, da los diversos valores de la seguridad de carga C/P para una duración arbitraria expresada en millones de revoluciones.

Si, como generalmente sucede, se trata de rodamientos que gira a una velocidad constante, es más sencillo efectuar los cálculos con una duración expresada en horas de funcionamiento.

En las Tablas 21 y 22, la seguridad de carga C/P está indicada para diferentes duraciones en horas de funcionamiento. La Tabla 21 es válida para los rodamientos de bolas y la Tabla 22 para los rodamientos de rodillos. El método para utilizar estas tablas está indicado en los ejemplos de cálculo.

Para una velocidad no indicada en las Tablas 21 y 22, por interpolación, puede estimarse la seguridad de carga con precisión suficiente.

La duración en horas de funcionamiento es expresada por la fórmula:

$$Lh = \frac{1000000}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (41)$$

Donde

Lh: Duración nominal en horas de funcionamiento.

N: Velocidad en revoluciones por minuto.

Tabla 19

Valor de los Factores X e Y, de los diferentes tipos de Rodamientos

Rodamiento de bolas						Rodamiento de Rodillos					
Tipo de Rodamiento	$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	Tipo de Rodamiento	$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y			X	Y	X	Y	
Rodamientos Rígidos de bolas						Rodamiento de rodillos a rótula					
Series 6, 160, 60, 62, 63, 64, 42, 43						23944-239/670					
$\frac{F_a}{C_o} = 0.025$						239/710-239/950					
= 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						Rodamientos de rodillos cónicos					
1304-1305						32005-32024					
1306-1309						30203-30204					
1310-1322						30205-30208					
2301						30209-30222					
2302-2304						30224-30230					
2305-2310						32206-32208					
2311-2318						32209-32222					
						32224-32230					
Rodamientos de bolas con contacto						30302-3033					
Series 72 B, 73 B						30304-30307					
Series 72 BG, 73 BG						30306-30324					
Un par de rodamientos montados en tándem						31305-31318					
Un par de rodamientos montaje O o X						32303					
Series 32, 33						32304-32307					
Series 33D						32308-32324					

Nota: Tomado de SKF,(2020).Catalogó de Rodamientos.

Tabla 20

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

Rodamiento de Bolas				Rodamiento de Rodillos			
Duracion En millones revol. L10	$\frac{C}{P}$	Duracion En millones revol. L10	$\frac{C}{P}$	Duracion En millones revol. L10	$\frac{C}{P}$	Duracion En millones revol. L10	$\frac{C}{P}$
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: Tomado de SKF,(2020).Catalogo de Rodamientos.

Tabla 21

Seguridad de carga C/P, para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades – Rodamientos de Bolas

Duracion en horas L10h	r/min 10	r/min 16	r/min 25	r/min 40	r/min 63	r/min 100	r/min 125	r/min 160	r/min 200	r/min 250	r/min 320	r/min 400	r/min 500	r/min 630
100	-	-	-	-	-	-	-	-	1.06	1.15	1.24	1.34	1.45	1.56
500	-	-	-	1.06	1.24	1.45	1.56	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67
1,000	-	-	1.15	1.34	1.56	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36
1,250	-	1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63
1,600	-	1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91
2,000	1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23
2,500	1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56
3,200	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93
4,000	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32
5,000	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75
6,300	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20
8,000	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70
10,000	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23
12,500	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81
16,000	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43
20,000	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11
25,000	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83
32,000	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60
40,000	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50
50,000	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40
63,000	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40
80,000	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50
100,000	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60
200,000	4.93	5.75	6.7	7.81	9.11	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6

Duracion en horas L10h	r/min 800	r/min 1000	r/min 1250	r/min 1600	r/min 2000	r/min 2500	r/min 3200	r/min 4000	r/min 5000	r/min 6300	r/min 8000	r/min 10000	r/min 12500	r/min 16000
100	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56
500	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81
1,000	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83
1,250	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6
1,600	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5
2,000	4.56	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4
2,500	4.93	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4
3,200	5.32	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5
4,000	5.75	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6
5,000	6.2	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8
6,300	6.7	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2
8,000	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6
10,000	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2
12,500	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9
16,000	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7
20,000	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7
25,000	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8
32,000	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1
40,000	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-
50,000	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-	-
63,000	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-	-	-
80,000	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-	-	-	-
100,000	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-	-	-	-	-
200,000	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	-	-	-	-	-	-	-	-

Nota: Tomado de SKF,(2020).Catalogo de Rodamientos.

Tabla 22

Seguridad de carga C/P, para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades – Rodamientos de Rodillos

Duracion en horas L10h	r/min 10	r/min 16	r/min 25	r/min 40	r/min 63	r/min 100	r/min 125	r/min 160	r/min 200	r/min 250	r/min 320	r/min 400	r/min 500	r/min 630
100	-	-	-	-	-	-	-	-	1.06	1.15	1.24	1.34	1.45	1.56
500	-	-	-	1.06	1.24	1.45	1.56	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67
1,000	-	-	1.15	1.34	1.56	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36
1,250	-	1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63
1,600	-	1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91
2,000	1.06	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23
2,500	1.15	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56
3,200	1.24	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93
4,000	1.34	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32
5,000	1.45	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75
6,300	1.56	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20
8,000	1.68	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70
10,000	1.82	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23
12,500	1.96	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81
16,000	2.12	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43
20,000	2.29	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11
25,000	2.47	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83
32,000	2.67	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60
40,000	2.88	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50
50,000	3.11	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40
63,000	3.36	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40
80,000	3.63	4.23	4.93	5.75	6.70	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50
100,000	3.91	4.56	5.32	6.20	7.23	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60
200,000	4.93	5.75	6.70	7.81	9.11	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60

Duracion en horas L10h	r/min 800	r/min 1000	r/min 1250	r/min 1600	r/min 2000	r/min 2500	r/min 3200	r/min 4000	r/min 5000	r/min 6300	r/min 8000	r/min 10000	r/min 12500	r/min 16000
100	1.68	1.82	1.96	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56
500	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81
1,000	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83
1,250	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60
1,600	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50
2,000	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40
2,500	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40
3,200	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50
4,000	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60
5,000	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80
6,300	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20
8,000	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60
10,000	7.81	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20
12,500	8.43	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90
16,000	9.11	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70
20,000	9.83	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70
25,000	10.60	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80
32,000	11.50	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10
40,000	12.40	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-
50,000	13.40	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-	-
63,000	14.50	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-	-	-
80,000	15.60	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-	-	-	-
100,000	16.80	18.20	19.60	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-	-	-	-	-
200,000	21.20	22.90	24.70	26.70	28.80	31.10	-	-	-	-	-	-	-	-

Nota: Tomado de SKF,(2020).Catalogo de Rodamientos.

Tabla 23*Duración nominal requerida para los 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 utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Maquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Nota: Tomado de SKF,(2020).Catalogó de Rodamientos.

2.6.2 Procedimiento de Selección de Rodamientos

Como regla general podemos establecer que la selección tabular de rodamientos se compone de los siguientes pasos, como requisito preliminar, se entiende que el tipo de rodamiento ya ha sido elegido, como resultado del análisis de cargas en cuanto a sus valores y orientación en el espacio, como así también por razones de diseño de la máquina.

a. Estimación de la vida o duración del Rodamiento.

Se establece en base a recomendaciones del fabricante, en función del tipo de máquina y su carga horaria. Se utiliza la Tabla 23 y se expresa como L_h .

b. Determinación de la carga radial equivalente P .

Se determina en función de las cargas actuantes radiales F_r y axiales F_a que surgen de la transmisión y los coeficientes X e Y que afectan dichas cargas. Los mismos son recomendados por el fabricante en la Tabla 19, para aplicación en la ecuación 37.

c. Determinación de la capacidad dinámica de carga del rodamiento C .

Se determina aplicando la fórmula de la vida “relación entre la carga y la duración de los rodamientos”, se utiliza su expresión equivalente ecuación 40, donde L es la duración estimada en el punto “a” pero expresada en millones de revoluciones. Debemos tener presente que dicha duración obtenida de la Tabla 23 esta expresada en horas de funcionamiento, por lo cual usaremos la siguiente expresión para convertir la unidad de la fórmula de la vida.

$$L = L_h * n * \frac{60}{1000000} \quad (42)$$

d. Selección del Rodamiento.

En el manual de fabricante correspondiente al tipo de rodamiento elegido en la determinación preliminar, se elige aquel rodamiento cuya capacidad dinámica de carga “ C ” sea igual o el inmediato superior según corresponda.

e. Verificación final de la duración nominal.

Como se observa en las tablas, las capacidades dinámicas de carga varían en forma discreta para los distintos rodamientos, existiendo, a veces, diferencias importantes entre los valores de dos rodamientos consecutivos.

Es por esta razón que es conveniente recalcular la duración nominal del rodamiento seleccionado, y compararlo con el aconsejado por el fabricante en el paso (a). Utilizando la fórmula de la vida del paso (c), con el C del rodamiento seleccionado se despeja L.

Si dicho valor resultante está por encima del rango aconsejado o muy próximo al límite superior, se puede comprobar con el rodamiento inmediato inferior, claro está para el mismo diámetro interior, y así establecer si dicho rodamiento cumple con las condiciones iniciales del problema, en función de utilizar el menor rodamiento posible, con un criterio racional de selección en cuanto a calidad vs. Precio.

2.7. Calculo de la potencia de Accionamiento del Motor

La fórmula de cálculo de potencia de accionamiento del motor está en función a las características de secador Rotadisco.

$$P = \pi^2 * N * \left(\frac{f}{\eta}\right) * n * \frac{(D^3 - d^3)}{135000} \quad (43)$$

Donde:

P= Potencia de Accionamiento (HP).

N = RPM del Equipo (RPM).

f = Fuerza de fricción por unidad de área debido al rozamiento entre la harina y los discos en $\text{N/m}^2 = 205.12 \text{ N/m}^2$.

η = Eficiencia Mecánica del secador, esta alrededor del 67%.

n = Numero de Discos.

D = Diámetro de los discos (m).

d = Diámetro exterior de eje incluido el anillo soporte de los discos (m).

3. MATERIALES Y METODOS

3.1. Marco Metodológico

3.1.1 Diseño de Investigación

El presente proyecto maneja un Diseño tipo descriptivo de una sola casilla (Transversal).

Se observa describiendo el evento tal y como se presenta (variable dependiente).

M = Muestra (Secador Rotadisco FSD60)

O = Observador (Investigador)

3.1.2 Tipo de Investigación

La investigación para realizar es del tipo Investigación Cuantitativa según el tipo de datos empleados, Descriptivo según el nivel de profundización y Aplicativo según su propósito.



3.2. Medios y Materiales

Se utilizaron los siguientes medios.

- Computadora.
- Catálogo de proveedores de materiales y equipos.
- Software de diseño mecánico 2D y 3D (AutoCAD).
- Normas Internacionales.
- Tesis y bibliografía relacionadas al proyecto.

4. CALCULOS

4.1. Consideraciones Previas

Para este apartado debemos considerar los siguientes datos correspondientes al Secador Rotadisco a poner en Marcha:

a. Cálculo de la Potencia de accionamiento.

Haciendo uso de la ecuación 43, calculamos la Potencia de accionamiento para la capacidad indicada.

$$P = \pi^2 * N * \left(\frac{f}{\eta}\right) * n * \frac{(D^3 - d^3)}{135000}$$

Donde:

P: Potencia en HP.

N : 12 RPM

f : 205.12 N/m²

η : 67%

n: 63 discos

D: 2.30 m.

d: 0.89 m.

Reemplazando:

$$P = \pi^2 * 12 * \left(\frac{205.12}{0.67}\right) * 63 * \frac{(2.3^3 - 0.89^3)}{135000}$$

$$P = 193.94 \text{ HP}$$

Se cuenta con un motor de 250 HP, por lo cual al tener una potencia de accionamiento de 193.94 HP , nos da un Factor de seguridad de 1.3 lo cual es un factor aceptable dentro del margen de choques moderados.

b. Equipo: Secador Rotadisco FSD 60

- Capacidad: 6,000.00 Kg de evaporación de agua / Hora
- Año Fabricación: 2000
- Marca: Fima
- Modelo: FSD 60
- Revoluciones: 12 RPM
- Potencia de Diseño: 250 HP
- Potencia de Accionamiento: 192 HP

c. Sistema Motriz

- Motor Eléctrico ,250 HP , 1750 RPM , 440 V , 60 HZ.
- Reductor De Velocidad, Coaxial, Sew Eurodrive, ML4PHT110 (**Sistema Averiado**).

Figura 18

Secador Rotadiscos 03 – FSD 6



Nota: Disposición actual de secador Rotadisco 03 en Pesquera Diamante.

4.2. Diseño de un Sistema de Transmisión de Potencia por Cadenas de Rodillos

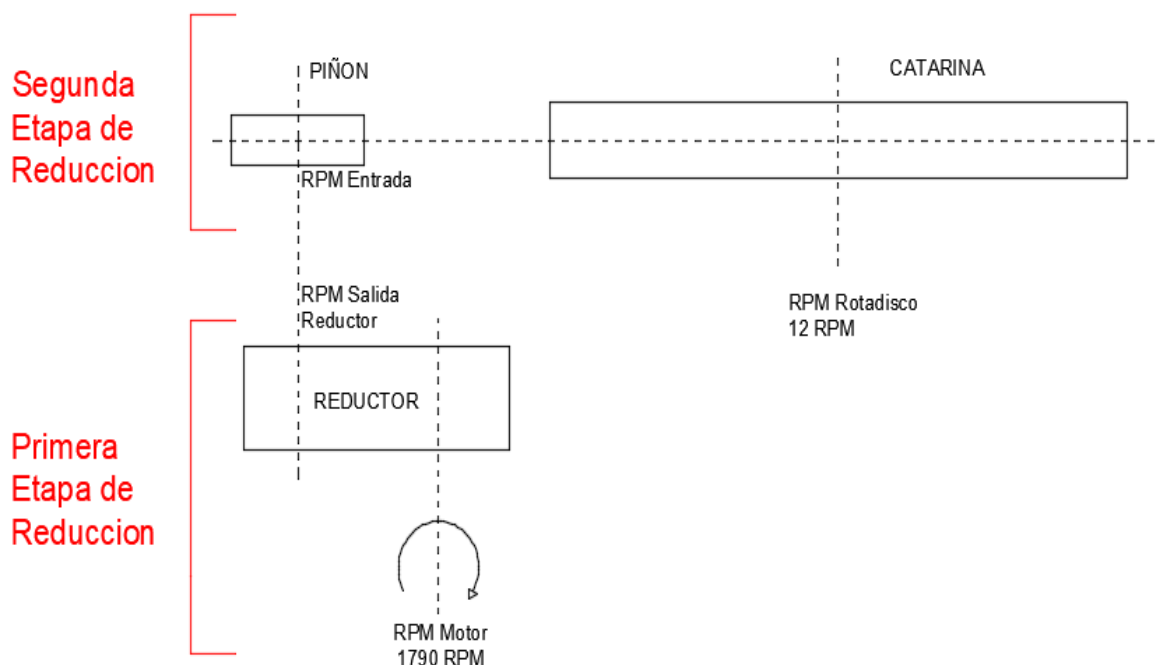
Teniendo en cuenta las consideraciones previas y realizando un cálculo rápido entre las RPM suministrada por el Motor Eléctrico (1790 RPM) y las RPM necesarias de operación del equipo (12 RPM), ver Figura 19, Se obtiene que el Ratio de Reducción es de 149.2: 1, por lo que se hace necesario utilizar una doble etapa de Reducción (ver Figura 18) con el fin de que la ratio de reducción entre el sistema y el equipo sea menor a 7.

Para poder Diseñar este sistema de transmisión y sus implicancias, hemos plasmado el siguiente diagrama (ver Figura 19), el cual hemos dividido en dos etapas de reducción que son:

- **Primera Etapa: Reducción por Caja de Transmisión de Ejes Paralelos**
- **Segunda Etapa: Reducción Piñón – Catarina.**

Figura 19

Sistema de Reducción de 02 Etapas



Nota: Disposición proyectada del sistema de reducción para secador Rotadisco 03 en Pesquera Diamante.

4.3. Primera Etapa de Reducción

4.3.1 Selección de Reductor de Velocidad

Teniendo en cuenta que la ratio de reducción en la segunda etapa debe ser menor de 7:1 y considerando que haremos uso de tablas que ya cuentan con valores establecidos para la selección del Reductor tenemos que brindar un margen que nos permita acercarnos a un valor de las Tablas, por lo tanto, para la segunda etapa tomaremos un Ratio Teórico de 5:1 por lo cual las RPM del Piñón Motriz deben ser:

Usando la ecuación tenemos:

$$\text{Ratio} = \frac{\text{RPM Entrada (Piñon)}}{\text{RPM Salida (Catarina)}}$$

$$5 = \frac{\text{RPM Entrada (Piñon)}}{12}$$

$$\text{RPM (Piñon)} = 5 * 12 = 60 \text{ RPM}$$

Asu vez las RPM del Piñón Motriz son iguales a las RPM de Salida del Reductor de Velocidad, por tanto:

$$\text{RPM Salida Reductor} = \text{RPM (Piñon)} = 60 \text{ RPM}$$

4.3.1.1 Procedimiento de Selección de Reductor

A continuación, seguiremos el procedimiento descrito líneas arriba en el Capítulo 02.

a. Paso 01: Identificación de Datos de Entrada

- Potencia de Motor = 250 HP = 187 KW
- Velocidad de Motor = 1790 RPM
- Velocidad de Salida de Reductor = 60 RPM
- Aplicación: Secador Rotadiscos
- Temperatura Ambiente = 30 °C
- Configuración de Reductor: Ejes Paralelos
- Arreglo de Ejes: LR (Ver Figura 2.11)
- Montaje: Horizontal
- Horas de Operación: 24 Hrs

b. Paso 02: Determinación de Factor de Servicio

Haciendo uso de la **Tabla 13** para equipos de tipo Secador y Enfriadores Rotativos

(MILL, ROTARY TYPE Dryers

and Coolers) y para una cantidad

de 24 Horas de operación

Obtenemos un Factor de Seguridad

FS = 1.50.

Por lo Tanto:

Equipo: Secador Rotadiscos.

FS = 1.50

Driven Machine		Operating Hours (hours/day)				
		3 hrs	10 hrs	24 hrs		
CRANES						
Classification of Crane	Hoisting	Traverse Motion	Travel Motion	Slewing Motion	Boom Hoisting	The crane classification is based on JIS B8821-1976 "Calculation standard for the structure of crane."
Group I	1.00	1.50	1.25	1.00		
Group II	1.25		1.50		1.00	
Group III	1.50		1.75		1.25	
Group IV	1.75		2.00		1.50	
CONVEYORS (General purpose)						
Uniformly load or fed				1.00	1.00	1.25
Heavy load						
Not uniformly fed				1.00	1.25	1.50
Reciprocating or shaker				1.50	1.75	2.00
MILL, ROTARY TYPE						
Ball and rod				2.00	2.00	2.00
Cement Kilns				2.00	2.00	2.00
Kilns (Except cement kilns)				1.50	1.50	1.50
Dryers and coolers				1.50	1.50	1.50



c. Paso 03: Cálculo de la Potencia Equivalente

Haciendo uso de la ecuación 28, con Factor de servicio (FS) igual 1.50 y con una Potencia de Motor igual 187 KW.

$$PE = P_m * FS = 187 * 1.50 = 280.50 \text{ KW}$$

$$PE = 280.50 \text{ KW}$$

Donde:

PE: Potencia Equivalente.

P_m: Potencia de Motor.

FS: Factor de Seguridad.

d. Paso 04: Determinación del Tamaño de Reductor

Haciendo uso del Anexo 05 (Figura 20) para ejes paralelos, datos de entrada indicados líneas arriba y la Potencia Equivalente (PE) , determinamos el tamaño del reductor.

Datos de Entrada:

- Velocidad de Salida = 60 RPM
- Velocidad de Entrada = 1790 RPM
- Relación de Reducción = $1790/60 = 29.83$
- PE = 280.50 KW

Figura 20

Tamaño de Reductor con Relación de reducción 28 a 35.5

PARAMAX® 9000
SELECTION Parallel Shaft Triple Reduction Nominal Reduction Ratio 28 ▶ 35.5

MECHANICAL POWER RATING (kW)

Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed rpm	L.Speed Shaft Speed rpm	Size of Reducer																
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090		
Exact Reduction Ratio			28.595	27.764	27.350	27.481	28.289	28.781	29.227	27.426	28.995	27.231	28.105	27.860	28.961	28.838	27.992		
28	1800	64	17.4	28.0	44	58	65	84	97	132	154	209	249	329	395	502	558		
	1500	54	14.5	23.4	37	48	54	70	81	111	129	175	208	275	330	420	467		
	1200	43	11.7	18.8	29.7	39	43	56	65	89	103	140	167	221	265	337	375		
	1000	36	9.7	15.7	24.8	32	36	47	54	74	86	117	140	185	222	282	314		
	900	32	8.8	14.1	22.3	29.5	32	42	49	67	78	106	126	167	200	254	283		
750	27	7.3	11.8	18.6	24.6	27	35	41	56	65	88	105	139	167	212	236			
Exact Reduction Ratio			31.401	31.905	32.876	31.825	31.215	31.498	30.855	31.992	29.905	31.202	31.500	31.658	31.601	29.792	31.855		
31.5	1800	67	18.0	28.4	38	51	62	84	98	128	153	208	250	315	355	481	511		
	1500	48	14.1	21.8	31	42	52	68	82	105	136	174	200	264	297	402	427		
	1200	38	11.3	17.4	25.5	34	42	54	66	84	109	140	160	212	238	323	343		
	1000	32	9.4	14.5	21.3	28.8	35	45	55	71	91	117	134	177	199	270	287		
	900	29	8.5	13.1	19.2	25.9	31	40	49	64	82	105	121	159	179	244	259		
750	24	7.1	10.9	16.0	21.7	26.8	34	41	53	69	88	101	133	150	203	216			
Exact Reduction Ratio			36.321	36.408	35.438	34.383	35.617	35.833	35.127	35.942	34.848	35.688	35.294	34.850	34.854	32.712	34.852		
35.5	1800	51	13.7	21.4	34	46	51	68	81	101	128	160	199	265	307	413	453		
	1500	42	11.5	17.9	28.6	39	43	57	68	85	107	134	167	221	257	346	379		
	1200	34	9.2	14.4	23.0	31	34	45	54	68	88	107	134	178	206	278	304		
	1000	28	7.7	12.0	19.2	26.2	29.0	38	45	57	72	90	112	146	172	232	254		
	900	25	6.9	10.8	17.3	23.6	26.1	34	41	51	65	81	101	134	155	209	229		
750	21	5.8	9.0	14.4	19.7	21.8	28.8	34	43	54	67	84	112	130	175	191			
Dimension Tables	Horizontal		B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-144	B-144	B-144	B-144	B-144	B-144	B-146		
	Vertical		B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-170	B-170	B-170	B-170	B-170	B-170	B-172		
	Upright		B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186		

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

Aproximando los valores de relación de reducción y PE al inmediato superior, obtenemos de la Figura 20.

