

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



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

**“Propuesta de optimización del sistema de transmisión del secador  
Rotadisk de 50 tph en la empresa Centinela S.A.C. Chimbote”.**

**AUTOR:**

**Bach.** Valderrama Acosta, Cristian Smit

**ASESOR:**

**Ms. Ing.** Iparraguirre lozano, Arquímedes

Código ORCID N°0000-0002-1132-7688

**NUEVO CHIMBOTE -PERÚ**

**2025**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

El presente informe de tesis titulado:

**“PROPUESTA DE OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL SECADOR ROTADISK DE 50 TPH EN LA EMPRESA CENTINELA S.A.C. CHIMBOTE”**, elaborado por el bachiller:

**VALDERRAMA ACOSTA, CRISTIAN SMIT**

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



---

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

FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

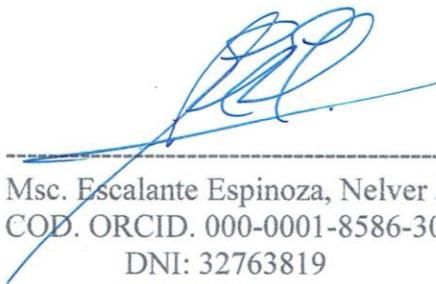
**“PROPUESTA DE OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL SECADOR ROTADISK DE 50 TPH EN LA EMPRESA CENTINELA S.A.C. CHIMBOTE”**, elaborado por el bachiller:

**VALDERRAMA ACOSTA, CRISTIAN SMIT**

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



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD. ORCID. 000-0003-0194-169X  
DNI: 32903454  
PRESIDENTE



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



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

## ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los ocho días del mes de abril del año dos mil veinticinco, siendo las 11:00 am., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 389-2024-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 117-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (presidente)**, **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (secretario)** y el **Msc Arquímedes Iparraguirre Lozano (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"PROPUESTA DE OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE TRANSMISION DEL SECADOR ROTADISK DE 50 TPH EN LA EMPRESA CENTINELA S.A.C. CHIMBOTE"**, perteneciente al bachiller **VALDERRAMA ACOSTA CRISTIAN SMIT con código de matrícula N° 0201016024** quien fue asesorado por Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano, según Resolución Decanal N.º 418-2020-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
VALDERRAMA ACOSTA CRISTIAN SMIT	17	BUENO

Siendo las 12:00 p m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, abril 08 de 2025

  
Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda  
PRESIDENTE

  
Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza  
SECRETARIO

  
Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano  
INTEGRANTE

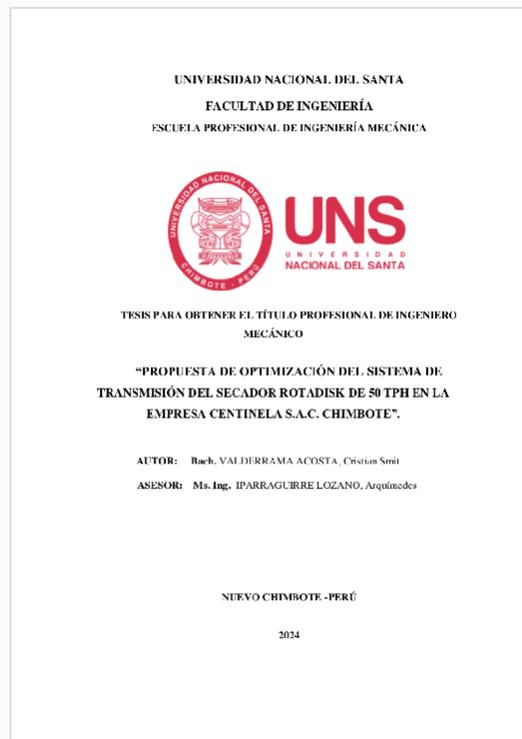


## Recibo digital

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

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Cristian Smit Valderrama Acosta  
Título del ejercicio: PROPUESTA DE OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓ...  
Título de la entrega: PROPUESTA DE OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓ...  
Nombre del archivo: TESIS\_SECADOR\_VALDERRAMA\_OK\_OK\_OK.pdf  
Tamaño del archivo: 2.88M  
Total páginas: 91  
Total de palabras: 9,631  
Total de caracteres: 55,382  
Fecha de entrega: 20-mar.-2025 08:04p. m. (UTC-0500)  
Identificador de la entrega: 2620555738