- Tamaño de Reductor: 9075
- Capacidad Mecánica: 315 KW

e. Paso 05: Cálculo de la Capacidad Térmica

Para obtener el Factor de corrección de temperatura (Ta) hacemos uso de la Tabla 15 para una temperatura ambiente de 30 °C, teniendo que Ta es igual 0.85 (Sin Ventilador) y 0.87 (Con Ventilador).

Haciendo uso del Anexo 05 (Figura 21), para el Tamaño de Reductor seleccionado obtenemos que Pt es igual a 171KW (Sin Ventilador) y 295 KW (Con ventilador).

Figura 21

Potencia por capacidad térmica según tamaño de reductor.

THERMAL POWER RATING (kW)

Nominal Reduction Ratio	H Speed Shaft Speed r/min	Number of Cooling Fans	Size of Reducer															
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	
Triple Reduction	1800	-	21	32	39	49	58	70	74	92	104	124	140	171	177	218	230	
		1	60	84	72	104	142	172	179	222	203	243	258	295	422	586	545	
Horizontal Type	1500	-	21	31	38	48	56	69	72	90	102	123	137	170	176	218	229	
		1	51	72	62	91	122	150	156	194	178	215	226	260	372	521	484	
28	1200	-	19	30	36	46	53	66	69	87	98	119	133	165	171	214	225	
		1	43	61	52	77	103	128	132	166	152	184	194	225	322	454	421	
35.5	1000	-	18	28	34	44	51	64	66	84	94	115	128	161	166	208	219	
		1	36	51	44	65	87	110	112	142	129	158	166	193	277	392	363	
	900	-	18	27	33	43	49	62	64	82	92	113	125	157	162	205	215	
		1	33	48	41	61	81	102	104	132	121	148	155	181	259	369	341	
	750	-	17	26	31	41	46	59	61	78	87	108	119	151	156	197	206	
		1	28	41	35	52	69	88	90	115	104	129	135	158	226	323	298	

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

Capacidad Térmica Sin Ventilador, De la ecuación 29, tenemos:

$$PT = Pt * Ta = 0.85 * 171 = 145.35 \text{ KW}$$

$$145.35 \text{ KW} < 187 \text{ KW (Potencia Motor)}$$

Capacidad Térmica Con Ventilador, De la ecuación 29, tenemos:

$$PT = Pt * Ta = 0.87 * 295 = 256.65 \text{ KW}$$

$$256.65 \text{ KW} > 187 \text{ KW (Potencia Motor)}$$

De este último cálculo concluimos que el reductor requiere un ventilador para mejorar su capacidad térmica.

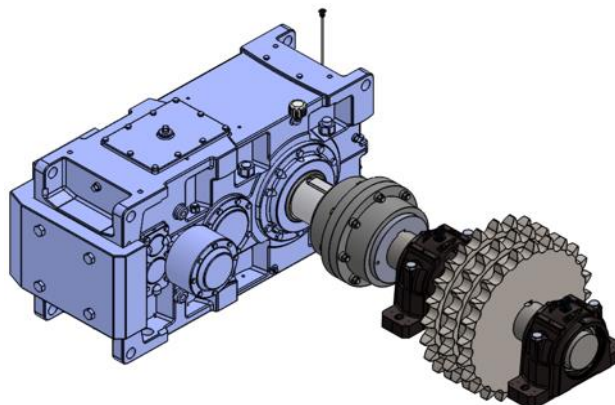
f. Paso 06: Revisión de Cargas en Voladizo y Calculo de Cargas Equivalentes

Las cargas Radiales y Axiales generadas por acoplamientos (tipo elastómeros, Hidráulicos, magnéticos, rejillas, rígidos, de engranes) y montaje directo del reductor en el eje son mínimas y no afectan al desempeño del reductor. Por tanto, no es necesario realizar estos

cálculos bajo estas circunstancias según se muestra en la Figura 22 donde se plasmó el uso de un contraeje para la transmisión Piñón – Catarina.

Figura 22

Acoplamiento de engranajes entre Eje de Reductor y Eje de Piñón Motriz



Nota: Ensamblaje de contraeje y piñón motriz.

4.3.1.2. Resumen De Selección De Reductor:

Según los cálculos y verificaciones realizadas líneas arriba tenemos:

- Tamaño de Reductor = 9075
- Capacidad Mecánica = 315 KW
- Relación de Reducción = 31.5
- Velocidad de Entrada = 1790 RPM
- Velocidad de Salida = 56.8 RPM
- Posición= Horizontal (H)
- Arreglo de Ejes = LR
- Configuración = Ejes Paralelos (P)
- Línea = Paramax (P)
- Carcaza = Bipartida (D) (Para Tamaños 9060 en adelante)
- Etapa de Reducción: 3

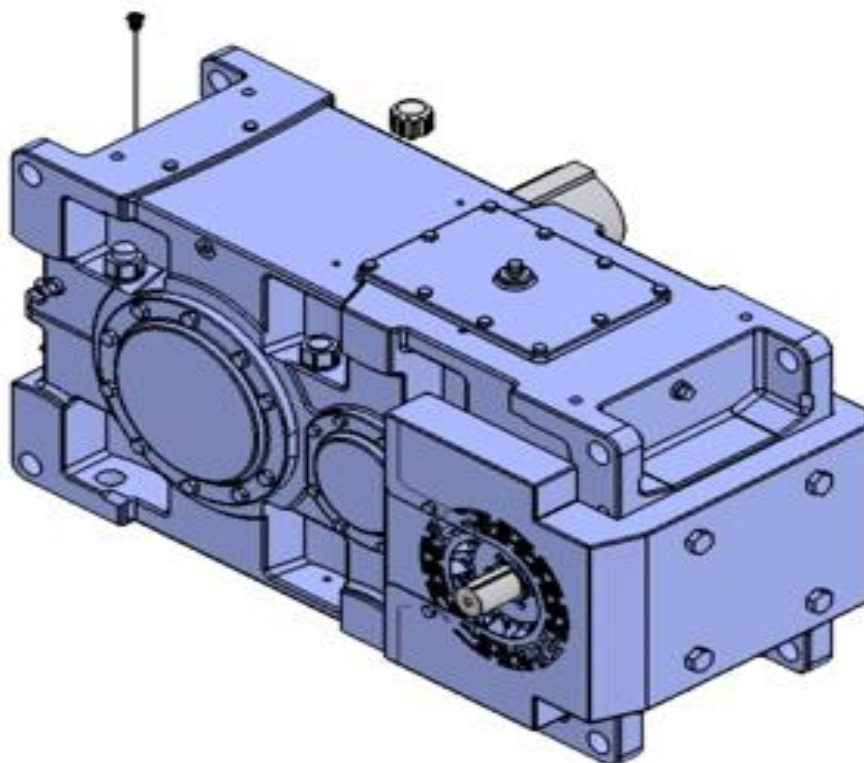
Nomenclatura:

Línea – Posición – Carcaza – Tamaño – Configuración – Etapa de Reducción – Arreglo de Ejes
-Relación Reducción.

Caja de Reducción Paramax: P-H-D-9075-P-3-LR-31.5

Figura 23

Caja de Reducción Paramax: P-H-D-9075-P-3-LR-31.5



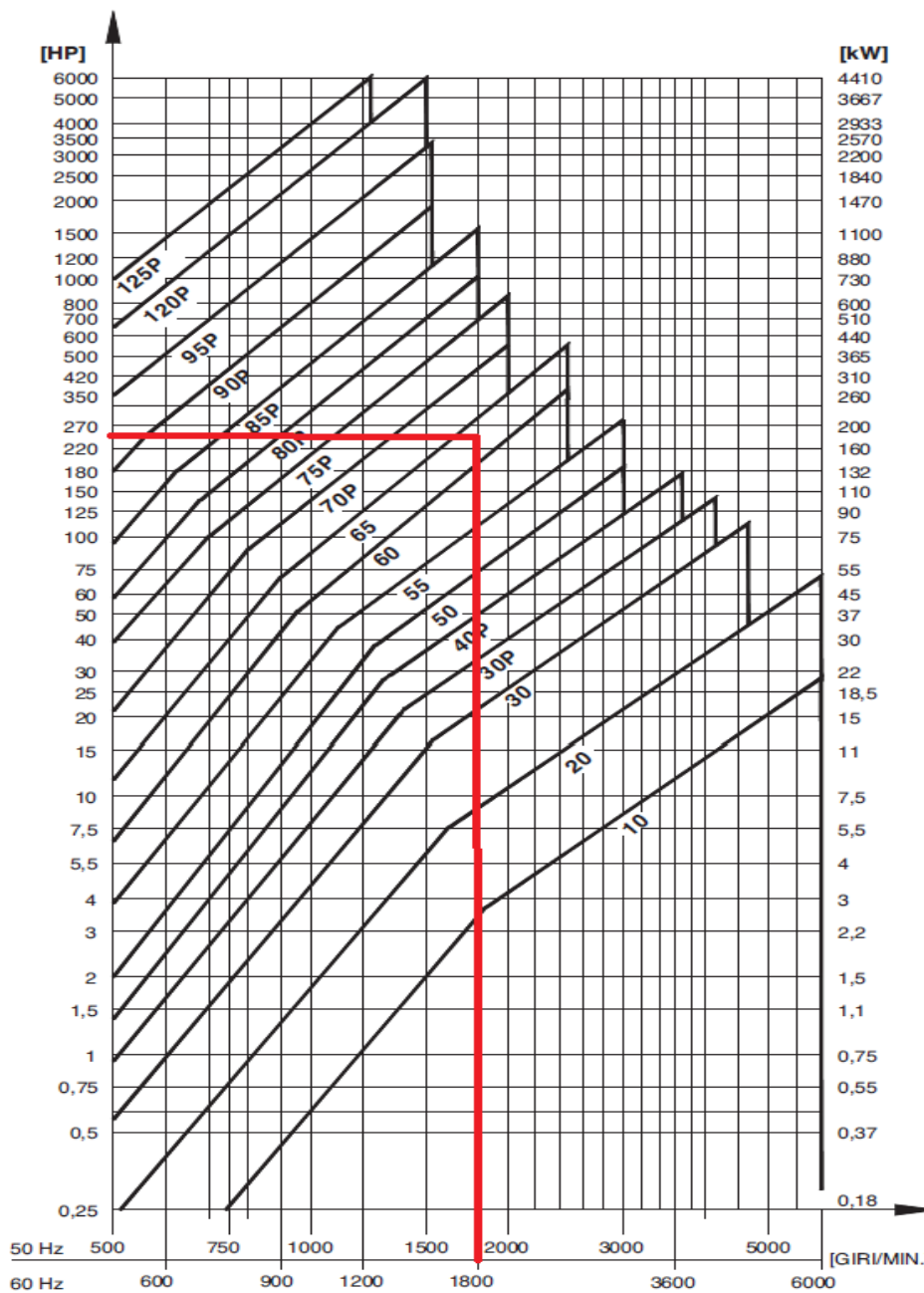
Nota: Tomado de Sumitomo Drive Technologies, Paramax 9000. (2020). Reductores de Velocidad Serie 9000.

4.3.2 Selección de Acoplamiento Hidrodinámico Rotofluid

Para este aparatado haremos uso de la figura 24, para una potencia de 250 HP (187 KW) y una Velocidad en Motor Eléctrico de 1790 RPM.

Figura 24

Selección de Acoplamiento Hidrodinámico Rotofluid



Nota: Curvas tomadas de Westcar, (2018). Catálogo de Acoplamientos Hidrodinámicos ROTOFUID, ITALIA

Obtenemos un Acoplamiento RotoFluid de Tamaño 65, de la figura 15, seleccionamos un modelo K, por ser de menor peso y dimensiones (ANEXO 07 y 08).

4.3.2.1 Resumen de Selección de Acoplamiento

- Acoplamiento RotoFluid
- Tamaño: 65
- Modelo: K
- Peso: 66 kg.
- Dimensiones: 520x240 mm.
- Tipo: K2 (Cónico)
- Motor Eléctrico – Frame: 315 M

4.3.3 Selección de Acoplamiento de Caja de Reducción Y Contraeje

La selección del acoplamiento de engranaje viene dada por:

a. Datos de Entrada

- Potencia de Diseño: 250 HP (187 KW)
- Aplicación: Secador de Rotadiscos
- Diámetro de Eje: 145 mm
- Velocidad: 56.8 RPM

b. Selección de Factores

De la tabla 15 y 16 obtenemos:

- Factor de Arranque $SZ = 1$ (Para una Frecuencia de Arranque/h de 10).
- Factor de Funcionamiento $SB = 1.25$ (Para funcionamiento Constante, Mescladores de Sólidos).

c. Carga en el Acoplamiento

Con la ecuación 35 calculamos TN:

$$TN (Nm) = 9550 * \frac{Pd}{n} = 9550 * \frac{187 \text{ KW}}{56.8 \text{ rpm}} = 31,441.02 \text{ Nm}$$

Con la ecuación 34 calculamos TNS:

$$TNS (Nm) = TN * SZ * SB = 31,441.02 * 1 * 1.25 = 39,301.27 \text{ Nm}$$

Con la ecuación 33 obtenemos:

$$TKN \geq 39,301.27 \text{ Nm}$$

d. Selección de Acoplamiento

Teniendo en cuenta el valor de TKN y el diámetro del Eje, hacemos uso de la Tabla 18 para seleccionar el valor inmediato superior de TKN.

Tamaño	Agujero máx. d ₁ , d ₂	Dimensiones [mm]													Cantidad de grasa ²⁾ [dm ³]
		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

Obtenemos como resultado un Acoplamiento de Tamaño 50, TKN – 51,000.00 Nm.

Dentro de las consideraciones expuestas líneas arriba se establece que el par de arranque admisible de la maquina no debe exceder de dos veces el del par nominal del acoplamiento, por tanto:

$$2.5 * \text{Par Arranque Admisible} < 2 * \text{Par Nominal de Acoplamiento}$$

$$2.5 * 39,301.27 < 2 * 51,000.00$$

$$98,253.18 \text{ Nm} < 102,000.00 \text{ Nm} \dots \dots \dots \text{Cumple.}$$

Podemos también calcular un factor de seguridad que sería igual a 1.3 (TNK/TNS).

4.3.3.1 Resumen de Selección de Acoplamiento

El acoplamiento seleccionado es:

- Acoplamiento GEAREX FA-50
- Par Nominal de Acoplamiento (TKN) – 51,000.00 Nm
- Peso – 114.41 kg -1,121.22 N
- Diámetro Máximo Agujero – 192 mm
- Factor de Seguridad – 1.3

4.4.Segunda Etapa de Reducción

4.4.1 Selección De Cadena, Piñón Y Catarina

En este apartado seleccionaremos la cadena de rodillos apropiada para la transmisión de potencia, así como el número de dientes del piñón motriz y de la Catarina respectivamente. Para tal fin seguiremos el procedimiento descrito líneas arriba en el apartado 2.1.6.

4.4.1.1 Identificación de Datos de Entrada

- Potencia de Diseño del Equipo = 250 HP = 187 KW
- Potencia Requerida por el Equipo = 193 HP = 143.9 KW
- Velocidad de Motor = 1790 RPM
- Velocidad de Salida de Reductor Calculado = 56.8 RPM
- Velocidad de Entrada Piñón = 56.8 RPM
- Velocidad de Catarina mayor = 12 RPM
- Aplicación: Secador Rotadiscos
- Horas de Operación: 24 Hrs

4.4.1.2 Procedimiento de Calculo

1. Determinamos la relación de velocidades tentativa con la ecuación 1.

$$Relacion (R) = \frac{n1}{n2} = \frac{56.8}{12} = 4.73$$

$$Relacion (R) = 4.7$$

2. Determinamos la clasificación de la carga del equipo conducido y de acuerdo con su carga determinar el factor de servicio (FS) de la Tablas 1 y 2.

Para Secadores, con Choque Moderado tenemos que el **FS = 1.3**

3. Calculamos la Potencia de Diseño con la ecuación 2.

$$Pd = P(Nominal) \times FS = 143.9 * 1.3 = 187 \text{ KW}$$

$$Pd = 187 \text{ KW} = 250 \text{ HP}$$

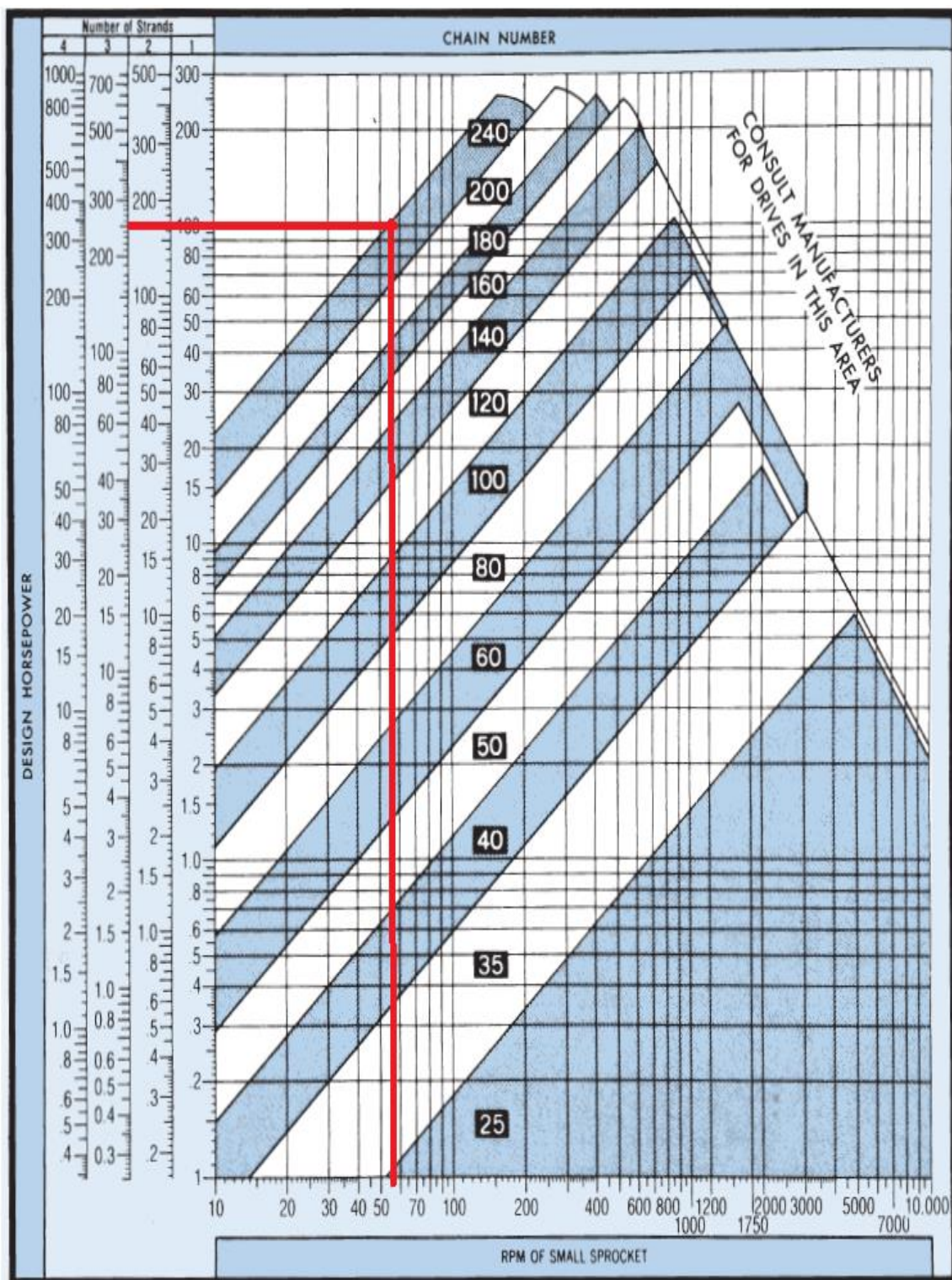
4. Seleccionamos la cadena de la Figura 25, tomando como base la potencia de diseño de 187 KW (250 HP) y la velocidad en r.p.m. de la Catarina menor de 56.8 RPM.

Con los datos obtenemos:

- Cadena N° 240 con Paso: 76.3 mm.
- Numero de Hileras: 03.
- Potencia de Diseño: 260 HP, Según Figura.

Figura 25

Selección de Cadena de Rodillos con Potencia de Diseño y RPM



Nota: Selección del número de cadena según curvas tomadas de Technical Information. Roller Drive Chain Selection. Renold Jeffrey.

5. En el punto 4 se ha seleccionado preliminarmente una cadena N° 240 de 03 Hileras, para seleccionar el número de dientes de la Catarina menor debemos dividir la potencia de diseño por el factor de hileras de la Tabla 03 para obtener la potencia necesaria por hilera.

$$Potencia = \frac{PE}{Factor\ de\ cadena\ multiple} = \frac{250}{2.5} = 100\ HP$$

De la Tabla 06, con la potencia por hilera de 100 HP y velocidad del eje más rápido de 56.8 RPM (interpolando para esta velocidad) Según figura 26 obtenemos.

Figura 26

Selección de Numero de Dientes de Catarina Menor

Number of Teeth on Small Sprocket	3.000 inch Pitch											
	2	5	10	25	36	50	75	100	150	200	250	300
11	2.02	4.86	9.46	22.81	32.36	44.36	65.47	86.30	127.37	167.88	207.99	247.77
12	2.20	5.31	10.32	24.88	35.31	48.40	71.43	94.15	138.95	183.14	226.89	270.30
13	2.39	5.75	11.18	26.95	38.25	52.43	77.38	101.99	150.53	198.41	245.80	292.82
14	2.57	6.19	12.04	29.02	41.19	56.46	83.33	109.84	162.11	213.67	264.71	315.34
15	2.75	6.63	12.90	31.10	44.13	60.50	89.28	117.68	173.68	228.93	283.62	337.87
16	2.94	7.08	13.76	33.17	47.08	64.53	95.24	125.53	185.26	244.19	302.53	360.39
17	3.12	7.52	14.62	35.24	50.02	68.56	101.19	133.37	196.84	259.45	321.43	382.92
18	3.30	7.96	15.48	37.32	52.96	72.59	107.14	141.22	208.42	274.71	340.34	405.44
19	3.49	8.40	16.34	39.39	55.90	76.63	113.09	149.06	220.00	289.98	359.25	427.97
20	3.67	8.84	17.20	41.46	58.84	80.66	119.04	156.91	231.58	305.24	378.16	450.49
21	3.85	9.29	18.07	43.54	61.79	84.69	125.00	164.76	243.16	320.50	397.07	473.02
22	4.04	9.73	18.94	45.62	64.91	88.73	130.95	172.60	254.74	335.76	415.97	495.54
23	4.22	10.17	19.79	47.68	67.97	92.76	136.90	180.42	266.32	351.02	434.88	518.07
24	4.40	10.61	20.65	49.76	70.61	96.79	142.85	188.29	277.89	366.29	453.79	540.59
25	4.59	11.06	21.51	51.83	73.55	100.83	148.81	196.14	289.47	381.55	472.70	563.12
26	4.77	11.50	22.37	53.90	76.50	104.86	154.76	203.98	301.05	396.81	491.61	585.64

Type A | Type B

Nota: Interpolación de valores de RPM y Potencia, datos tomados de Standard Handbook of Chains (2°ed.). (2006). Chains for Power Transmission and Material Handling.EE. UU.

Según la figura 26, seleccionamos el valor superior a 100 HP que corresponde a 24 dientes con 102.94 HP por hilera a 56.8 RPM, por lo tanto, la Catarina menor tendrá 24 dientes, con diámetro de paso de;

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} = \frac{3}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{24}\right)} = 22.98 \text{ in.}$$

6. Calculando de dientes de la Catarina mayor con la ecuación 3.

$$N_2 = R * N_1 = 4.7 * 24 = 112.8$$

Redondeando a un número entero tenemos:

$$N_2 = 113 \text{ Dientes}$$

Con diámetro de paso de;

$$D_2 = \frac{3}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{113}\right)} = 107.92 \text{ in.}$$

Recalculando la relación de transmisión con:

$$R = \frac{N_2}{N_1} = \frac{113}{24} = 4.71$$

Recalculando la velocidad final real con:

$$n_2 = \frac{n_1}{R} = \frac{56.8}{4.71} = 12.1 \text{ RPM}$$

7. Calculando la longitud aproximada considerando el mínimo recomendado de 30 pasos de distancia entre centros (C).

$$Lp = 2C(Tentativa) + \frac{N2 + N1}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$Lp = 2(30) + \frac{113 + 24}{2} + \frac{(113 - 24)^2}{4\pi^2(30)}$$

$$Lp = 135.2 \text{ Pasos}$$

8. Redondeando la longitud de cadena (Lp) a par más cercano, entonces,

$$Lp = 136 \text{ Pasos}$$

9. Calculando la distancia entre centros aproximada,

$$C = 0.25 \left[L - \frac{N2 + N1}{2} + \left[\left(L - \frac{N2 + N1}{2} \right)^2 - \frac{2(N2 - N1)^2}{\pi^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$C = 0.25 \left[130 - \frac{113 + 24}{2} + \left[\left(30 - \frac{113 + 24}{2} \right)^2 - \frac{2(113 - 24)^2}{\pi^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$C = 37.4 \text{ pasos} = 112.2 \text{ in.} = 2849.88 \text{ mm}$$

10. Calculando el arco de contacto de la Catarina menor, el cual debe ser mayor a 120°.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{Sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{Sen}^{-1}\left(\frac{107.92 - 22.98}{2 * 112.2}\right)$$

$$\theta_1 = 135.51^\circ$$

11. Cálculo del número de hileras por resistencia a la fatiga de la placa de eslabón;

$$HP_L = K_L N_1 n^{(0.96)} p^{3.0-0.07p}$$

$$HP_L = 0.004 * 24 * 56.8^{(0.96)} * 3^{3.0-0.07*3}$$

$$HP_L = 99.45 HP$$

Donde:

HP_L: Potencia en HP por Tramo basada en la fatiga del Eslabón.

K_L: 0.004 para todas las cadenas menos la N° 41 y 0.00242 para la N° 41.

p: Paso de la Cadena (in.).

N₁: Cantidad de Dientes de la Catarina Menor.

n: Velocidad de la Catarina menor (RPM).

12. Cálculo del número de hileras por impacto de rodillos y bujes para 15000 horas y para una longitud diferente de 100 pasos, multiplicaremos **HP_R** por **K_{length}**.

$$HP_R = \frac{K_R N_1^{1.5} p^{0.8}}{n^{1.5}} * K_{Length} = \frac{17000 * 24^{1.5} * 3^{0.8}}{56.8^{1.5}} * \left(\frac{136}{100}\right)^{0.4} = 12,716.16 HP$$

Donde:

HP_R: Potencia en HP por Tramo basada en el impacto de rodillos y bujes.

n: Velocidad de la Catarina menor (RPM).

p: Paso de la Cadena (in.).

N₁: Cantidad de Dientes de la Catarina Menor.

K_R: Es 17,000 para cadenas estándar y pesadas excepto la N° 25 ,N° 35 y N° 41 , 29,000 para cadena N° 25 y N° 35 y 3,400 para N° 41.

13. Con el menor valor de HP_L y HP_R con la ecuación obtenemos

$$\text{Cantidad de Hileras (Tentativa)} = \frac{Pd}{HP_R \text{ O } HP_L} = \frac{250 \text{ HP}}{99.45 \text{ HP}} = 2.51$$

Redondeando comprobamos que el número de hileras calculado por resistencia a la fatiga de la placa lateral del eslabón es de 03 hileras.

14. Por ultimo calculamos la Tensión (F_o) en el lado templado de la cadena con la Velocidad lineal (V), el esfuerzo útil que desarrolla la cadena (F_u) y la fuerza centrífuga de la cadena (F_c).

$$V = \frac{P * N1 * n1}{1000} = \frac{0.0726 * 24 * 56.8}{60} = 1.64 \text{ m/s}$$

$$F_u = \frac{Pd}{V} = \frac{187000}{1.64} = 114,024.39 \text{ N}$$

$$F_c = M * V^2 = 27.2 * 1.64^2 = 73.15 \text{ N}$$

$$F_o = F_u + F_c = 114,024.39 + 73.15$$

$$F_o = 114,097.54 \text{ N} = 114.1 \text{ KN}$$

4.4.1.3 Resumen de la Selección de Cadena de Rodillo

A continuación, se muestran los resultados.

- Cadena: ASA/ ANSI ; N° 240
- Paso: 3 in. (76.3 mm).
- Numero de Hileras: 03.
- Potencia de Diseño: 250 HP
- Longitud de Cadena: 136 Pasos
- Distancia entre Centros: 37.4 Pasos (112.2 in.)
- Arco de Contacto en Catarina menor: 135.51°
- Piñón o Catarina Menor: 24T / Tipo B
- Catarina Mayor: 113 T
- Diámetro de Paso de Piñón: 22.98 in. (583.69 mm).
- Diámetro de Paso de Catarina Mayor: 107.92 in. (2741.17 mm)
- Ratio de Reducción: 4.71
- Tension en el lado templado : 114.1 KN

4.4.2 Diseño de Contra-Eje de Piñón

Para este apartado haremos uso de la Norma B106.1M, para lo cual Consideramos los siguientes datos de Entrada.

4.4.2.1 Datos de Material

Considerando el Anexo 09 y 10, tenemos las siguientes características de material.

- a. **MATERIAL:** ACERO VCN (Bonificado Para alta Torsión) (AISI 4340 H)
- b. **CARACTERISTICAS MECANICAS:**
 - Límite de Fluencia (S_y) , 685 N/mm² (100-160 mm) ,
 - Resistencia ultima a la Tracción (S_u) = 800 -1080 N/mm² (100-160 mm)
 - Dureza: 248 Brinell – (Anexo 10).

4.4.2.2 Características del Equipos:

las principales características para el diseño de Ejes son:

- POTENCIA: 250 HP
- VELOCIDAD DE ENTRADA: 56.7 RPM

4.4.2.3 Determinación de Factores:

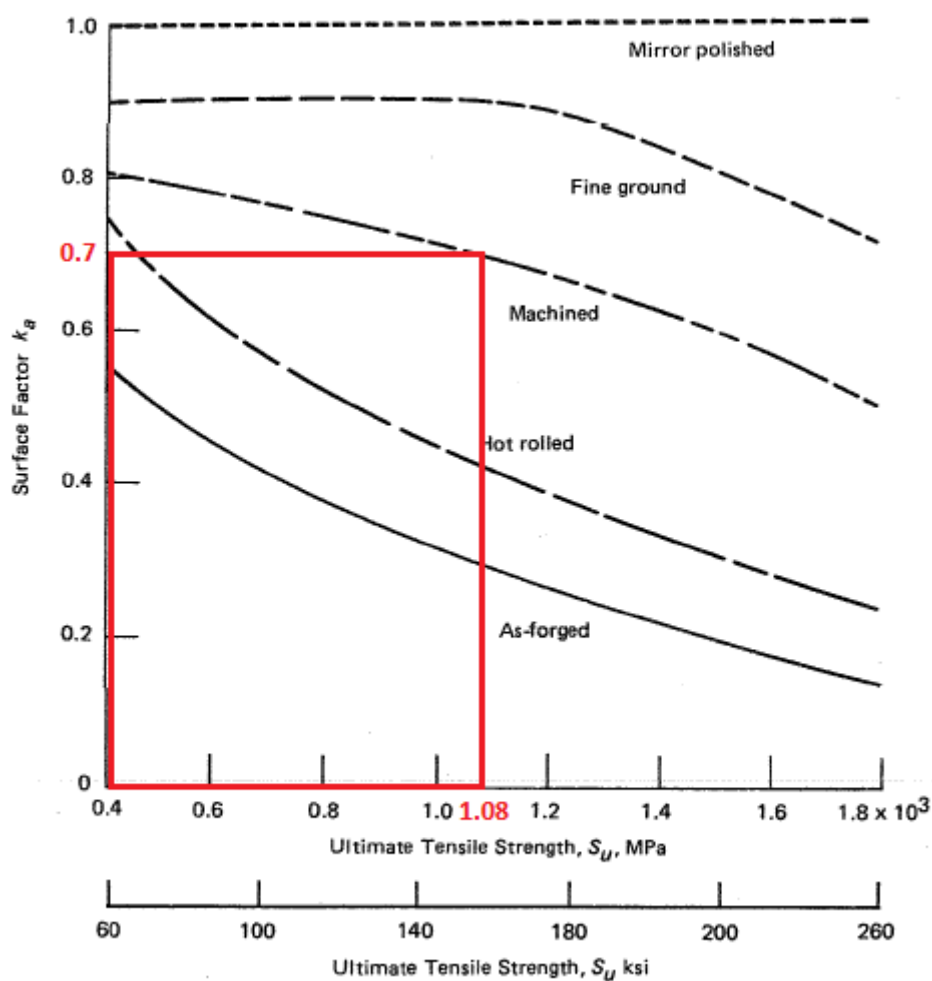
- a. **Factor de Seguridad (FS) = 2**
- b. **Factor de acabado superficial (k_a):**

Con la Figura 27, para un eje mecanizado (Mahined) y para un $S_u = 800 - 1080$ N/mm² (100-160 mm) (Anexo 10).

Tenemos que $k_a = 0.7$

Figura 27

Selección de Factor k_a para S_u igual 1080 MPa (Acero VCN)



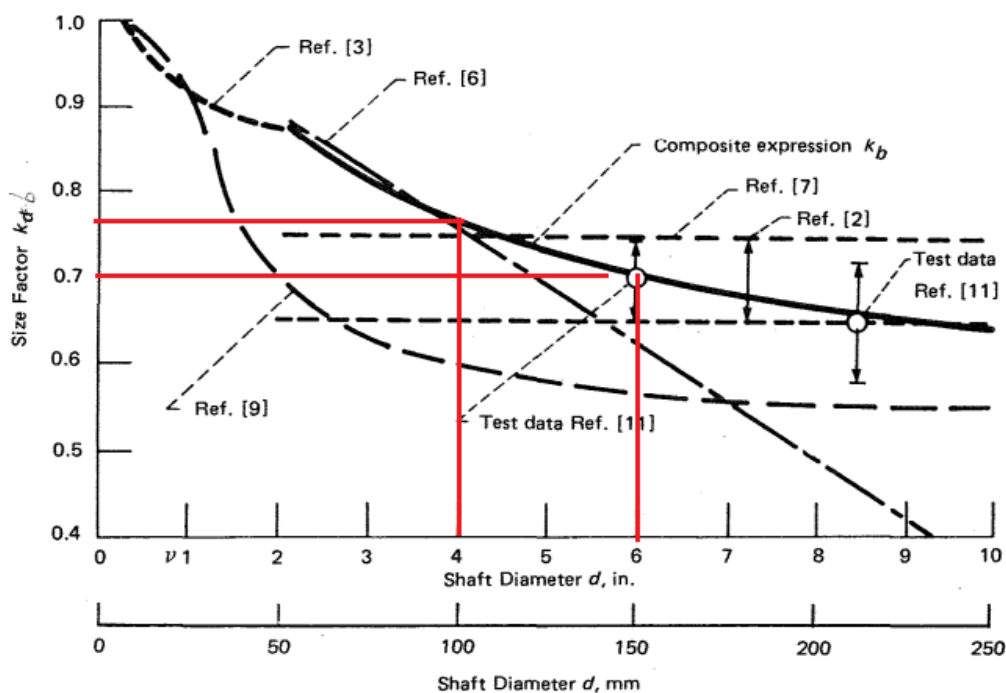
Nota: Curvas Tomadas de ANSI/ASME B106.1M – 1985.

c. Factor de Tamaño k_b :

Para la determinación de este factor haremos uso de la Figura 28 y asumimos por experiencia que el diámetro del Eje debe estar entre 100 a 150 mm, por lo cual el Factor k_b sería igual a **0.73**.

Figura 28

Selección de Factor k_b para diámetro de Eje de 100 a 150 mm



Nota: Curvas Tomadas de ANSI/ASME B106.1M – 1985.

d. Factor de confiabilidad k_c :

Para un nivel de Confiabilidad del 99 % con la Tabla 8, obtenemos $k_c = 0.814$.

Shaft Nominal Reliability	k_c
0.50	1.0
0.90	0.897
0.99	0.814
0.999	0.753

e. Factor de temperatura k_d :

Teniendo en consideración el trabajo del sistema a temperatura ambiente de 30 °C, podemos asumir un factor de temperatura (k_d) igual a 1.

f. Factor de ciclo de trabajo k_e :

Considerando que las tensiones cíclicas *no exceden el límite de fatiga S_f^* del material*, tenemos que k_e es igual a 1.

g. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga k_f

Con la Tabla 11 (Ejes Solidos), con una Dureza de 248 BHN y para una Chaveta Perfilada. Obtenemos que el valor de k_f es igual a **0.5**.

Steel	Profiled Keyway Bending Stress	Sled-Runner Keyway Bending Stress
Annealed [Note (2)] (less than 200 BHN)	0.63	0.77
Quenched and drawn (over 200 BHN)	0.50	0.63

h. Factor de efectos varios k_g

Teniendo factores de corrosión, vibración. Cargas inusuales, etc., consideraremos un factor k_g iguala a 1.

i. Límite de Fatiga S_f^*

Con el Anexo 04 obtenemos que S_f^* es igual a $0.5 \cdot S_u$ entonces, consideramos $S_u = 800 - 1080 \text{ N/mm}^2$ (100-160 mm), tomando como máximo valor 1080 N/mm^2 . Tenemos que S_f^* es igual a 540 N/mm^2 .

4.4.2.4 Cálculo del Torque

Con Potencia 250 HP y 56.8 RPM, tenemos:

$$T = 7120.9 * \frac{HP}{RPM} = 7120.9 * \frac{250}{56.8} = 31\,341.98 \text{ Nm}$$

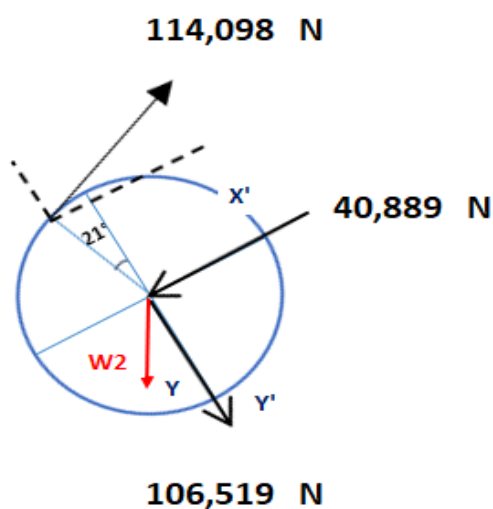
$$T = 31\,341.98 \text{ Nm}$$

4.4.2.5 Cálculo del Momento Flexionante Máximo

Obtenemos el Momento Flexionante Máximo del diagrama de Fuerzas y Momentos, se presentan tres escenarios posibles con respecto a la ubicación de las fuerzas resultantes en los ejes X', Y' y Y (Figura 29). Considerando la Tensión en la cadena 114,098.00 N y el ángulo entre la cadena y piñón igual a 138° , tenemos:

Figura 29

Distribución de fuerza sobre ejes Coordenados X', Y' y Y.



Nota: Descomposición de fuerzas sobre el eje de transmisión, elaboración propia.

Se presenta la siguiente Tabla 24 de la distribución de medidas sobre el eje.

Tabla 24

Distribución de medidas a lo largo del Eje de Transmisión

Item	Medida	Unidad
L1	0.2885	m
L2	0.2885	m
L3	0.336	m
Total	0.913	m

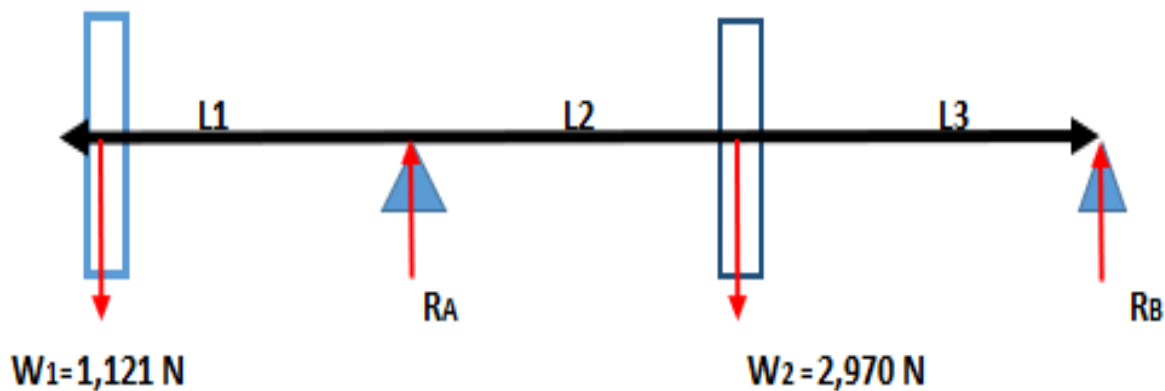
Nota: Distancia entre puntos de aplicación de fuerzas, elaboración propia.

a. Escenario 01: Fuerzas Aplicadas en Dirección al eje “Y”.

Según la distribución de fuerzas sobre el eje “Y” tenemos la Figura 30.

Figura 30

Distribución de fuerza sobre el Eje Coordinado Y.



Nota: Eje de transmisión de potencia fuerzas en eje Y, elaboración propia.

Donde:

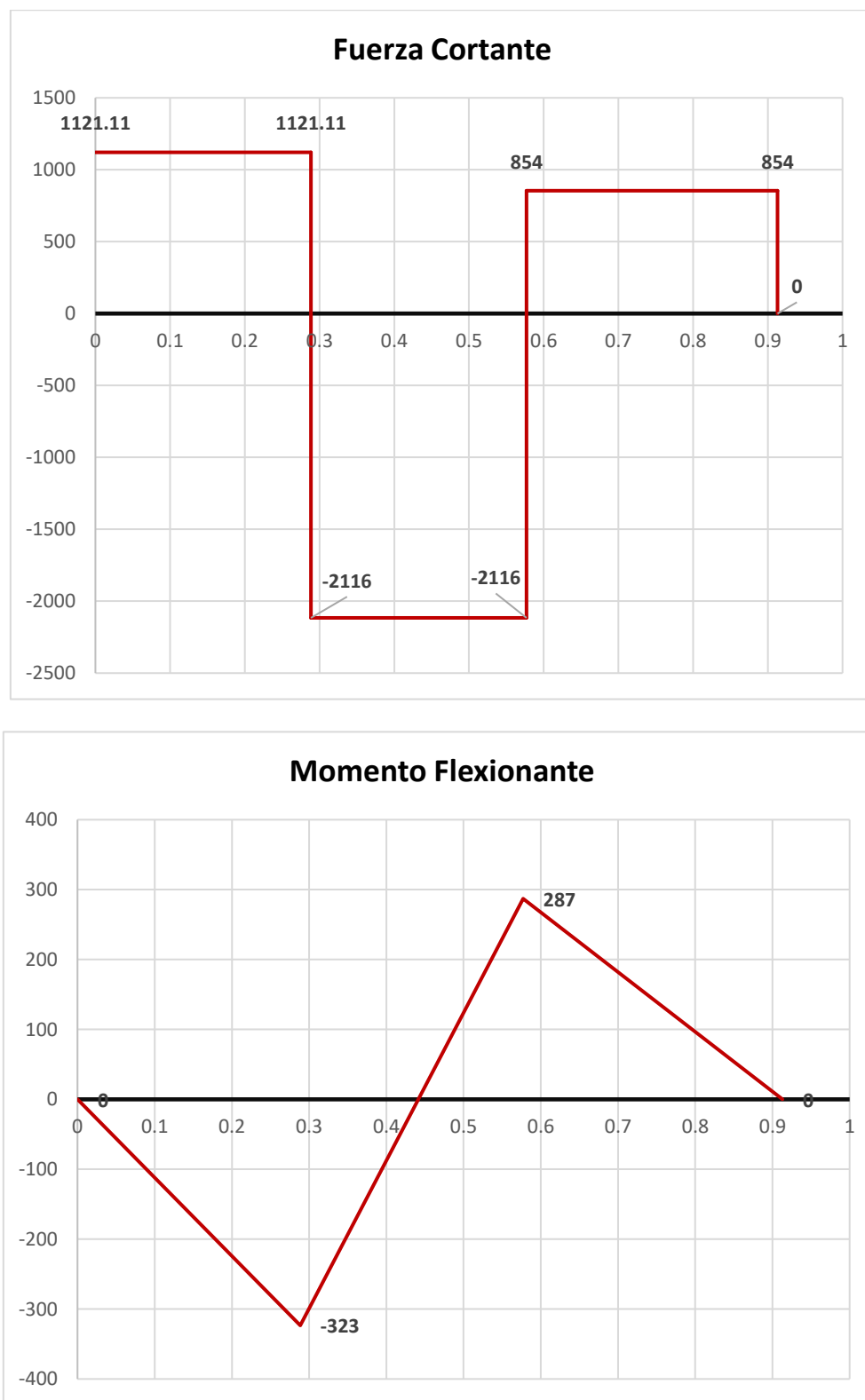
W_1 : Peso de Acoplamiento.

W_2 : Peso del Piñón de 24T.

Graficando el diagrama de Fuerzas Cortantes y Momentos Flexionante para este caso tenemos la Figura 31.

Figura 31

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado Y.



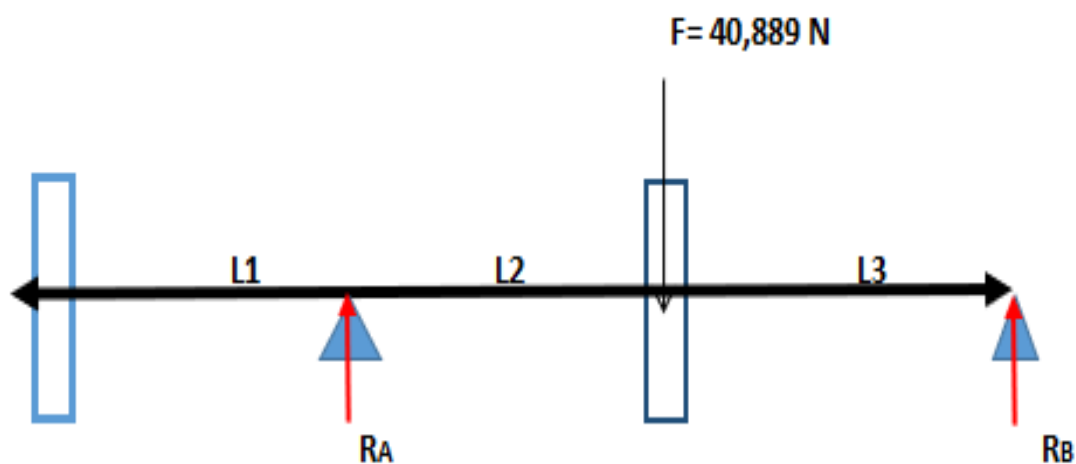
Nota: Fuerza y momentos Flexionante máximos sobre el eje Y, elaboración propia.

b. Escenario 02: Fuerzas Aplicadas en Dirección al eje “ X’ ”.

Según la distribución de fuerzas sobre el eje “X’ ” tenemos la Figura 32.

Figura 32

Distribución de fuerza sobre el Eje Coordenado X’.



Nota: Eje de transmisión de potencia fuerzas en eje X, elaboración propia.

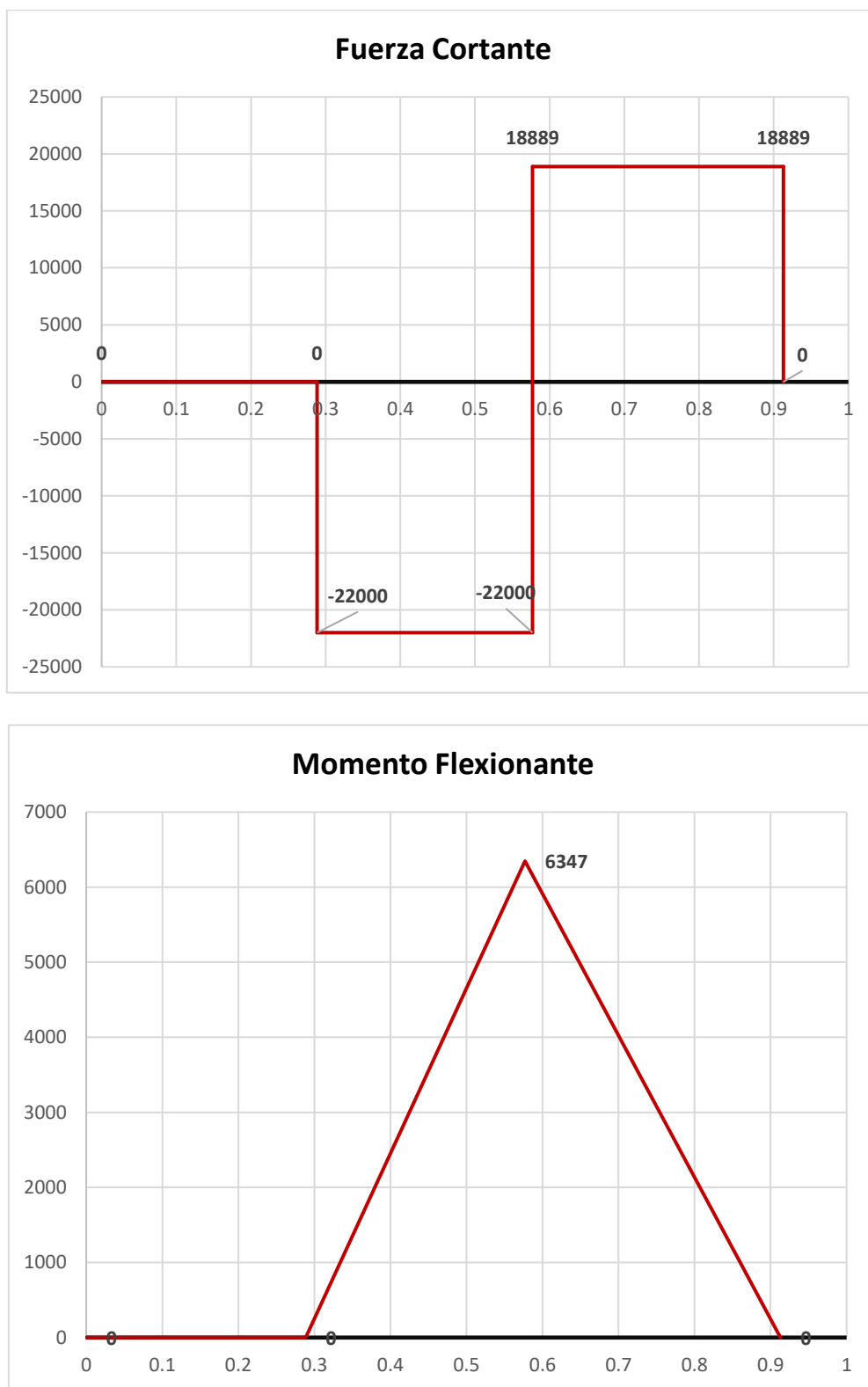
Donde:

$F = F_{x'}$, Fuerza Resultante sobre el Eje X’.

Graficando el diagrama de Fuerzas Cortantes y Momentos Flexionantes para este caso tenemos la Figura 33.

Figura 33

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado X'.



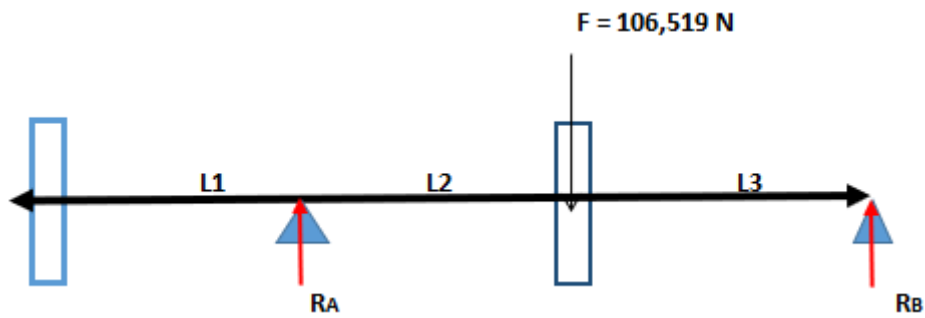
Nota: Fuerza y momentos Flexionante máximos sobre el eje X, elaboración propia.

c. Escenario 03: Fuerzas Aplicadas en Dirección al eje “ Y’ ”.

Según la distribución de fuerzas sobre el eje “Y’ ” tenemos la Figura 34.

Figura 34

Distribución de fuerza sobre el Eje Coordinado Y’.



Nota: Eje de transmisión de potencia fuerzas en eje Y', elaboración propia.

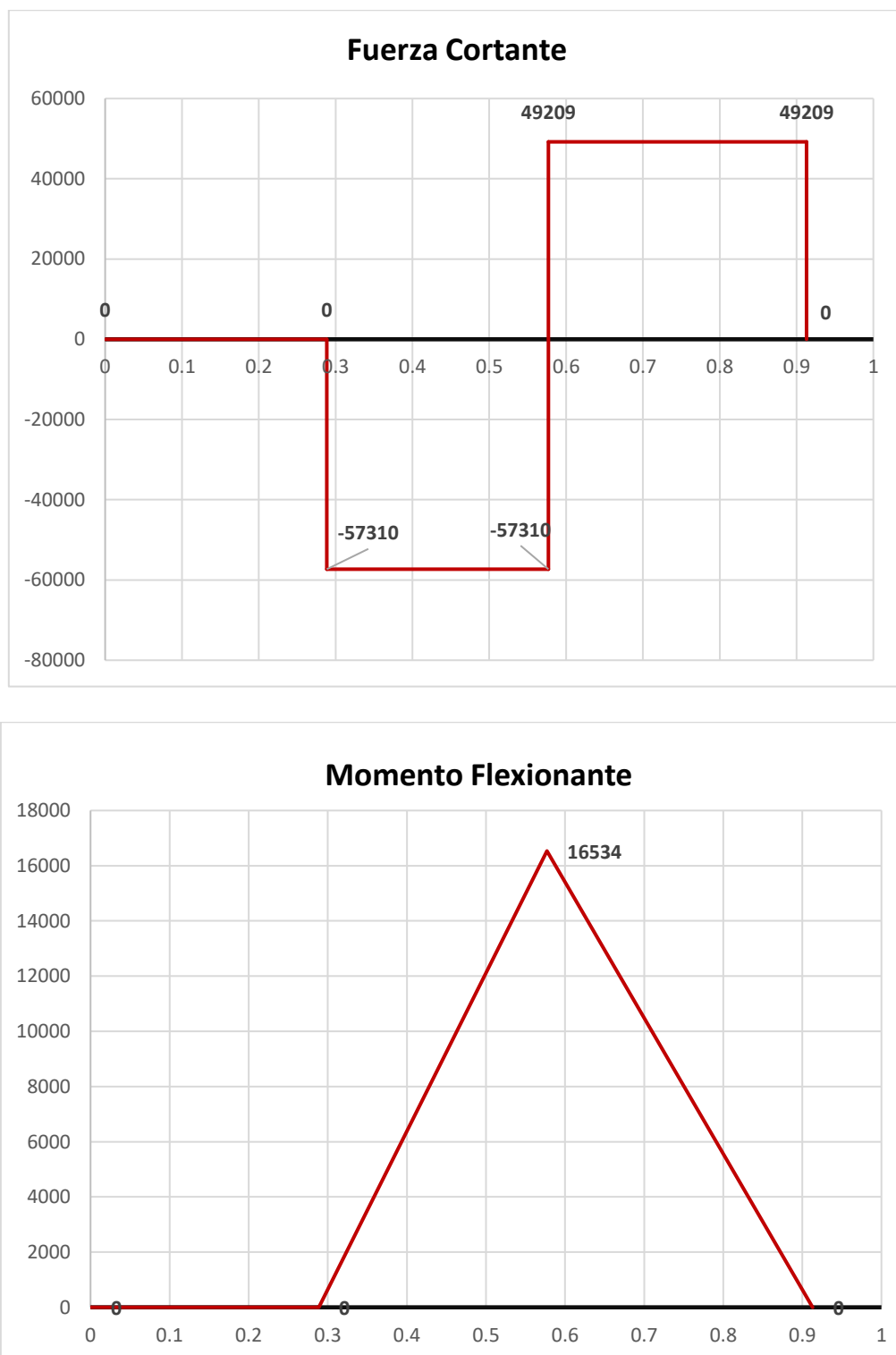
Donde:

$F = F_{y'}$, Fuerza Resultante sobre el Eje Y'.

Graficando el diagrama de Fuerzas Cortantes y Momentos Flexionantes para este caso tenemos la Figura 35.

Figura 35

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flexionante sobre el Eje Coordinado Y'.



Nota: Fuerza y momentos Flexionante máximos sobre el eje X, elaboración propia.

Considerando el momento Flexionante Máximo de los tres escenarios posibles tenemos el valor de Momento (Mmax) igual a 16534 Nm.

4.4.2.6 Cálculo de Diámetro de Contraeje

Para el cálculo del diámetro del Contraeje, haremos uso de la ecuación 17 y 18.

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

$$Sf = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_g * S_f^*$$

Datos

$$FS = 2$$

$$M = 16\,534.00 \text{ Nm}$$

$$T = 31\,397.26 \text{ Nm}$$

$$Sf = 0.7 * 0.73 * 0.814 * 1 * 1 * 0.5 * 1 * 540 * 10^6 = 112.31 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$Sy = 685 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Reemplazando:

$$d = \sqrt[3]{(32(2)/\pi) \sqrt{\left(\frac{16,534.00}{112.31 * 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{31\,341.98}{685 * 10^6}\right)^2}}$$

$$d = 0.1458 \text{ m} = 145.88 \text{ mm}$$

Este resultado lo obtenemos con un factor de seguridad de 2, sin embargo, usaremos un diámetro de 145 mm (5.71 in.) con un FS de 1.96, en la sección de la Catarina y 140 mm con FS de 1.76 en la sección de rodamientos.

4.4.2.7 Resumen de Determinación de Diámetro De Contraeje

Las características del Contraeje son:

- **Material:** ACERO VCN (Bonificado Para alta Torsión) (AISI 4340 H).
- **Límite de Fluencia (S_y):** 685 N/mm²
- **Diámetro de eje:** 140.00 mm
- **Factor de Seguridad:** 1.76
- **Momento Flexionante Máximo:** 16 534.00 Nm
- **Torque aplicado:** 31 397.26 Nm
- **Longitud de Eje:** 1038.00 mm

4.4.3 Selección de Rodamientos

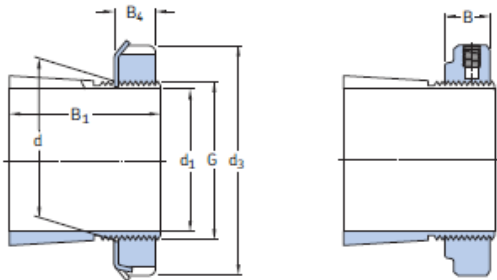
Para este apartado es necesario dejar sentado que el tipo de rodamientos a utilizar, en base al diámetro y al tipo de aplicación, será un Rodamiento de Rodillos a Rotula por su amplio uso y debido a que absorbe de manera eficiente el desalineamiento.

Datos de entrada:

- Diámetro de Eje: 140.00 mm (Apartado 4.4.2.7)
- Carga Radial (F_r) = 57,310.00 N (Apartado 4.4.2.5 (c), el valor más alto de las reacciones).
- Carga Axial (F_a) = 0
- RPM = 56.8 rpm.
- Para un eje de 140 mm, usaremos un manguito de fijación H 3032 , según la Figura 36, tenemos un diámetro “d” de Rodamiento igual a 160 mm.
- Con un diámetro de 160 mm interior tenemos los siguientes Rodamientos de rodillos a Rotula (Figura 37).

Figura 36

Manguitos de fijación para ejes métricos d1 110 – 180 mm

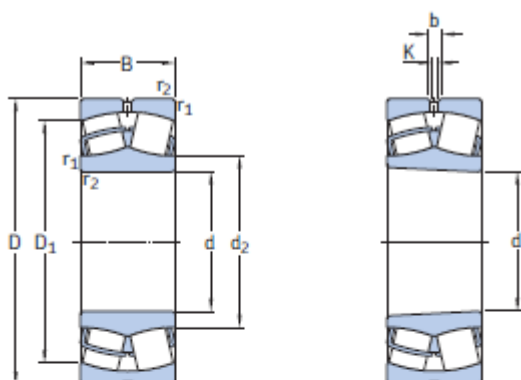


H, H..L						H..E, H..EH				
Dimensiones principales						Masa	Designaciones	Correspondiente	dispositivo de	Tuerca
d ₁	d	d ₃	B ₁	B, B ₄	G	kg	Manguito de fijación con tuerca y dispositivo de fijación	tuerca de fijación	fijación	hidráulica apropiada
mm						kg	-			
140	160	190	93	27,5	M160x3	5,1	H 3032	KML32	MBL32	HMV32E
	160	190	119	27,5	M160x3	6,4	H 3132 L	KML32	MBL32	HMV32E
	160	190	147	28	M160x3	7,95	H 2332 L	KML32	MBL32	HMV32E
	160	210	93	32	M160x3	5,1	H 3032 E	KMFE 32	=	HMV32E
	160	210	119	28	M160x3	7,25	H 3132	KM 32	MB 32	HMV32E
	160	210	147	28	M160x3	8,8	H 2332	KM 32	MB 32	HMV32E

Nota: Tomado de SKF, (2020). Catálogo Rodamientos SKF.

Figura 37

Rodamientos de rodillos a rótula $d = 140 - 170 \text{ mm}$



Agujero cilíndrico

Agujero cónico

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones			
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico		
d	D	B								
mm			kN	kN	r. p. m.	kg	-			
160	240	60	585	880	83	2 400	3 000	9.7	* 23032 CC/W33	* 23032 CCK/W33
	240	80	750	1 200	114	1 700	2 400	13	* 24032 CC/W33	* 24032 CCK30/W33
	270	86	980	1 370	129	1 900	2 400	20.5	* 23132 CC/W33	* 23132 CCK/W33
	270	109	1 180	1 760	163	1 300	1 900	25	* 24132 CC/W33	* 24132 CCK30/W33
	290	80	1 000	1 290	118	2 000	2 800	22.5	* 22232 CC/W33	* 22232 CCK/W33
	290	104	1 220	1 660	153	1 500	2 200	31	* 23232 CC/W33	* 23232 CCK/W33
	340	114	1 600	1 960	160	1 500	1 900	52	* 22332 CC/W33	* 22332 CCK/W33

Nota: Tomado de SKF, (2020). Catálogo Rodamientos SKF.

4.4.3.1 Estimación de la Vida o Duración del Rodamiento

Haciendo uso de la Tabla 23, obtenemos el valor de $L_h = 45\ 000 \text{ hrs}$ (Valor intermedio).

Clase de Maquina	L10h Horas de servicio
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadoras, maquina eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para micas, bombas, maquinaria textil.	40000 a 50000

4.4.3.2 Determinación de la Carga Radial Equivalente P.

Como tenemos que la carga axial $F_a = 0$, reemplazando en la ecuación 37.

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

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

Según la Tabla 18, 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 $P = 57,310.00 \text{ N}$.

$$P = XFr = (1) * 57310 \text{ N}$$

4.4.3.3 Determinación de la Capacidad Dinámica “C” de Carga Del Rodamiento.

Con la ecuación 40 y 41, convertimos la unidad de la fórmula de vida de horas de funcionamiento a millones de revoluciones.

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

Reemplazando ecuación 40 en 41.

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

$$L = Lh * n * \frac{60}{1000000} = 45000 * 56.8 * \frac{60}{1000000} = 153.4$$

$$L = 153.4 \text{ millones de revoluciones}$$

Con la ecuación 40 y con el valor del exponente $p = 10/3$ para rodamiento de rodillos, reemplazando los valores obtenidos.

$$C = P * (L)^{\frac{1}{p}} = 57310 * (153.4)^{\frac{1}{\frac{10}{3}}} = 259,443.97 \text{ N}$$

$$C = 259,4 \text{ kN}$$

4.4.3.4 Selección del Rodamiento

Con el Valor de $C = 259.4$ kN y con la Figura 38, seleccionamos el rodamiento 23032 CCK/W33, con un valor de $C = 585$ kN.

Figura 38

Selección de rodamiento autoalimente.

Agujero cilíndrico			Agujero cónico		Masa	Designaciones Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico			
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	Carga límite de fatiga				Velocidades nominales		
d	D	B	C	C_0	P_L	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.	kg			
160	240	60	585	880	83	2 400	3 000	9,7	* 23032 CCK/W33	* 23032 CCK/W33

Nota: Tabla tomada de SKF, (2020). Catálogo Rodamientos SKF.

4.4.3.5 Verificación Final de la Duración Nominal

Reemplazamos en la fórmula 39, para los valores de $P = 57,310$ N, $C = 585$ kN, $p = 10/3$.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{585000}{57310}\right)^{\frac{10}{3}} = 2307.2$$

$$L = 2307.2 \text{ millones de revoluciones}$$

Con la ecuación 2.41 podemos cambiar millones de revoluciones a horas de funcionamiento.

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

$$1073.4 = Lh * 56.8 * \frac{60}{1000000}$$

$$Lh = 676,995.3 \text{ hr}$$

El valor obtenido en horas de funcionamiento es 15 veces mayor al supuesto, debido al bajo número de revoluciones.

4.4.3.6 Resumen de Selección de Rodamientos

Como resultado tenemos:

- **Rodamientos:** Rodillos a rotula 23032 CCK/W33.
- **Carga dinámica** = 585 kN.
- **Diámetro Interior:** 160 mm.
- **Diámetro Exterior:** 240 mm.
- **Ancho:** 60 mm.
- **Manguito de Fijación** = H 3032
- **Soporte o Chumacera:** SNLN 3032

5. RESULTADOS Y DISCUSIONES

5.1. Resultados

En este apartado compilaremos los resultados obtenidos, ya que el Diseño de un Sistema de Transmisión de potencia por Cadenas de Rodillos 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 De Potencia.

5.1.1 Resultados de Primera Etapa de Reducción

En esta etapa tenemos una de velocidad de entrada de 1790 RPM y una velocidad de salida de 56.8 RPM con una transmisión de Potencia de 250 HP. En la Tabla 25, se enumeran los componentes de la primera etapa de reducción.

Tabla 25

Componentes de Primera Etapa de Reducción

Ítem	Componentes	Marca	Modelo
1	Caja de Reducción	Paramax	P-H-D-9075-P-3-LR-31.5
2	Acoplamiento Hidrodinámico	RotoFluid	K-65
3	Acoplamiento Rígido	Gearex	FA-50

Nota: Primera etapa de reducción del sistema de transmisión por cadenas.

5.1.2 Resultados de Segunda Etapa de Reducción

En esta etapa tenemos una de velocidad de entrada de 56.8 RPM y una velocidad de salida de 12 RPM con una transmisión de Potencia de 250 HP. En la Tabla 26, se enumeran los componentes de la Segunda etapa de reducción.

Tabla 26*Componentes de Segunda Etapa de Reducción*

Ítem	Componentes	Marca	Descripción	Cantidad	Unidad
1	Cadena de Transmisión	MegaChain	ANSI 240-3	408	in.
2	Catarina Menor	MegaChain	ANSI 240-3 / 24T-B	1	Pz
3	Catarina Mayor	MegaChain	ANSI 240-3 / 113T-C	1	Pz
4	Contraeje de Transmisión	Bohler	ACERO VCN, DIAM. 140 MMX1038 MM	1	Pz
5	Rodamientos de Contraeje	SKF	RODAMIENTO RODILLOS A ROTULA 23032 CCK/W33	2	Pz
6	Manguito de Fijación	SKF	MANGUITO H 3032	2	Pz
7	Chumacera	SKF	CHUMACERA SNLN 3032	2	Pz

Nota: Primera etapa de reducción del sistema de transmisión por cadenas.

5.1.3 Evaluación Económica

La instalación de este nuevo sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos tendría un costo de 88,272.00 USD, según de muestra en la Tabla 27 , cabe mencionar que según se mencionó en el apartado 1.2 (Planteamiento del Problema) el costo del reemplazo de la Caja de Reducción SEW - ML4 es de 125,000.00 USD incluido instalación ,por lo cual el monto total del proyecto en mención representa un 70 % del costo de una Caja de Reducción SEW-ML4 nueva, obteniendo un ahorro de 30 % aproximadamente.

Tabla 27

Costo de la instalación de Sistema de Transmisión de Potencia por cadena de Rodillos

Item	Servicios	Cantidad	Descripción	Costo	Moneda
1	Fabricación e Instalación de sistema de transmisión por cadenas de Rodillos	01	Servicio incluye montaje de 02 etapas de transmisión, base civil y puesta en marcha	52,900.00	USD
2	Construcción de Base civil		Servicio incluye construcción de base civil	5,800.00	USD

Item	Componentes	Marca	Modelo	Costo	Moneda
1	Caja de Reducción	Paramax	P-H-D-9075- P-3-LR-31.5	22,256.00	USD
2	Acoplamiento Hidraulico	Rotofluid	K-65	4,111.00	USD
3	Acoplamiento Rígido	Gearex	FA-50	3,205.00	USD

Nota: Costo de componentes y servicio de instalación.

5.2. Discusión de Resultados

Los resultados obtenidos, mostrados líneas arriba, se dividen en grupos al que llamamos etapas de transmisión de potencia, recordemos que para la transmisión de potencia por cadenas de rodillos existen ciertos procedimientos establecidos en Normas Internacionales como la ASME -B29.1M , dentro de estos procedimientos se indica que la relación de transmisión no debe ser mayor de 7:1 , es por ello que se realizó dos etapas de reducción para la transmisión de potencia bajo el sistema de transmisión de potencia por cadena de rodillos.

El resultado obtenido en la primera etapa de reducción nos muestra la selección de una caja de reducción de ejes paralelos, con una ratio de reducción de 31.5 , una capacidad de 425 HP de potencia y una velocidad de salida de 56.8 RPM , se utilizó el catálogos del proveedor SUMITOMO-PARAMAX, esta es una marca reconocida a nivel mundial, también se pudo haber utilizado catálogos de SEW-EURODRIVE, WEG, DELCROSA, etc., que están al mismo nivel que SUMITOMO , sin embargo se optó por este proveedor debido a su tiempo de entrega , costo y eficiencia.

Los resultados obtenidos en la segunda etapa de reducción, podemos desglosarlos de la siguiente manera:

El resultado de la selección del número de cadena utilizar bajo la norma ASME-B29.1M, es una ASA/ANSI 240-3 (Triple Hilera) para una potencia de diseño de 260 HP, independientemente de la marca estas cadenas tienen medidas ya normalizadas, la diferencia de costo entre proveedores es mínima.

Por otro lado, tenemos también la determinación del número de dientes de la Catarina menor y mayor, es importante tener presente que según la norma ASME el número de dientes de la Catarina mayor no debe ser mayor a 120 dientes, la relación de obtenida es de 24 dientes y 113 dientes para la Catarina menor y mayor respectivamente, con un ratio de reducción de

4.7, el cual nos da las condiciones necesarias de velocidad de salida de esta segunda etapa de 12 RPM.

En esta segunda etapa de reducción, también se hizo necesario calcular las dimensiones de un contraeje que cumple la función de amortiguar tensiones producidas al arranque del equipo después de una parada no planificada, o por aumentos de carga no uniformes. La dimensión principal del contraeje es el diámetro, el cual se calculó en base a la Norma ANSI/ASME B106.1M, teniendo como resultado 140 mm de diámetro con un factor de seguridad de 1.76, en Acero VCN – Bohler, se pudo también haber utilizado un acero VCL que es un 20 % aproximadamente menos resistente y de menor precio, sin embargo, las dimensiones obtenidas compensan el costo.

Por último, tenemos la selección de rodamientos y soportes el cual se realizó con catálogos de proveedor SKF, se consideró rodamientos con maguitos de fijación con el fin de facilitar el montaje y desmontaje.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- a. Se cálculo de la potencia de accionamiento del secador , obtenido como resultado 193.94 HP , se usara un motor recuperador de 250 HP obteniendo un Factor de seguridad de 1.3.
- b. Se selecciono una cadena de transmisión con la capacidad de transmitir una potencia de 250 HP al Secador Rotadiscos FD60, basándose en la norma internacional ASME, se seleccionó una cadena de triple hilera ANSI N° 240 (Paso 76.3 mm), con una velocidad lineal de 1.64 m/s, para una tensión de 114,097.54 N y una longitud de 150 pasos. Se seleccionó los piñones o Catarinas de transmisión de potencia con 113 dientes para la Catarina mayor y 24 dientes para la Catarina menor, con una relación de transmisión de 4.7:1, con una velocidad de entrada de 56.8 RPM y una velocidad de Salida de 12 RPM.
- c. Se calculo las dimensiones principales del Contraeje, el cual se basó en la norma internacional ASME B106.1M, se calculó un diámetro de eje de 140 mm, con un factor de seguridad de 1.76, con una longitud de 1.05 m., se usó para los cálculos las características mecánicas del material ACERO VCN – BOHLER (AISI 4340H).
- d. Se selecciono acoplamiento rígido GEAREX FA-50 de par nominal 51,000 Nm para conexión Reductor contraeje, se seleccionó un acoplamiento hidrodinámico en la marca Rotofluid K-65 para conexión Motor -Caja de Reducción , se selecciono un reductor de velocidad de 56.8 RPM de salida, de ejes paralelos, con una capacidad mecánica de 425 HP (315 KW) , una relación de reducción de 31.5:1 , con tres etapas de reducción ,marca SUMITOMO PARAMAX bajo la siguiente nomenclatura P-H-D-9075-P-3-LR-31.5.

- e. Se costeo los componentes necesarios para la instalación del Sistema de transmisión de potencia obteniendo un valor de 88,272.00 USD obteniendo un ahorro de 30 % para poner en marcha al equipo.

6.2.Recomendaciones

Dentro de las recomendaciones que se pudo tomar en cuenta durante el desarrollo del proyecto podemos brindar las siguientes:

- En el cálculo de potencia de accionamiento se debe considerar la fricción existente entre los discos y la materia prima.
- Para diseñar diferentes sistemas de transmisión se recomienda siempre basarnos en normas internacionales, las cuales ya tienen un procedimiento definido y se basan en cálculos analíticos y experiencia recopilada a través de los años.
- Se sugiere siempre considerar el entorno en el cual se desempeñará nuestro diseño, ya que este nos ayudará a considerar factores como temperatura del ambiente, humedad, ventilación, iluminación, accesos, entre otros, con el fin de evitar daños prematuros en nuestro diseño.
- Al utilizar catálogos para la selección de equipos o componentes, se recomienda evaluar el tiempo de entrega que estos nos brindan, ya que estos definirán el tiempo en el cual se llevara a cabo un proyecto, sin embargo, no debemos descuidar la calidad del servicio.
- Al diseñar un proyecto que requiere una inversión considerable, muchas veces requiere la aprobación de una gerencia por lo cual se hace necesario presentar algunos indicadores financieros como por ejemplo el VAN, TIR, etc., así como el periodo de retorno de la inversión.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

ACA. (1961). Roller Chain Drive Selection. *Improved Power Ratings for Single Strand Roller Chain*. New York, USA.

ASME. (1993). Precisión Power Transmisión Roller Chains, Attachments, And Sprockets. *Revision of ASME/ANSI B29.1M-1986*. New York, USA.

ASME. (1986). Desing of Transmission Shafting. *ANSI/ASME B106.1M -1986*. New York, USA.

G. ARIAS, F. (2012). *El Proyecto de Investigación Introducción a la metodología científica (6ª Edición)*. Caracas: Episteme.

Lauro,M.(2008).*Diseño de un secador rotadisk de 14 tm/hr de capacidad para harina de pescado prime*. [Tesis de Grado].Universidad Nacional de Ingenieria.

MOTT, ROBERT L. (4ºED.). (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. México: Pearson.

PALELLA STRACUZZI, S. (2004). *Metodología De La Investigación Cuantitativa*. Caracas: Fedupel.

RAMÍREZ LOZANO, J. (2000). *Diseño De Elementos Flexibles Para La Transmisión De Potencia Mecánica Mediante El Uso De La Computadora*. Tesis Por El Grado De Maestro, Universidad Autónoma De Nuevo León. Nuevo León, México.

STANDARD HANDBOOK OF CHAINS (2ºED.). (2006). *Chains for Power Transmission and Material Handling*.EE.UU.

Manuales y Catálogos

BOHLER. (2008). Manual De Aceros Especiales. Versión MAE 14-105. Lima, Perú.

KTR-Group. (2014). Manual Gearex de Acoplamientos de dientes de acero. Alemania.

SUMITOMO. (2020). Manual de Reductores de Velocidad Paramax Serie 9000.Tokio, Japón.

SKF, (2015). Catálogo Rodamientos. Gotenburgo, Suecia.

TECHNICAL INFORMATION. Roller Drive Chain Selection. Renold Jeffrey.

WESTCAR. (2018). Catálogo De Acoplamientos Hidrodinámicos Rotofluid. Milán, Italia.

Páginas Web

Transmisión Por Cadenas Cálculo Y Diseño. (2012). [Página web en línea]. Disponible en:

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

El Reductor De Velocidad. (2018). [Página web en línea]. Disponible en:

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

Selección Del Tipo De Rodamiento SKF. (2000). [Página web en línea]. Disponible en:

<https://xdocs.pl/doc/rodamientos-skf-2-xn4ky4jq9zoi>

Manual SKF de Mantenimiento de Rodamientos. (2011). [Página web en línea]. Disponible en: [https://es.scribd.com/doc/146024999/Manual-Skf-de-Mantenimiento-de-](https://es.scribd.com/doc/146024999/Manual-Skf-de-Mantenimiento-de-Rodamientos)


[Rodamientos](https://es.scribd.com/doc/146024999/Manual-Skf-de-Mantenimiento-de-Rodamientos)

Comprobación De Resistencia De Cadenas De Rodillo. (2021). [Página web en línea].


Disponible en: <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/ESP/Inventor-Help/files/GUID-5D0D56C0-5B24-468E-BE1F-8A014B1D3EA6-htm.html>

8. ANEXOS

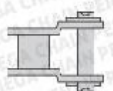
ANEXO 01: Numeración Y Dimensiones De Cadenas Según Norma Ansi




CADENAS DE RODILLOS NORMA ASA




CANDADOS



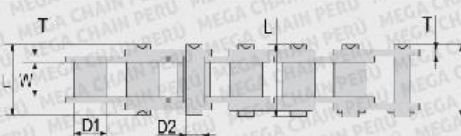
MEDIO PASE




CADENAS REMACHADA




CADENAS CON PASADOR





CADENA N°	Pase		Interior W	Rodillo D1	Pasa		Pn			*Carga Admisible	Carga a la Rctura	Peso Aprox.
	P	mm			Altura H (mm)	Espesor T (mm)	Diametro D (mm)	Long. L (mm)	Long. Max. LC (mm)			
25-1	1/4"	6.35	3.18	3.30	6.00	0.80	2.31	7.90	8.40	357	510	0.15
35-1	3/8"	9.53	4.77	5.08	9.00	1.30	3.58	12.40	13.17	606	1152	0.33
41-1	1/2"	12.70	6.25	7.77	9.91	1.30	3.58	13.75	15.00	680	1285	0.41
40-1	1/2"	12.70	7.85	7.95	12.00	1.50	3.96	16.60	17.80	1438	1897	0.62
50-1	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	20.70	22.20	2204	3192	1.02
60-1	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	25.90	27.70	3243	4405	1.50
80-1	1"	25.40	15.75	15.88	24.00	3.25	7.92	32.70	35.00	5752	7576	2.60
100-1	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	40.40	44.70	9024	10972	3.91
120-1	1 1/2"	38.10	25.22	22.23	35.70	4.80	11.10	50.30	54.30	12950	13631	5.62
140-1	1 3/4"	44.45	25.22	25.40	41.00	5.50	12.70	54.70	59.00	17580	22688	7.50
160-1	2"	50.80	31.55	28.58	47.80	6.40	14.27	64.80	69.60	25127	27216	10.10
180-1	2 1/4"	57.15	35.48	35.71	53.80	7.20	17.46	72.80	78.60	28572	33821	13.45
200-1	2 1/2"	63.50	37.85	39.68	60.00	8.00	19.85	80.30	87.20	36077	47600	16.15
240-1	3"	76.20	47.35	47.63	72.39	9.50	23.81	96.50	103.00	52036	68483	23.20
25-2	1/4"	6.35	3.18	3.30	6.00	0.80	2.31	14.50	15.00	714	1020	0.27
35-2	3/8"	9.53	4.77	5.08	9.00	1.30	3.58	22.50	23.30	911	2274	0.69
40-2	1/2"	12.70	7.85	7.95	12.00	1.50	3.96	31.00	32.20	2875	3793	1.27
50-2	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	38.90	40.40	4527	5383	2.07
60-2	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	48.80	50.50	6455	8810	3.04
80-2	1"	25.40	15.75	15.88	24.00	3.25	7.92	62.70	64.30	11503	15153	5.27
100-2	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	76.40	80.50	18049	21944	7.85
120-2	1 1/2"	38.10	25.22	22.23	35.70	4.80	11.10	95.60	99.70	25900	33263	11.70
140-2	1 3/4"	44.45	25.22	25.40	41.00	5.50	12.70	103.30	107.90	35159	45377	14.83
160-2	2"	50.80	31.55	28.58	47.80	6.40	14.27	123.30	128.10	46254	54432	20.04
180-2	2 1/4"	57.15	35.48	35.71	53.80	7.20	17.46	138.80	144.40	57154	73643	26.52
200-2	2 1/2"	63.50	37.85	39.68	60.00	8.00	19.85	151.90	158.80	72154	95199	32.63
240-2	3"	76.20	47.35	47.63	72.39	9.50	23.81	183.40	190.80	104071	136966	43.10

* La carga de trabajo ideal es el 20% de la capacidad de carga admisible.





CADENAS DE RODILLOS NORMA ASA

CADENA N°	Paso		Interior W	Rodillo D1	Placa		Pn			*Carga Admisible	Carga a la Rctura	Peso Aprox.
	P				Altura H (mm)	Espesor T (mm)	Diametro D (mm)	Long. L (mm)	Long. Max. LC (mm)			
	pulgadas	mm										
25-3	1/4"	6.35	3.18	3.30	6.00	0.80	2.31	21.00	21.50	1071	1530	0.44
35-3	3/8"	9.53	4.77	5.08	9.00	1.30	3.58	32.70	33.50	2417	3457	1.05
40-3	1/2"	12.70	7.85	7.95	12.00	1.50	3.96	45.40	46.60	4313	5690	1.90
50-3	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	57.00	58.50	6791	9575	3.09
60-3	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	71.50	73.30	9728	13215	4.54
80-3	1"	25.40	16.75	15.88	24.00	3.25	7.92	91.70	93.60	17345	22729	7.89
100-3	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	112.20	115.30	27073	32916	11.77
120-3	1 1/2"	38.10	25.22	22.23	35.70	4.80	11.10	141.40	145.20	38851	48894	17.53
140-3	1 3/4"	44.45	25.22	25.40	41.00	5.60	12.70	162.20	166.80	52739	68065	22.29
160-3	2"	50.80	31.55	28.58	47.80	6.40	14.27	181.80	186.60	69380	87647	30.32
180-3	2 1/4"	57.15	35.48	35.71	53.60	7.20	17.46	204.40	210.20	85726	110461	38.22
200-3	2 1/2"	53.50	37.85	39.68	60.00	8.00	19.85	223.50	230.40	108231	142795	40.32
240-3	3"	76.20	47.35	47.63	72.39	9.50	23.81	271.30	275.60	156106	205448	71.39
40-4	1/2"	12.70	7.85	7.95	12.00	1.50	3.96	59.80	61.00	5751	6326	2.57
50-4	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	75.10	76.60	9056	9960	4.30
60-4	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	94.40	96.10	12971	14268	6.21
80-4	1"	25.40	16.75	15.88	24.00	3.25	7.92	121.00	124.40	23127	25439	10.37
100-4	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	147.80	152.10	35097	39707	15.60
120-4	1 1/2"	38.10	25.22	22.23	35.70	4.80	11.10	187.00	190.80	51801	59981	23.56
50-5	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	98.20	94.70	11319	12451	5.37
60-5	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	117.00	116.80	15213	17835	7.75
80-5	1"	25.40	16.75	15.88	24.00	3.25	7.92	149.90	153.70	28903	31799	12.96
100-5	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	183.60	187.90	45122	49534	19.46
120-5	1 1/2"	38.10	25.22	22.23	35.70	4.80	11.10	232.30	235.10	64751	71226	29.40
50-6	5/8"	15.88	9.40	10.16	15.09	2.03	5.08	111.30	112.80	13582	14941	6.43
60-6	3/4"	19.05	12.57	11.91	18.00	2.42	5.94	139.80	141.80	19466	21393	9.31
80-6	1"	25.40	16.75	15.88	24.00	3.25	7.92	179.20	183.00	34690	38159	15.50
100-6	1 1/4"	31.75	18.90	19.05	30.00	4.00	9.53	219.40	223.70	54146	59561	23.36

* La carga de trabajo ideal es el 20% de la capacidad de carga admisible.



ANEXO 02: Ejemplo De Tabla De Doble Entrada Rpm Vs Numero De Dientes De Catarina Menor Para Un Numero De Cadena En Especifico

240 HORSEPOWER RATINGS -- SINGLE STRAND ROLLER CHAIN NO. 240 -- 2001

No. of Teeth	3,000 Inch Pitch					Speed, min ⁻¹ , Small Sprocket																		
	2	5	10	25	36	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
11	2.02	4.86	9.46	22.81	32.36	44.36	65.47	86.30	127.37	167.88	207.99	247.77	186.70	133.59	101.63	80.65	66.01	55.32	47.23	40.94	35.93	31.87	28.51	0.00
12	2.20	5.31	10.32	24.88	35.31	48.40	71.43	94.15	138.95	183.14	226.89	270.30	212.73	152.22	115.80	91.89	75.21	63.03	53.82	46.65	40.94	36.31	2.11	0.00
13	2.39	5.75	11.18	26.95	38.25	52.43	77.38	101.99	150.53	198.41	245.80	292.82	239.87	171.64	130.57	103.61	84.81	71.07	60.68	52.60	46.16	38.13	0.00	0.00
14	2.57	6.19	12.04	29.02	41.19	56.46	83.33	109.84	162.11	213.67	264.71	315.34	268.07	191.82	145.92	115.80	94.78	79.43	67.82	58.78	51.59	0.00	0.00	0.00
15	2.75	6.63	12.90	31.10	44.13	60.50	88.28	117.68	173.68	228.93	283.62	337.87	297.30	212.73	161.83	128.42	105.11	88.09	75.21	65.19	0.00	0.00	0.00	0.00
16	2.94	7.08	13.76	33.17	47.08	64.53	95.24	125.53	185.26	244.19	302.53	360.39	327.52	234.35	178.28	141.47	115.80	97.04	82.86	71.82	0.00	0.00	0.00	0.00
17	3.12	7.52	14.62	35.24	50.02	68.56	101.19	133.37	196.84	259.45	321.43	382.92	358.70	256.66	195.25	154.94	126.82	106.28	90.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
18	3.30	7.96	15.48	37.32	52.96	72.59	107.14	141.22	208.42	274.71	340.34	405.44	427.97	423.82	303.26	230.70	183.08	149.84	125.58	3.20	0.00	0.00	0.00	0.00
19	3.49	8.40	16.34	39.39	55.90	76.63	113.09	149.06	220.00	289.98	359.25	427.97	457.72	423.82	303.26	230.70	183.08	149.84	125.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	3.67	8.84	17.20	41.46	58.84	80.66	119.04	156.91	231.58	305.24	378.16	450.49	457.72	327.52	249.15	197.72	161.83	135.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
21	3.85	9.29	18.07	43.54	61.79	84.69	125.00	164.76	243.16	320.50	397.07	473.02	482.48	352.39	268.07	212.73	174.12	109.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
22	4.04	9.73	18.93	45.61	64.73	88.73	130.95	172.60	254.74	335.76	415.97	495.54	528.07	377.85	287.44	228.10	186.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
23	4.22	10.17	19.79	47.68	67.67	92.76	136.90	180.45	266.32	351.02	434.88	518.07	564.48	403.91	307.26	243.83	199.57	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
24	4.40	10.61	20.65	49.76	70.61	96.79	142.85	188.29	277.89	366.29	453.79	540.59	601.69	430.53	327.52	259.91	188.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25	4.59	11.06	21.51	51.83	73.55	100.83	148.81	196.14	289.47	381.55	472.70	563.12	639.68	457.72	348.20	276.32	73.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	4.77	11.50	22.37	53.90	76.50	104.86	154.76	203.98	301.05	396.81	491.61	585.64	678.45	485.46	369.30	293.06	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Type A: Manual or Drip Lubrication
 Type B: Bath or Disc Lubrication
 Type C: Oil Stream Lubrication

ANEXO 03: Antecedentes Teóricos de Transmisión De Potencia A Través De Ejes

APPENDIX A THEORETICAL BACKGROUND

(This Appendix is not part of ANSI/ASME B106.1M-1985, and is included for information purposes only.)

A1 INTRODUCTION

The judicious use of power transmission shafting is important, not only from a machine reliability standpoint, but also in light of cost and energy conservation. Although the prime design consideration is whether the shaft will provide adequate service life (that is, whether it will resist failure), it is seldom the only design consideration. The shaft must also be stiff enough between supports to limit deflections of key power transfer elements and stiff enough to avoid vibrational excitation. However, working knowledge in these other areas is more complete in comparison to the limited knowledge of fatigue behavior of materials in shafting applications.

Applying experimental fatigue data to shafting design is certainly not a new approach. However, rarely does the shaft designer have the appropriate fatigue data at hand to match the application. Although running screening tests on prototype parts is the most prudent approach, few organizations can afford the cost and time of long-term endurance testing. Usually, the designer can consult design references containing shafting design formulas that give acceptable designs for most applications. However, different formulas are sometimes inconsistent. There is often confusion as to which fatigue factors to use and what relative importance to place upon them.

A2 FATIGUE FAILURE

A ductile machine element subjected to repeated fluctuating stresses above its endurance strength but below its yield strength will eventually fail from fatigue. The insidious nature of fatigue is such that it occurs without visual warning at operating stresses below plastic deformation. Shafts sized to avoid fatigue will usually be strong enough to avoid elastic failure, unless severe transient or shock overloads occur.

Failure from fatigue is statistical in nature, in that only the likelihood of failure based on a large population of specimens can be precisely predicted, rather than the fa-

tigue life of any particular specimen [22-25]. For a group of specimens or parts made to the same specification, the key fatigue variables are the effective operating stress, the number of stress cycles, and the volume of material under stress. Since the effective stresses are usually highest at points along the surface where discontinuities occur, such as keyways, splines, and fillets, these points are those from which fatigue cracks are most likely to emanate. However, each volume of material under stress carries with it a finite probability of failure. The product of these element probabilities (the "weakest link" criterion) gives the likelihood of failure for the entire part of a given number of loading cycles. This is one of the underlying reasons why larger shafts generally have shorter fatigue lives than smaller shafts under identical stress levels.

At present, there is no unified statistical failure theory to predict shafting fatigue. However, reasonably accurate life estimates can be derived from general design equations coupled with bench-type fatigue data and material static properties. Bending fatigue test data are usually obtained from a flexure or rotating beam tester under the conditions of reversed bending. The data generated from these machines are commonly plotted in the form of stress-life (S-N) diagrams. On these diagrams the bending stress at which the specimens did not fail after at least 10^6 cycles for steel is commonly referred to as the fatigue limit. Due to test data scatter, the fatigue limit values determined from S-N diagrams usually represent some mean value and must be statistically corrected for higher reliability levels, as will be discussed later. It is customary to consider that design stresses less than the fatigue limit will produce an "infinite" life design. This can be misleading, since no part can have a 100% probability of surviving an infinite number of stress cycles.

A3 FATIGUE UNDER COMBINED STRESSES

For applications where a simple fluctuating stress of the same kind is acting (for example, a steady bending stress superimposed on a reversed-bending stress), a modi-

fied Goodman failure line connecting the fatigue strength with the static strength provides an acceptable design [25]. However, most power transmission shafting is subjected to a combination of reversed-bending stress (a rotating shaft with constant moment loading) and steady, or nearly steady, torsional stress. Although a large body of test data has been generated for simple stress conditions such as pure tensile, flexural, or torsional stress, little information has been published for combined bending and torsion stress conditions [26]. However, some cyclic-bending and static-torsional fatigue test data were reported by Kececioglu and Lalli [27], and Davies [28]. The endurance limit characteristics of notched UNS G-43400 steel specimens were determined for theoretical bending stress concentration factors of 1.42 and 2.34 [27].

Fatigue testing for 3% nickel and nickel-chromium steel specimens was conducted under the same stress combination in a modified Wohler machine [28]. The results of both these experiments appear in Fig. A1, where the reversed-bending fatigue limit S_b is shown to decrease with an increase in static shear stress S_s . Considering that either fatigue fracture or torsional yielding represents failure, the following elliptical relation reasoning fits the data [29].

$$\left(\frac{S_b}{S_{re}}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{sy}}\right)^2 = 1 \quad (A-1)$$

where

S_f^* = reversed-bending fatigue limit of the test specimen under bending only

S_{sy} = torsional yield strength

The failure relation of Eq. (A-1) is similar to that observed by Gough and Pollard [30] for rotating beam specimens loaded under reversed bending in phase with reversed torsion as shown in Fig. A2. These data, together with those shown in Fig. A1, are in reasonable agreement with the distortion energy or von Mises-Hencky failure criterion. This theory predicts static elastic failure when the distortional energy under combined stresses equals or exceeds that in simple tension or bending. There is a great deal of experimental evidence which indicates that of all the failure theories, the distortion-energy theory predicts most accurately the yielding of ductile materials under static loading. However, it is not clear why the distortion energy theory also seems to hold for some fatigue failures as well.

The distortion-energy elliptical failure relation is not the only one to be proposed for combined cyclic-bending and static-torsion loading. The tests performed by Ono [31], and Lea and Bogden [32] suggest that the bending

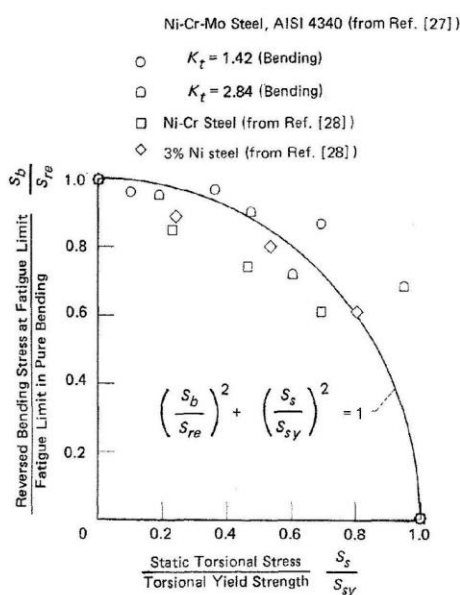


FIG. A1 COMBINED STRESS FATIGUE TEST DATA FOR REVERSED BENDING IN COMBINATION WITH STATIC TORSION [29]

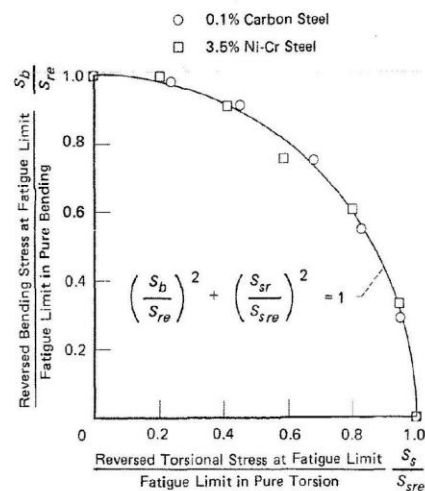


FIG. A2 COMBINED STRESS FATIGUE TEST DATA FOR REVERSED BENDING IN COMBINATION WITH REVERSED TORSION [30]

ANEXO 03: Antecedentes Teóricos de Transmisión De Potencia A Través De Ejes

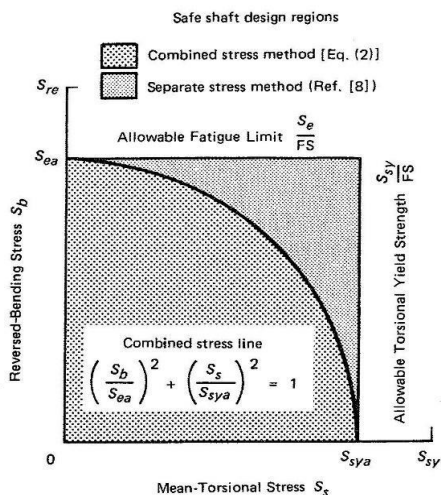


FIG. A3 COMPARISON OF COMBINED STRESS AND SEPARATE STRESS DESIGN METHODS

fatigue strength of steel is unaffected by the presence of a static-torsional stress, even above the torsional yield strength. On the basis, in part, of this test information, Wellauer [33] recommends that the allowable bending fatigue strength and the allowable static-torsional stress for gear drive shafts be calculated separately. A comparison between separate stress and combined stress shaft methods is illustrated in Fig. A3. From a reliability standpoint, the combined stress relation of Eq. (A-1) produces a slightly more conservative design. However, the differences are not great. For most designs, the difference in shaft diameters will be less than 15% when equal allowable stresses are used.

A4 DEVELOPMENT OF FORMULAS

The following shaft design formulas are applicable to rotating solid shafts under the most common variety of loading conditions, namely fully reversed bending in combination with static torsion, less than torsional yield, with negligible axial loading.

For design purposes, a factor of safety FS can be incorporated into the failure relation of Eq. (A-1). The fol-

lowing equation can be written

$$(S_b/S_{fa})^2 + (S_s/S_{sya})^2 = 1 \tag{A-2}$$

where

S_{fa} = allowable shaft endurance limit = S_f/FS

S_{sya} = allowable shaft torsional yield strength = S_{sy}/FS

Therefore,

$$(S_b FS/S_f)^2 + (S_s FS/S_{sy})^2 = 1 \tag{A-3}$$

For most steels, the torsional yield strength is related to the tensile yield strength by

$$S_{sy} = S_y/\sqrt{3} \tag{A-4}$$

and the reversed-bending stress equals

$$S_b = 32M/\pi d^3 \tag{A-5}$$

and the steady-torsional stress can be found from

$$S_s = 16T/\pi d^3 \tag{A-6}$$

Substituting Eqs. (A-4), (A-5), and (A-6) into (A-3) gives

$$\left[\frac{(32M)}{\pi d^3} \left(\frac{FS}{S_f}\right)\right]^2 + \left[\frac{(16T)}{\pi d^3} \left(\frac{FS \sqrt{3}}{S_y}\right)\right]^2 = 1$$

$$\left(\frac{32FS}{\pi d^3}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \left(\frac{T \sqrt{3}}{2S_y}\right)^2\right] = 1$$

$$\left(\frac{32FS}{\pi d^3}\right) \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = 1$$

or

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

A5 LIMITED LIFE AND VARIABLE AMPLITUDE LOADING DESIGNS

Traditional shaft analysis generally considers that the nominal loads acting on the shaft are essentially of constant amplitude and that the shaft life is to exceed 10^6 or 10^7 cycles. Sometimes shock or overload factors are

ANEXO 03: Antecedentes Teóricos de Transmisión De Potencia A Través De Ejes

applied. However, most shafts in service are generally exposed to a spectrum of service loads. Occasionally, shafts are designed for lives that are less than 10^6 cycles for purposes of economy. Both of these requirements complicate the method of analysis and increase the uncertainty of the prediction. Under these conditions, prototype component fatigue testing under simulated loading becomes even more important.

Short Life Design. Local yielding of notches, fillets, and other points of stress concentration are to be expected for shafts designed for short service lives, less than about 1000 cycles. Since fatigue cracks inevitably originate at these discontinuities, the plastic fatigue behavior of the material dictates its service life. Most materials have been observed to either cyclically harden or soften, depending upon their initial states, when subjected to cyclic plastic strain. Therefore, the cyclic fatigue properties of the material, which can be significantly different from its static or monotonic strength properties, need to be considered in the analysis. For short, low cycle life designs, the plastic notch strain analysis, discussed in detail in [17, 34, 35] is considered to be the most accurate design approach. This method, used widely in the automotive industry, predicts the time at which crack formation occurs based on an experimentally determined relationship between local plastic and elastic strain and the number of reversals to failure.

Intermediate and Long Life Designs. For intermediate and long life designs both total strain-life and nominal stress-life (S-N curve) methods have been successfully applied, [16, 17, 35]. Although both methods provide reasonable fatigue life predictions, the nominal stress-life method is more commonly applied for shaft design.

The reversed-bending fatigue limit S_f of the shaft to be designed is different from the endurance limit of rotating beam specimens S_f^* normally listed in design tables. A number of factors which can affect the endurance of the material in actual service have been identified. Modifying factors should be applied to the uncorrected

endurance limit of the test specimens to determine S_f [19]. These are:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g S_f^*$$

Values for these modifying factors are discussed in Section 4.

The key to accurate fatigue life prediction is obtaining a good definition of stress-life, S-N, characteristics of the shaft material. Mean bending and/or torsional stress effects should be taken into account if present. Furthermore, a good definition of the loading history is also required. Even when these requirements are met, the accuracy of the prediction is approximate with today's state of knowledge. As an example, an extensive cumulative fatigue damage test program was conducted by the SAE to assess the validity of various fatigue life prediction methods [17]. Numerous simple geometry, notched steel plate specimens were fatigue tested in uniaxial tension. Tests were conducted under constant amplitude loading and also under a variable amplitude loading that closely simulated the service loading history. The test specimens' material fatigue properties and the actual force-time history were very well defined. Under these well-controlled conditions, predicted mean life from the best available method was within a factor of 3 ($1/3$ to 3 times) of the true experimental value for about 80% of the test specimens while some of the other methods were considerably less accurate [17]. Under less ideal conditions, such as when the loading history and material properties are not as well known or when a multiaxial stress state is imposed, a predictive accuracy within a factor of 10 of the true fatigue life would not be unacceptable with today's state of knowledge.

In view of these considerations, variable amplitude and limited life designs have not been formally addressed in this Standard. However, references [2, 5, 13, 14, 16, 17, 34, 35] can be consulted for further guidance.

ANEXO 04: Propiedades Mecánicas Representativas Para Ejes De Acero

APPENDIX B MATERIALS AND PROPERTIES

(This Appendix is not part of ANSI/ASME B106.1M-1985, and is included for information purposes only.)

B1 INTRODUCTION

To use the shaft design formulas in Section 3, it is necessary to have accurate values for the reversed-bending fatigue limit S_f^* and yield strength S_y of the shaft material.

If the reversed-bending fatigue limit S_f^* can be obtained by testing for a particular steel, that value should be used. If laboratory values or published data are not available, the approximation, $S_f^* = 0.5$ (tabulated ultimate tensile strength), should provide reasonable accuracy.

For tensile strength over 200,000 psi (1380 MPa), use

$$S_f^* = 100,000 \text{ psi (690 MPa)}$$

The tensile and yield strength properties of the shaft material may be obtained through testing or from the steel supplier. If data are not available from these sources,

Table B1 may provide some guidance. It contains representative data from several sources on mechanical properties of steels in various conditions of processing and thermal treatment. The table values shown are not specifications and, therefore, should not be interpreted as guaranteed, absolute, or implied values. They are intended only as a guide to the selection of a material. Note that the table is accompanied by descriptive information regarding the condition of the steel to which the data apply [7, 36-39]. Many variables affect the properties of steel; therefore, a given material should not be specified without first establishing with the steel producer the certainty of his furnishing the desired mechanical property requirements for the grade of steel under consideration. When minimum mechanical properties are required, they should be specified when the steel is ordered. Ordering a specific grade and/or thermal treatment does not guarantee specific mechanical properties.

ANEXO 05: Tamaño De Reductor Y Capacidad Térmica Del Reductor Según Catalogo

Paramax

PARAMAX® 9000

SELECTION Parallel Shaft Triple Reduction Nominal Reduction Ratio 28 ▶ 35.5

MECHANICAL POWER RATING (kW)

Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed r/min	L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
28	Exact Reduction Ratio		26.565	27.764	27.350	27.481	28.269	28.761	29.227	27.426	28.995	27.231	28.105	27.880	26.961	26.838	27.992
	1800	64	17.4	28.0	44	58	65	84	97	132	154	209	249	329	395	502	558
	1500	54	14.5	23.4	37	48	54	70	81	111	129	175	208	275	330	420	467
	1200	43	11.7	18.8	29.7	39	43	56	65	89	103	140	167	221	265	337	375
	1000	36	9.7	15.7	24.8	32	36	47	54	74	86	117	140	185	222	282	314
	900	32	8.8	14.1	22.3	29.5	32	42	49	67	78	106	126	167	200	254	283
750	27	7.3	11.8	18.6	24.6	27	35	41	56	65	88	105	139	167	212	236	
31.5	Exact Reduction Ratio		31.401	31.905	32.876	31.625	31.213	31.498	30.855	31.992	29.905	31.202	31.500	31.056	31.601	29.792	31.855
	1800	57	16.9	26.1	38	51	63	81	98	126	163	208	239	315	355	481	511
	1500	48	14.1	21.8	31	42	52	68	82	105	136	174	200	264	297	402	427
	1200	38	11.3	17.4	25.5	34	42	54	66	84	109	140	160	212	238	323	343
	1000	32	9.4	14.5	21.3	28.8	35	45	55	71	91	117	134	177	199	270	287
	900	29	8.5	13.1	19.2	25.9	31	40	49	64	82	105	121	159	179	244	259
750	24	7.1	10.9	16.0	21.7	26.6	34	41	53	69	88	101	133	150	203	216	
35.5	Exact Reduction Ratio		36.321	36.406	35.438	34.383	35.617	35.833	35.127	35.942	34.848	35.686	35.294	34.850	34.854	32.712	34.652
	1800	51	13.7	21.4	34	46	51	68	81	101	128	160	199	265	307	413	453
	1500	42	11.5	17.9	28.6	39	43	57	68	85	107	134	167	221	257	346	379
	1200	34	9.2	14.4	23.0	31	34	45	54	68	86	107	134	178	206	278	304
	1000	28	7.7	12.0	19.2	26.2	29.0	38	45	57	72	90	112	148	172	232	254
	900	25	6.9	10.8	17.3	23.6	26.1	34	41	51	65	81	101	134	155	209	229
750	21	5.8	9.0	14.4	19.7	21.8	28.8	34	43	54	67	84	112	130	175	191	
Dimension Tables	Horizontal		B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-142	B-144	B-144	B-144	B-144	B-144	B-144	B-146
	Vertical		B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-168	B-170	B-170	B-170	B-170	B-170	B-170	B-172
	Upright		B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-184	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186	B-186

THERMAL POWER RATING (kW)

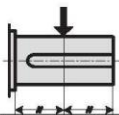
Speed Reducer	Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed r/min	Number of Cooling Fans	Size of Reducer															
				9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	
Dimension Selection Tables	Triple Reduction Horizontal Type	28	-	21	32	39	49	58	70	74	92	104	124	140	171	177	218	230	
			1800	1	60	84	72	104	142	172	179	222	203	243	258	295	422	586	545
			1500	1	51	72	62	91	122	150	156	194	178	215	226	260	372	521	484
		35.5	1200	1	19	30	36	46	53	66	69	87	98	119	133	165	171	214	225
			1000	1	18	28	34	44	51	64	66	84	94	115	128	161	166	208	219
			900	1	18	27	33	43	49	62	64	82	92	113	125	157	162	205	215
	Triple Reduction Vertical Type	28	1200	1	33	48	41	61	81	102	104	132	121	148	155	181	259	369	341
			1000	1	17	26	31	41	46	59	61	78	87	108	119	151	156	197	206
			900	1	28	41	35	52	69	88	90	115	104	129	135	158	226	323	298
		35.5	1800	-	21	31	37	47	55	68	70	87	98	117	132	161	165	201	211
			1500	-	20	30	36	46	54	67	69	86	97	117	131	162	167	205	217
			1200	-	19	29	35	45	52	65	67	84	95	115	129	160	165	205	216
Triple Reduction Upright Type	28	1000	-	18	27	33	43	50	62	65	82	92	112	125	156	161	202	212	
		900	-	17	27	32	42	48	61	63	80	90	110	122	153	158	199	209	
		750	-	16	25	30	40	46	58	60	76	86	106	117	148	152	193	202	
	35.5	1800	1	21	32	39	49	65	70	74	91	104	124	140	170	177	216	216	
		1500	1	60	84	72	104	158	172	179	220	203	243	258	292	422	582	582	
		1200	1	51	72	62	90	136	150	156	193	178	215	226	258	372	518	518	
28	1000	1	19	30	36	46	59	66	69	86	98	119	133	165	171	213	213		
	900	1	18	28	34	44	56	64	66	83	94	115	128	160	166	208	208		
	750	1	36	51	44	65	97	110	112	141	129	158	166	193	277	391	391		
35.5	1000	1	18	27	33	43	55	62	64	81	92	113	125	157	162	204	204		
	900	1	33	48	41	61	90	102	104	132	121	148	155	181	259	368	368		
	750	1	17	26	31	41	51	59	61	77	87	108	119	151	156	197	197		
			28	41	35	52	77	88	90	114	104	129	135	158	226	323	323		

ANEXO 06: Carga En Voladizo (OHL) Según Catalogo Paramax

PARAMAX® 9000

SELECTION Allowable Radial and Axial Loads on Slow Speed Parallel shaft

Allowable Radial Load (kN)



Sheet 1

Applicable to configurations: RL, LR, BL

L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer																	
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100	
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	
Standard bearing model	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
Heavy duty bearing model	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	

Sheet 2

Applicable to configurations: RR, LL, BR

L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer																	
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100	
250	8.3	15.2	9.8	21.6	19.1	21.6	22.6	31.4	16.7	28.4	17.2	44.0	44.0	58.4	58.4	97.6	80.4	
160	9.8	17.7	12.3	23.1	20.6	23.1	24.0	31.4	18.1	27.0	17.7	55.5	55.5	64.3	64.3	103.0	96.1	
Standard bearing model	100	11.8	17.7	16.7	29.4	26.0	27.5	28.4	35.3	22.1	30.4	25.5	63.5	63.5	74.6	74.6	110.9	105.9
	63	11.8	17.7	21.6	35.3	32.9	35.3	37.3	42.7	33.4	38.3	33.8	95.0	95.0	104.5	104.5	148.1	153.5
	40	11.8	17.7	26.5	35.3	41.7	43.7	48.6	55.4	45.1	51.5	47.6	129.0	129.0	146.7	146.7	172.2	203.6
	≤ 25	11.8	17.7	26.5	35.3	42.2	49.1	54.9	67.7	60.8	68.7	67.7	167.0	167.0	171.2	171.2	171.2	215.3
Heavy duty bearing model	250								46.1	74.6	40.2	90.0	90.0	114.8	114.8	156.0	150.6	
	160								52.0	72.1	45.6	103.5	103.5	125.1	125.1	164.8	170.7	
	100								60.3	79.0	59.4	116.0	116.0	140.8	140.8	176.1	187.4	
	63								81.4	96.6	80.0	152.5	152.5	174.1	174.1	186.9	218.8	
	40								81.4	98.1	108.9	192.0	192.0	191.8	191.8	193.7	241.8	
	≤ 25								81.4	98.1	117.7	180.5	180.5	171.2	171.2	171.2	214.8	

Speed Reducer
Selection Tables
Dimension Tables

Allowable Axial Load (kN)



L.Speed Shaft Speed r/min	Size of Reducer																
	9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100
250	9.3	11.4	14.7	23.1	26.5	31.4	32.9	31.9	27.0	43.2	28.0	28.0	23.5	23.5	31.4	52.0	45.1
160	9.3	11.4	18.1	23.1	28.4	31.4	33.4	31.9	28.9	43.2	28.4	28.4	27.5	27.5	34.3	53.0	53.0
Standard bearing model	100	9.3	11.4	24.5	23.1	32.9	31.4	37.3	31.9	34.3	43.2	39.7	39.7	32.9	32.9	43.2	58.4
	63	9.3	11.4	26.5	23.1	32.9	31.4	37.3	31.9	49.1	43.2	52.5	52.5	45.6	45.6	54.0	59.8
	40	9.3	11.4	26.5	23.1	32.9	31.4	37.3	31.9	49.1	43.2	61.4	61.4	63.3	60.3	59.8	83.4
	≤ 25	9.3	11.4	26.5	23.1	32.9	31.4	37.3	31.9	49.1	43.2	61.4	61.4	67.7	60.3	59.8	83.4
Heavy duty bearing model	250								23.1	34.8	18.6	18.6	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4
	160								25.0	33.4	21.1	21.1	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4
	100								29.4	36.8	27.5	27.5	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4
	63								39.2	43.2	36.3	36.3	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4
	40								39.2	43.2	49.1	49.1	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4
	≤ 25								39.2	43.2	56.9	56.9	56.9	56.9	59.8	59.8	83.4

ANEXO 07: Tabla De Selección De Acoplamiento Rotofluid Por Frame De Motor

Electico



TABELLA DI SELEZIONE GIUNTI ROTOFIUID PER MOTORI ELETTRICI UNEL MEC A 50HzE60Hz

Foglio 10-002B IT
Date 07-2021

MOTORI ELETTRICI UNIFICATI		N° giri motore 50 Hz											
		8 poli 750 Giri/1'			6 poli 1000 Giri/1'			4 poli 1500 Giri/1'			2 poli 3000 Giri/1'		
TIPO	Ø Albero	KW	HP	Giunto	KW	HP	Giunto	KW	HP	Giunto	KW	HP	Giunto
71	14	-	-	-	0,25	0,33	10	0,25	0,33	10	0,37	0,5	10
								0,37	0,5		0,55	0,75	
80	19	-	-	-	0,37	0,5	20	0,55	0,75	20	0,75	1	20
					0,55	0,75		0,75	1		1,1	1,5	
90S	24	-	-	-	0,75	1	20	1,1	1,5	20	1,5	2	20
90L	24	0,55	0,75	20	1,1	1,5	20	1,5	2	20	2,2	3	20
100L	28	1,1	1,5	30	1,5	2	30	2,2	3	30	3	4	30
112M	28	1,5	2	30P	2,2	3	30P	3	4	30P	4	5,5	30P
								4	5,5		5,5	7,5	
132	38	-	-	30P	3	4	30P	5,5	7,5	30P	5,5	7,5	30P
132M	38	3	4	40P	4	5,5	40P	7,5	10	40P	-	-	40P
					5,5	7,5		11	15		11	15	
160M	42	4	5,5	50	7,5	10	40P	11	15	30P	15	20	30P
160L	42	7,5	10	55	11	15	50	15	20	40P	18,5	25	30P
180M	48	-	-		-	-		18,5	25		22	30	
180L	48	11	15	60	15	20	55	22	30	50	-	-	30P
200L	55	15	20		18,5	25		30	40		30	40	
225S	60	18,5	25	65	-	-	60	37	50	55	-	-	40P
225M	55 60	- 22	- 30		30	40		45	60		45	60	
250M	60 65	- 30	- 40	70P	37	50	65	55	75	60	75	100	50
280S	65 75	- 37	- 50		45	60		75	100		75	100	
280M	65 75	- 45	- 60	75P	55	75	70P	90	125	65	90	125	55
315S	65 80	- 55	- 75		75	100		110	150		110	150	
315M	65	-	-	80P	-	-	75P	-	-	70P	160	220	75P
		75	100		90	125		132	180		-	-	
		90	125		110	150		132	180		200	270	
355S	80	-	-	85P	-	-	80P	-	-	75P	-	-	80P
	100	132	180		160	220		250	340		-	-	
355M	80	-	-	85P	-	-	85P	-	-	75P	-	-	80P
	100	160	220		200	270		315	430		-	-	

N° giri motore 60 Hz					
6 poli 1200 Giri/1'			4 poli 1800 Giri/1'		
KW	HP	Giunto	KW	HP	Giunto
0,25	0,33	10	0,25	0,35	10
0,37	0,5		0,37	0,5	
0,37	0,5	10	0,55	0,75	10
0,55	0,75		0,75	1	
0,75	1	20	1,1	1,5	20
1,1	1,5		1,5	2	
1,5	2	20	1,5	2	20
2,2	3		2,2	3	
3	4	30	3	4	30
4	5,5		4	5,5	
5,5	7,5	30P	5,5	7,5	30P
7,5	10		7,5	10	
7,5	10	30P	11	15	30P
11	15		15	20	
-	-	40P	18,5	25	40P
15	20		22	30	
18,5	25	50	30	40	50
22	30		37	50	
-	-	55	37	50	55
30	40		45	60	
37	50	60	55	75	60
45	60		75	100	
55	75	65	90	125	65
75	100		110	150	
-	-	70P	-	-	70P
90	125		132	180	
110	150	75P	160	220	75P
132	180		200	270	
-	-	75P	-	-	75P
160	220		250	340	
-	-	80P	-	-	80P
200	270		315	430	
250	340	80P	315	430	75P

MOTORI ELETTRICI NON UNIFICATI Per potenze max. trasmissibili	330	450	90P	370	500	85P	510	700	80P
	600	800	95P	600	800	90P	810	1100	85P
	800	1100	120P	1000	1360	95P	1300	1740	90P
	1000	1360	125P	2000	2720	120P	2300	3100	95P
				3300	4500	125P	3850	5250	120P

310	420	80P	440	600	75P
440	600	85P	700	950	80P
800	1100	90P	1000	1360	85P
1380	1880	95P			
2580	3500	120P			
4200	5710	125P			

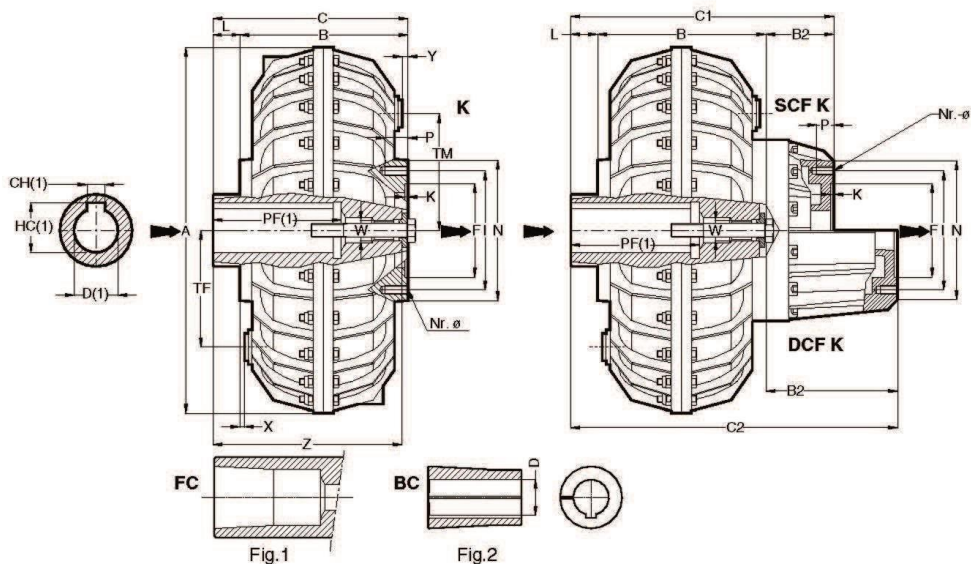
• Giunti a 3000 giri fornibili in esecuzione speciale.

ANEXO 08: Dimensiones De Acoplamiento Rotofluid



**GIUNTO ROTOFLUID ALFA
K, SCF K, DCF K
PER ALBERI METRICI**

Foglio
45-015E IT
Data
07-2021



NOTE: (1) per dimensioni foro e cave vedere foglio 10-019E / (2) le frecce ► indicano entrata e uscita del moto

ROTOFLUID GRANDEZZA	Dimensioni in mm															K			SCF K				DCF K					
	Foro D	A	B	K	I	L	N	Nr. ø	P	TF TM	W	X	Y	Z	Tipo	mm	kg*	Tipo	B2	C1	F ^{1/2}	Peso	Tipo	B2	C2	F ^{1/2}	Peso	
																C	F ^{1/2}	Peso										
10	19-24	193	88	4	60	10	75	6-M6	12	66	M10	0,5	0	94	K1	98	47	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	24-28	230	115		78	94	6-M8	-	80	M14	2	7	120	K1	125	62	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	□FC	290	150	4	100	12	114	8-M8	16	110	-	9	9	K2	162	72	13,2	K2	55	217	72	15,6	K2	95	257	72	16,2	
30P	□FC	327										21	K2				23,4					K2					24	
40P	□FC	338	183	4,5	125	15	145	8-M10	22	130	M24	29	16	194	K2	198	90	22	K2	58	256	25,7	K2	130	328	90	27,2	
50	□FC	430	154															140				25					165	150
55	□FC	430	196	4,5	140	15	165	8-M10	22	150	-	6	208,5	K2	211	110	40	K2	291	110	45,8	K2	366	110	48			
60	□FC	520	172														160				20					185	205	M30
65	□FC	75-80	220	4	160	20	185	8-M16	24	205	M30	6	240	K2	240	125	66	K2	330	125	74,4	K2	410	125	78			
70P	80-90 100	640	190														195				20					35	225	8-M16
•75P	80-90 100	640	245	4	195	20	35	8-M16	24	265	150	0	254 269	K2N K3N	265 280	110	117	K2N K3N	375 390	135	K2N K3N	490 505	225	150	147			
80P	Max.110 Max.125**	810	226														230									44 60	270	8-M18
•85P	Max.125 Max.130	810	300	5	20	120	160	8-M18	28	325	M36	0	334	K2N K3N	340	252	K2N K3N	458	280	K2N K3N	558	218	160	300				
90P	Max.130 Max.140** Max.160***	1000	344																						40	13 120 160	550	16-M20
95P	Max.130 Max.140** Max.160***	1000	466	5	13	120	160	16-M20	32	416	M36	0	420 520 560	K2 K3 K5	479 586 626	445	K2 K3 K5	599 706 746	445	K2 K3 K5	679 786 826	200	445	630				
120P	Max.190	1300	449																						7	310	7	570

* Peso con olio - ** Profondità foro PF=210 - *** Profondità foro PF=250

DIMENSIONI NON IMPEGNATIVE

• Forniti con CAMERA MAGGIORATA SCFM o DCFM
□ Giunti con foro FC sono forniti con bussola conica BC e tirante di testa (Fig. 1 e 2)
Per montaggio su alberi senza battuta contattare WESTCAR.

Esempio ordinazione giunto con bussola conica: ALFA 55 K2 FC + 55BC L15 D=60

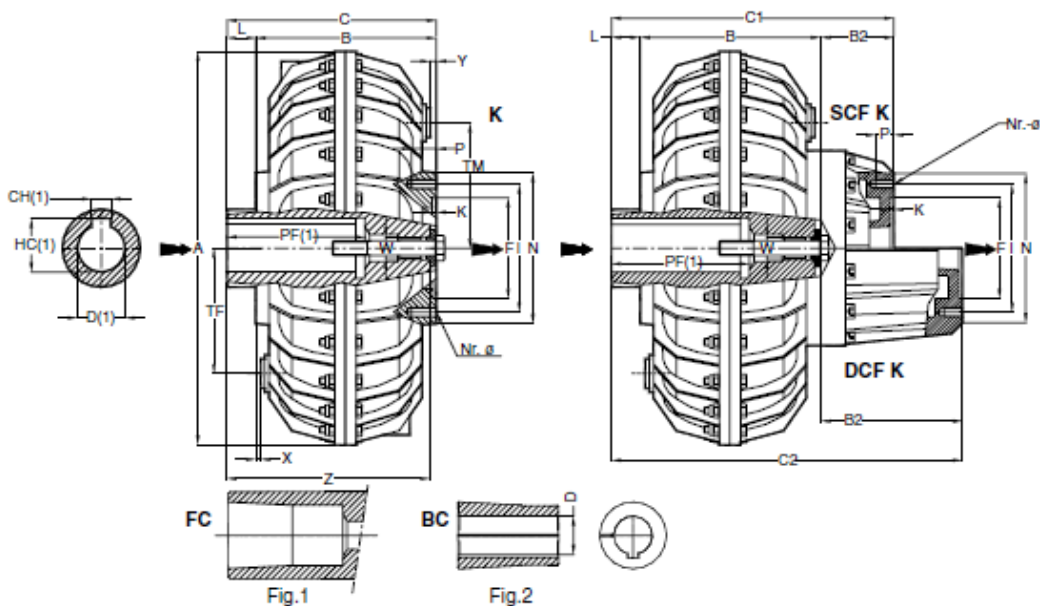
BUSSOLA CONICA BC CON TIRANTE							
GRANDEZZA GIUNTO	Tipo	Fori D Standard					Foro D Max
30/30P	3BC	38	42	48	-	-	48
40P	4BC	38	42	48	50	-	50
50 - 55	5BC	-	42	48	55	60	65
60 - 65	6BC	-	-	48	55	60	65

■ Bussole fornite senza cava per chiave



**GIUNTO ROTOFUID ALFA
K, SCF K, DCF K
PER ALBERI METRICI**

Foglio
45-015E IT
Data
07-2021



NOTE: (1) per dimensioni foro e cave vedere foglio 10-019E / (2) le frecce ► indicano entrata e uscita del moto

ROTEFLUID GRANDEZZA	Dimensioni in mm													K			SCF K				DCF K									
	Foro D	A	B	K	I	L	N	Nr.-a	P	TF TM	W	X	Y	Z	Tipo	c	F''	Poso	Tipo	B2	C1	F''	Poso	Tipo	B2	C2	F''	Poso		
														mm	kg'		mm	kg'		mm	kg'		mm	kg'		mm	kg'		mm	kg'
10	19-24	193	88		60		75	6-M6	12	66	M10	0,5	0	94	K1	98	47	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	24-28	230	115		78	10	94	6-M8		80	M14	2	7	120	K1	125	62	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	□FC	290		4	100	12	114	8-M8	16	110		9	9	157,5	K2	162	72	13,2	K2	55	217	72	15,6	K2	95	257	72	16,2		
30P	□FC	327	150												21	K2	23,4	K2	29	16	194	K2	198	90	22	K2	58	256	90	25,7
40P	□FC	338	183		125	15	145			130	M24	6	6		K2	179	30	259	90	35,8	K2	130	328	90	27,2					
50	□FC	354	154		140	25	165			150		6	6	208,5	K2	211	40	110	80	291	110	45,8	K2	155	366	110	48			
55	□FC	430	196		140	15	165	8-M10	22	150		6	6	208,5	K2	211	40	110	80	291	110	45,8	K2	155	366	110	48			
60	□FC 75		172	4,5	160	20	185		205	M30		6	6	20	192	K2	192	46	K2	90	282	125	54,4	K2	170	362	125	58		
65	□FC 75-80	520	220											66	K2	330	125	74,4	K2	170	410	125	78							
70P	80-90 100	640	190	4	195	20	225	8-M16	24	265		15	234 274	K2N K3N	240 280	86	K2N K3N	350 390	110	99	K2N K3N	465 505	150	225	490 505	150	106			
*75P	80-90 100	245	20 35											0	254 269	K2N K3N	265 280	117	K2N K3N	375 390	135	K2N K3N	490 505	147						
80P	Max.110 Max.125**	810	226	5	230	40	270	8-M18	28	325		15	264 280	K2N K3N	270 286	180	K2N K3N	388 404	118	196	K2N K3N	488 504	160	218	488 504	160	208			
*85P	Max.125 Max.130	300	40											0	334	K2N K3N	340	252	K2N K3N	458	280	K2N K3N	558	300						
90P	Max.130 Max.140** Max.160***	1000	344	5	506	13 120 160	550	16-M20	32	416		35	343 443 483	K2 K3 K5	364 464 504	350 390 410	K2 K3 K5	424 524 564	445	302 342 362	K2 K3 K5	504 604 644	445	200	604 644	445	317 357 377			
95P	Max.130 Max.140** Max.160***	466												420 520 560	K2 K3 K5	479 586 626	505 555 575	K2 K3 K5	589 706 746	445	545 595 615	K2 K3 K5	679 786 826	560 610 630						
120P	Max.190	1300	449	7	310	7	570		36	430		30	419	K2	456	220	1800	-	-	-	220	-	-	-	-	220	-			

* Peso con olio - ** Profondità foro PF-210 - *** Profondità foro PF-250

DIMENSIONI NON IMPEGNATIVE

* Forniti con CAMERA MAGGIORATA SCFM o DCFM

□ Giunti con foro FC sono forniti con bussola conica BC e tirante di testa (Fig. 1 e 2)
Per montaggio su alberi senza battuta contattare WESTCAR.

BUSSOLA CONICA BC CON TIRANTE									
GRANDEZZA GIUNTO	Tipo	Fori D Standard						Foro D Max	
30/30P	3BC	38	42	48	-	-	-	48	
40P	4BC	38	42	48	50	-	-	50	
50 - 55	5BC	-	42	48	55	60	65	65	
60 - 65	6BC	-	-	48	55	60	65	70	

Esempio ordinazione giunto con bussola conica: ALFA 55 K2 FC + 55BC L15 D-60

■ Bussole fornite senza cava per chiavetta

ANEXO 09: Identificación de Aceros BOHLER



IDENTIFICACION DE ACEROS POR COLORES

Azul - Amarillo - Azul		S 600 SUPER RAPID	ACERO RÁPIDO FRESAS MACHOS
Amarillo - Rojo		W 302 US ULTRA	TRABAJO EN CALIENTE EXTRUSION
Naranja - Plateado		W 320 WWD	TRABAJO EN CALIENTE FORJA
Amarillo - Blanco		K 100 ESPECIAL K	TRABAJO EN FRIO MANTENES
Amarillo - Rojo - Blanco		K 110 ESPECIAL KMV	TRABAJO EN FRIO MANTENES
Rojo - Azul		K 460 AMUTT 5	TRABAJO EN FRIO MANTENES
Amarillo - Lila		K 340 IMPACT EXTRA	TRABAJO EN FRIO IMPACTO
Lila - Blanco		K 455 MY EXTRA	IMPACTO CUNDOS
Verde - Azul - Rojo		SPARMOLD	MOLES PLASTICOS POLIPROPIENO, ETC.
Verde - Rojo - Lila		M 303 MOLDINOX SUPREM	MOLES PLASTICOS PVC
Azul		ECN	CEMENTACION C-MN
Blanco		TRANSMISION	CEMENTACION BAJO CARBONO
Verde		VCN	BONIFICADO ATA TOMSON



IDENTIFICACION DE ACEROS POR COLORES

Verde - Blanco		VCL	BONIFICADO ALTA TRACCION
Rojo - Blanco - Rojo		H	MEDIANO CARBONO
Azul		BP 280 BARBA PERFORADA	CEMENTACION 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 KM8	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 FF8	ANTITHERMO REFRACTARIO
Verde - Amarillo - Azul		CHRONIT T1-400	REVENIDO PORTA-MANRICES
Amarillo - Rojo - Verde		CHRONIT T1-500	REVENIDO

ANEXO 10 Propiedades Mecánicas DE Acero 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

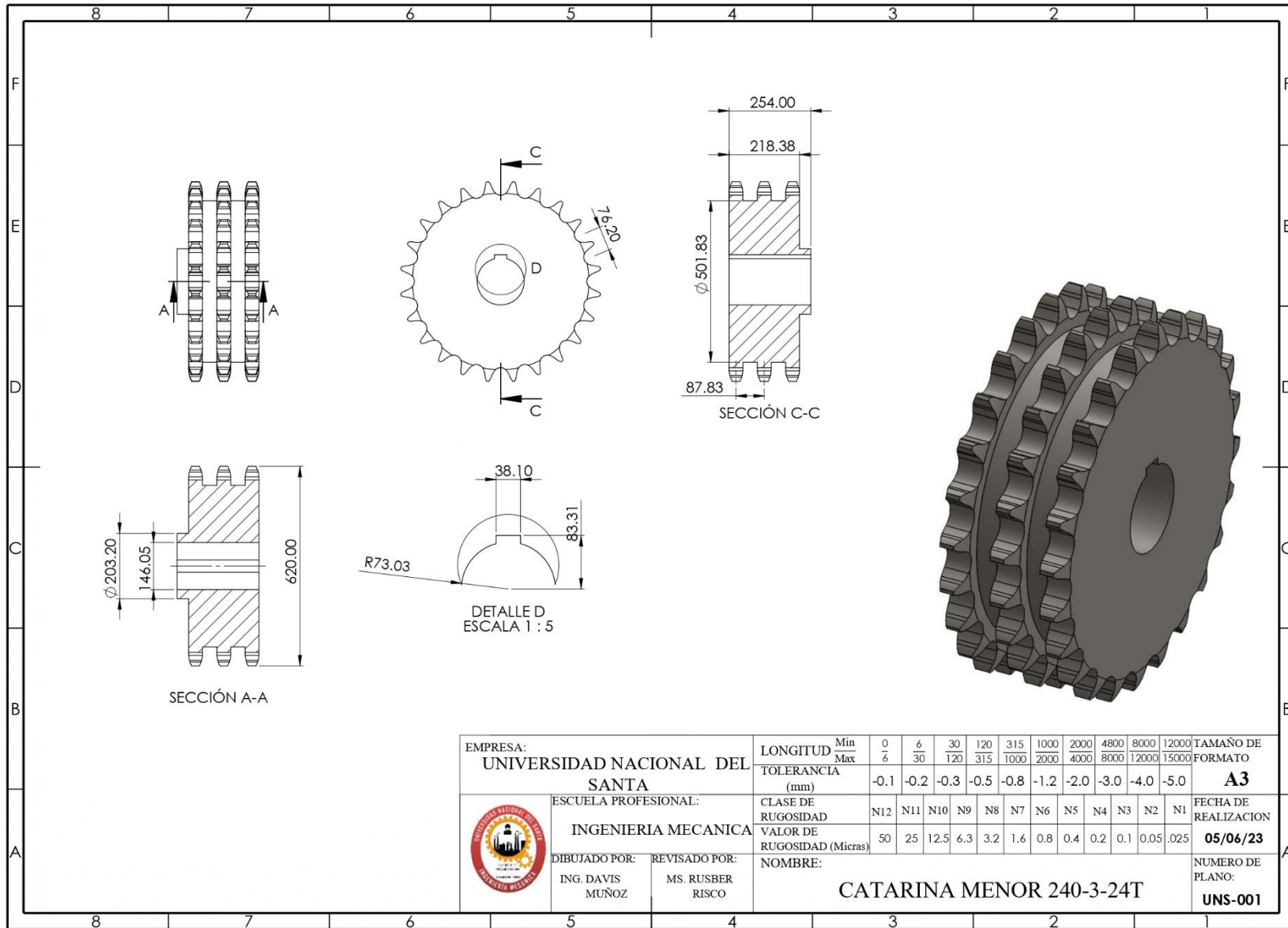
Forjado: 1050 - 850 °C
 Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
 Temple: al aceite 830 - 860 °C
 Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
 Revenido: 540 - 680 °C
 Normalizado: 850 - 880 °C
 Nitrurar: 580 °C



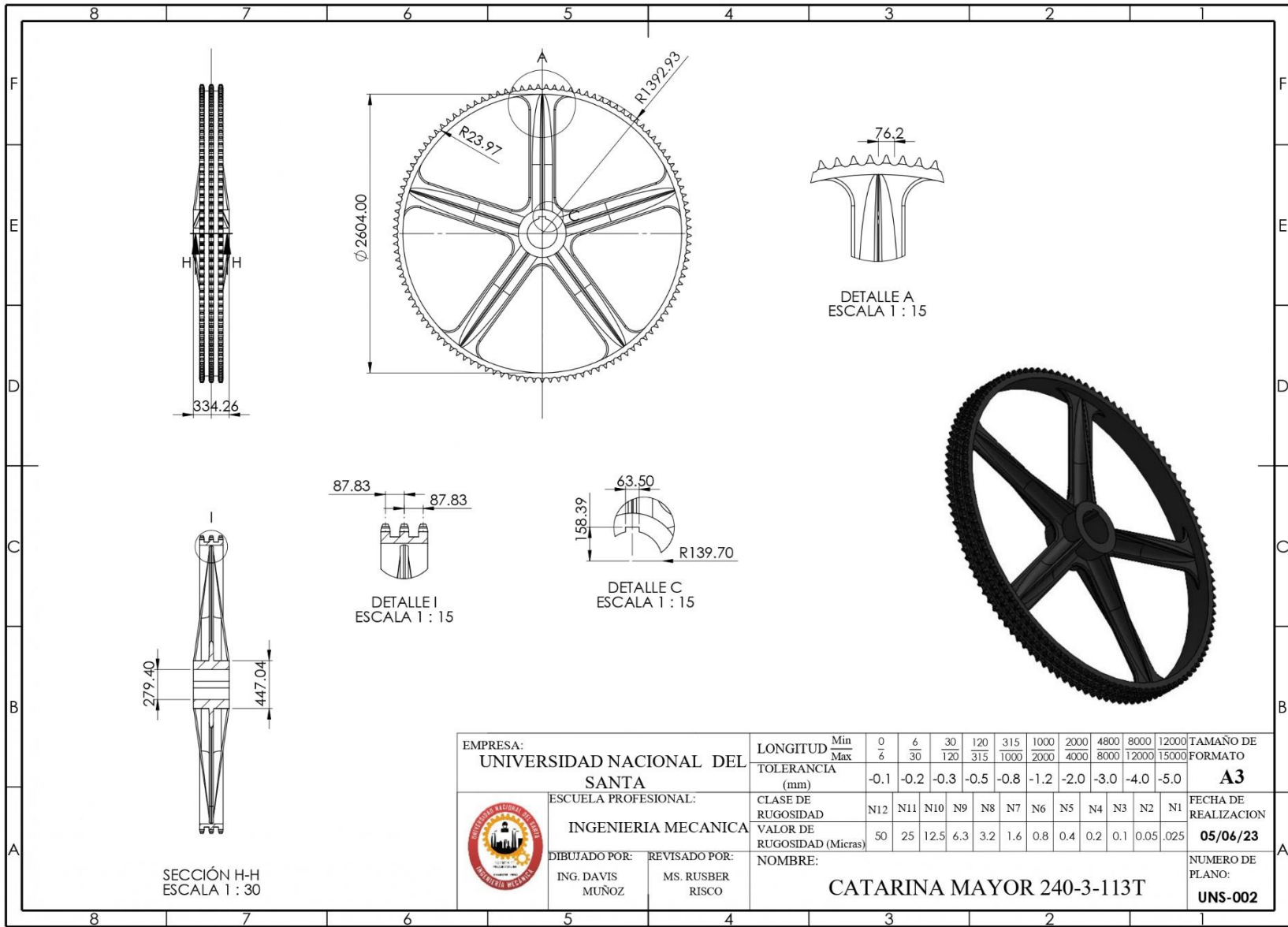
Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resistencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	40	980	1180 - 1380	9	40	41
		16	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 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

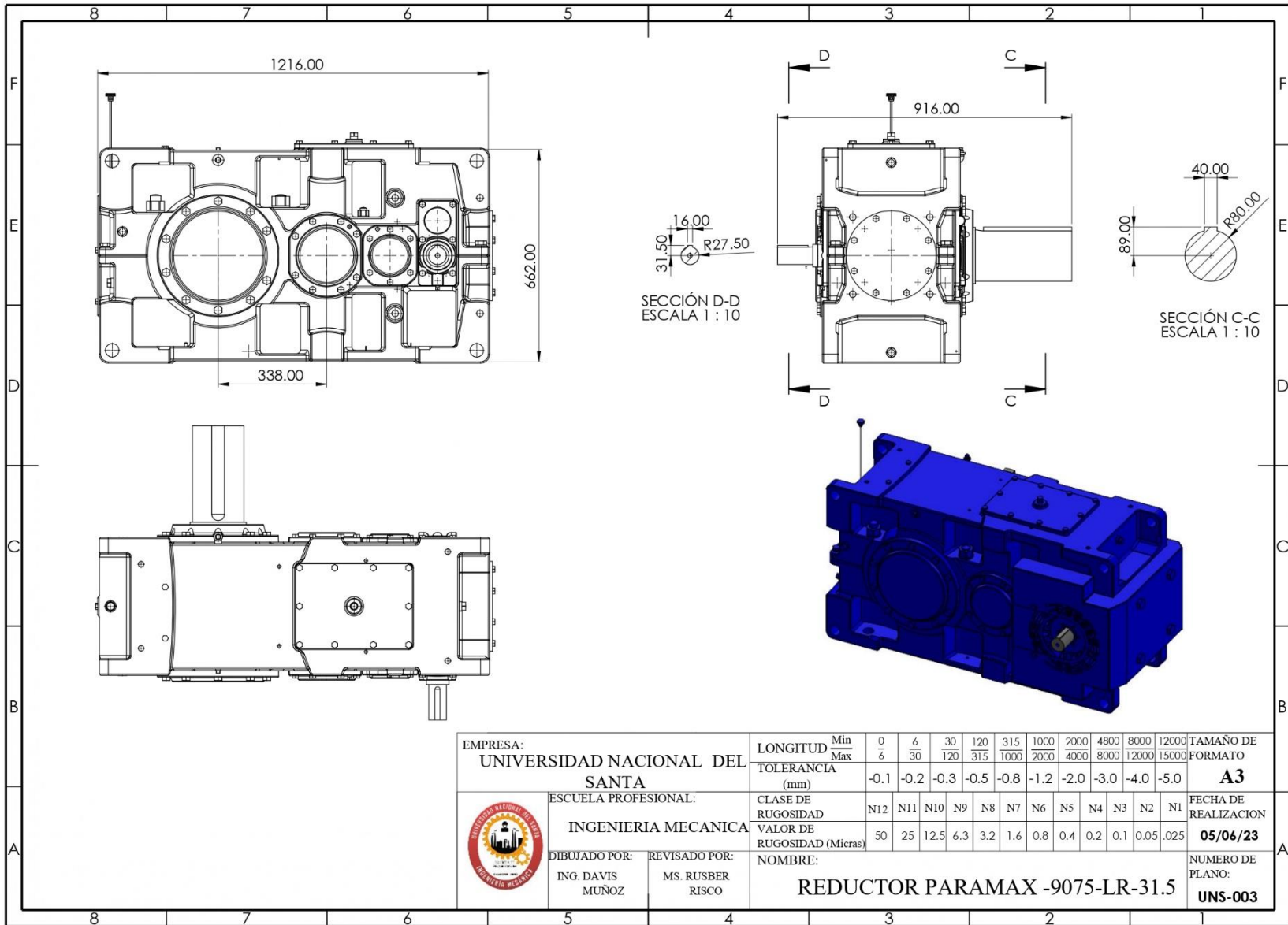
ANEXO 11: Planos de diseño.



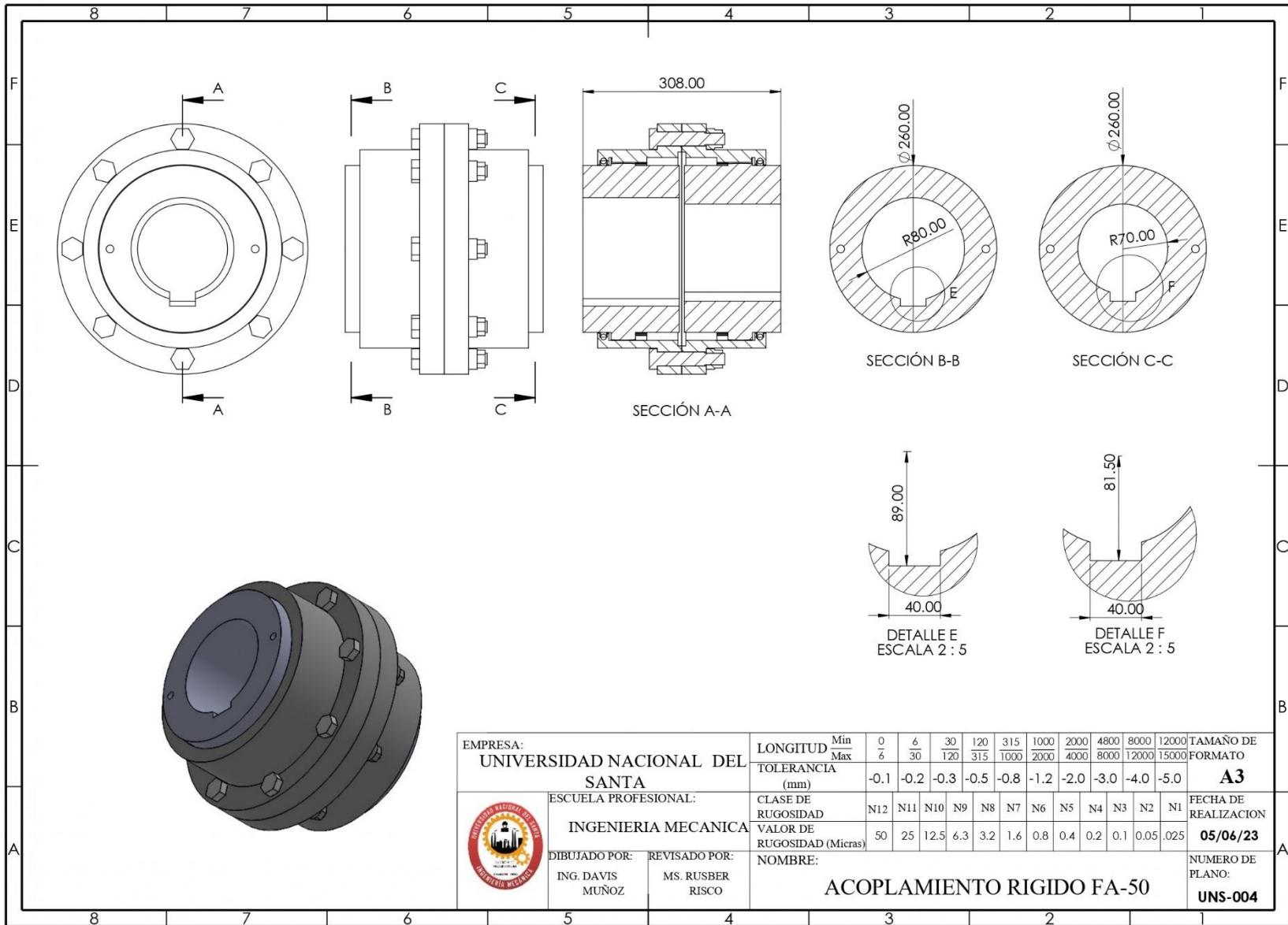
EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE
		Max		6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO
		(mm)		-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0	A3
 ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION
	VALOR DE RUGOSIDAD (Micras)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	05/06/23
DIBUJADO POR: ING. DAVIS MUÑOZ	REVISADO POR: MS. RUSBER RISCO	NOMBRE: CATARINA MENOR 240-3-24T												
													NUMERO DE PLANO: UNS-001	



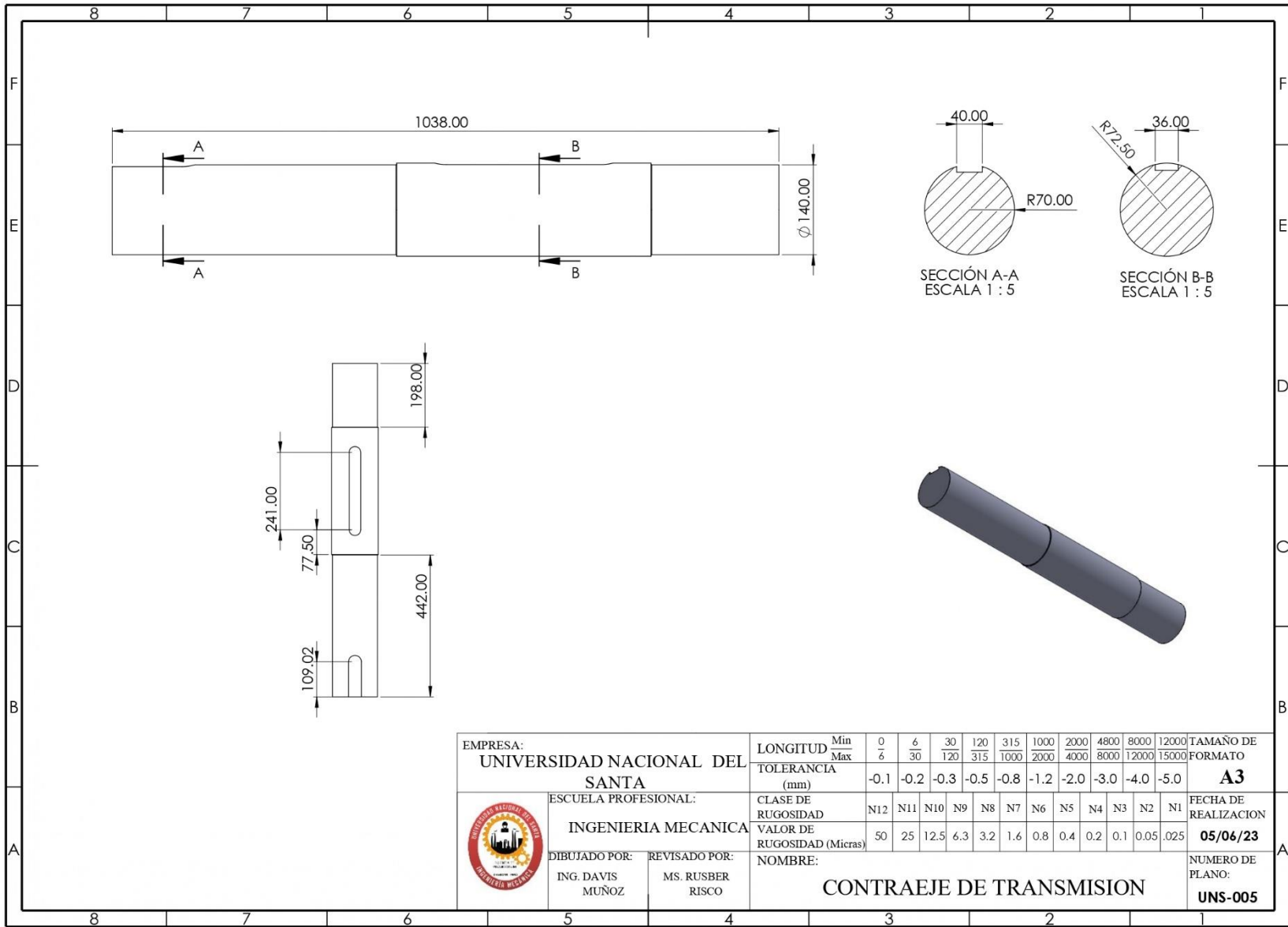
EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA										LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE	
		SANTA										Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO		
		ESCUELA PROFESIONAL:										TOLERANCIA (mm)											A3		
		INGENIERIA MECANICA										CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION
		DIBUJADO POR:										VALOR DE RUGOSIDAD (Micras)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	05/06/23
		REVISADO POR:										NOMBRE:											NUMERO DE PLANO:		
		ING. DAVIS MUÑOZ										CATARINA MAYOR 240-3-113T											UNS-002		
		MS. RUSBER RISCO																							



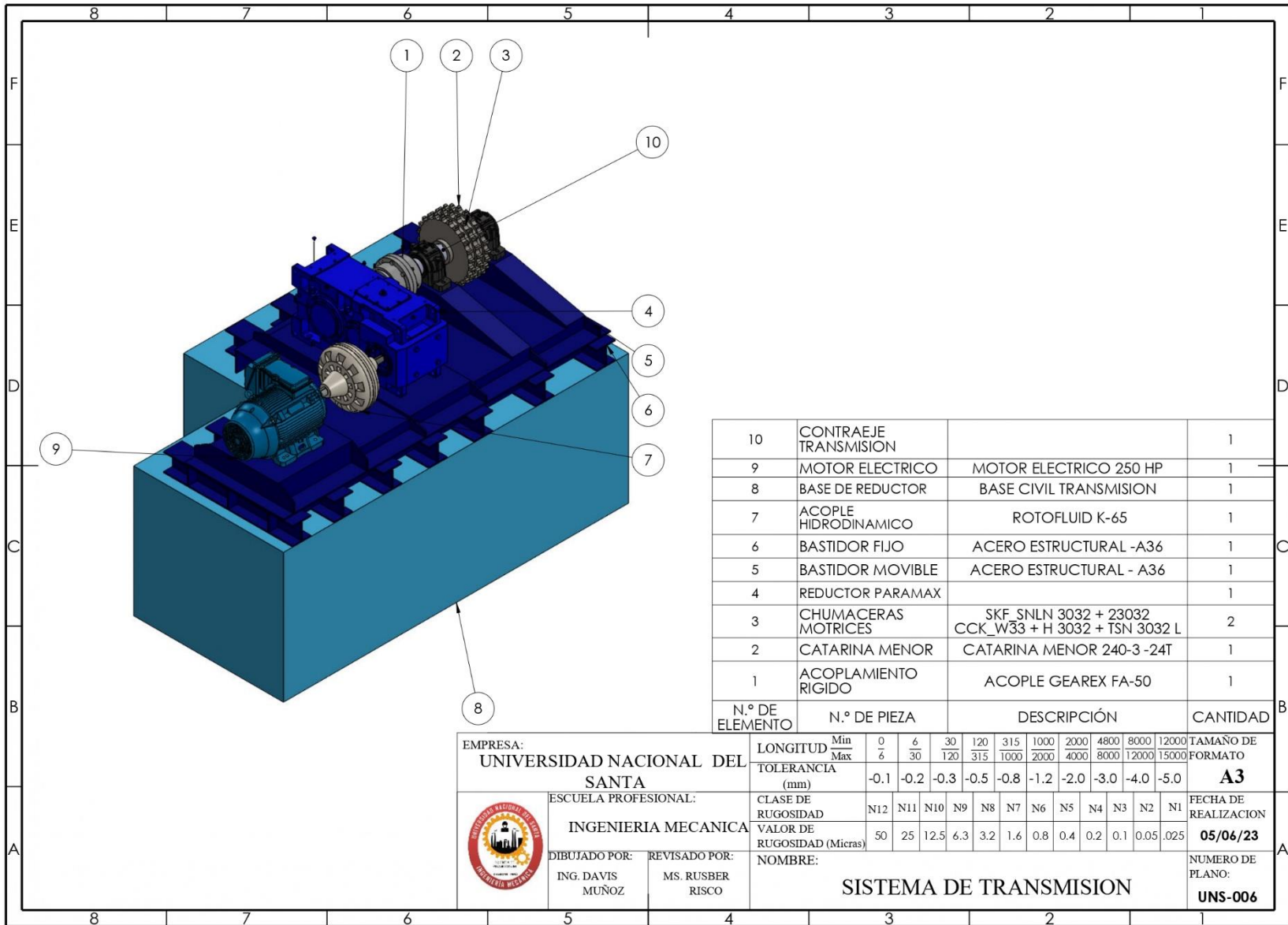
EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE	
		Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO		
		TOLERANCIA (mm)	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0	A3		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION
DIBUJADO POR: ING. DAVIS MUÑOZ		VALOR DE RUGOSIDAD (Micras)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	05/06/23
REVISADO POR: MS. RUSBER RISCO		NOMBRE:	REDUCTOR PARAMAX -9075-LR-31.5												
		NUMERO DE PLANO:	UNS-003												

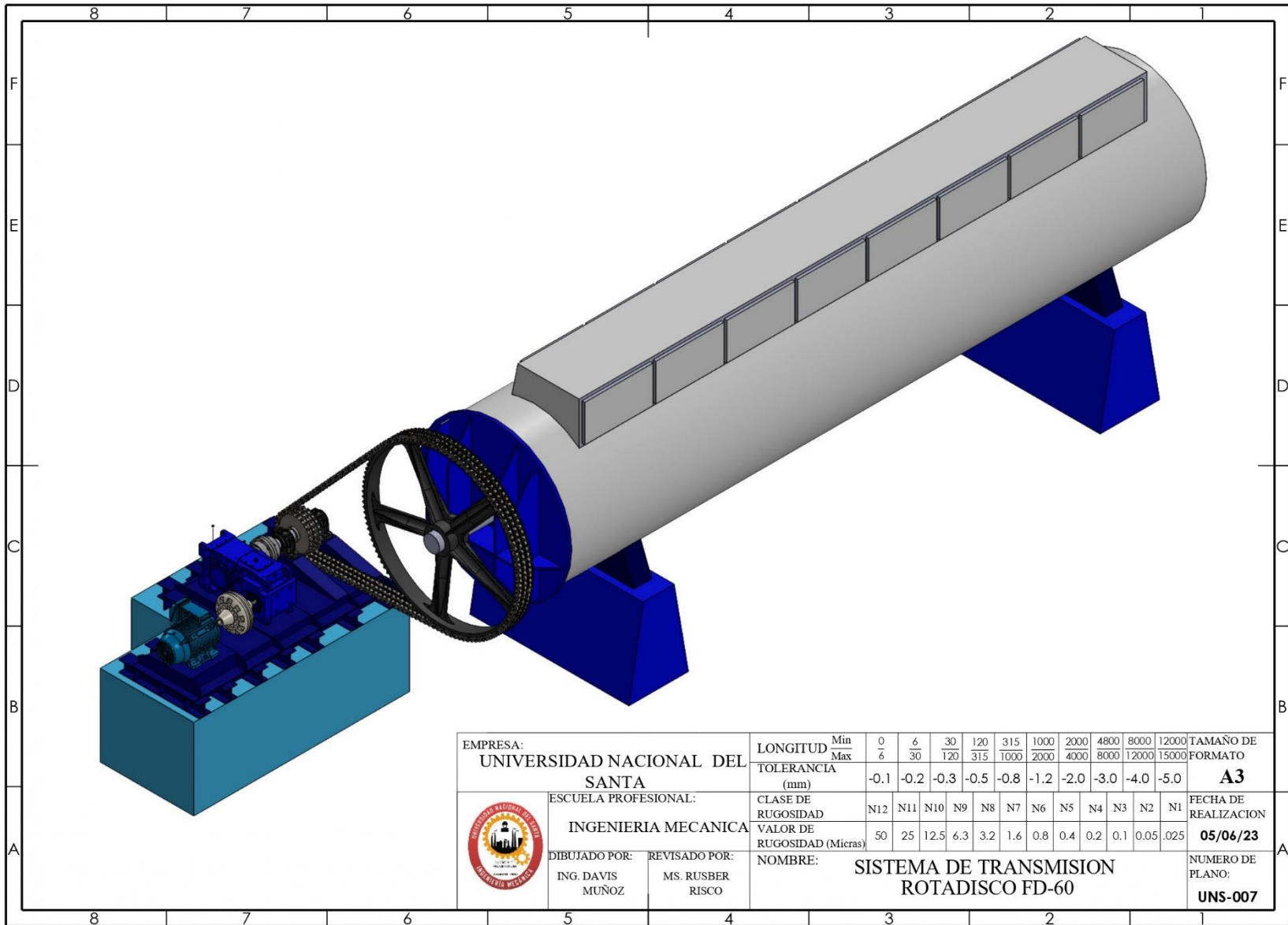



EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA										LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE	
		SANTA										Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO		
		ESCUELA PROFESIONAL:										TOLERANCIA		-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0	A3	
		INGENIERIA MECANICA										CLASE DE	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE
		INGENIERIA MECANICA										RUGOSIDAD	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	REALIZACION
DIBUJADO POR:		REVISADO POR:		NOMBRE:										NUMERO DE		PLANO:									
ING. DAVIS MUÑOZ		MS. RUSBER RISCO		ACOPAMIENTO RIGIDO FA-50										UN-004											



EMPRESA:		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA											LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE
		SANTA											Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO	
		ESCUELA PROFESIONAL:											TOLERANCIA (mm)											A3	
		INGENIERIA MECANICA											CLASE DE RUGOSIDAD											FECHA DE REALIZACION	
		DIBUJADO POR: ING. DAVIS MUÑOZ											VALOR DE RUGOSIDAD (Micras)											05/06/23	
		REVISADO POR: MS. RUSBER RISCO											NOMBRE:											NUMERO DE PLANO:	
		CONTRAEJE DE TRANSMISION																						UNS-005	





EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	TAMAÑO DE			
		Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	FORMATO	A3			
		TOLERANCIA (mm)	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0					
	ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION	
	DIBUJADO POR: ING. DAVIS MUÑOZ		REVISADO POR: MS. RUSBER RISCO	VALOR DE RUGOSIDAD (Micras)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	05/06/23
				NOMBRE:	SISTEMA DE TRANSMISION ROTADISCO FD-60											NUMERO DE PLANO: UNS-007	