# PROPUESTA DE OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL SECADOR ROTADISK DE 50 TPH EN LA EMPRESA CENTINELA S.A.C. CHIMBOTE

## INFORME DE ORIGINALIDAD

22%

INDICE DE SIMILITUD

21%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	<a href="https://repositorio.uns.edu.pe">repositorio.uns.edu.pe</a> Fuente de Internet	14%
2	<a href="https://vsip.info">vsip.info</a> Fuente de Internet	1%
3	<a href="https://docplayer.es">docplayer.es</a> Fuente de Internet	1%
4	<a href="https://idoc.pub">idoc.pub</a> Fuente de Internet	1%
5	<a href="https://cybertesis.uni.edu.pe">cybertesis.uni.edu.pe</a> Fuente de Internet	1%
6	Submitted to Universidad Nacional Jose Faustino Sanchez Carrion Trabajo del estudiante	1%
7	<a href="https://repositorio.uide.edu.ec">repositorio.uide.edu.ec</a> Fuente de Internet	< 1%
8	<a href="https://www.gamb.com.es">www.gamb.com.es</a> Fuente de Internet	< 1%

## **DEDICATORIA**

A Dios por ser mi fortaleza, por haberme brindado sabiduría, salud y refugio en tiempos de dificultad, por haberme permitido conocer a grandes personas en el ámbito académico y laboral.

A mis padres Cristobal Valderrama y Estela Acosta por ser mi ejemplo de fortaleza, motivación y perseverancia, siendo mi inspiración para esta etapa de mi vida personal y profesional.

A mis hermanos por mantenernos unidos, por confiar en mi y contar con su apoyo incondicional durante esta etapa de mi vida.

A los ingenieros de la empresa que fueron motivación y guía para el refuerzo en mi formación profesional.

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme mantenido con salud, brindarme fuerzas y superar todos los obstáculos que atravesé en esta etapa de mi vida.

A mis padres por su apoyo incondicional, los consejos sabios, motivación constante y agradecimiento infinito por prepararme para la vida.

A mis hermanos por su muestra de confianza, alentándome en seguir adelante y a no rendirme, perseguir cada meta en mi vida.

A mi asesor M.Sc. Arquímedes Iparraguirre, por contar con su compromiso, paciencia para corregir mi investigación y motivarme para ser el mejor en mi carrera profesional y personal.

A los ingenieros de la empresa por contribuir con su conocimiento en mi preparación profesional y de mi investigación.

## INDICE

DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
<b>I. INTRODUCCION.....</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes .....	2
1.2 Formulación Del Problema .....	3
1.3 Hipótesis.....	3
1.4 Variables Independientes y Dependientes.....	3
1.4.1 Variable independiente .....	3
1.4.2 Variable dependiente .....	3
1.5 Objetivos .....	3
1.5.1 Objetivo General.....	3
1.5.2 Objetivos Específicos .....	3
1.6 Justificación.....	4
1.7 Limitaciones .....	4
<b>II. MARCO TEORICO .....</b>	<b>6</b>
2.1 Definición de Secador .....	6
2.2 Secadores en la Industria Pesquera .....	6
2.2.1 Secador rotadisk .....	6
2.2.1.1 Partes de secador .....	8

2.2.1.2	Sistema de transmisión de secador .....	8
2.2.2	Secador rota tubos .....	9
2.2.3	Elementos mecánicos de sistema de transmisión de secador rotadisk.....	11
2.2.3.1	Motor eléctrico: .....	11
2.2.3.2	Reductores de Velocidad .....	12
2.2.4	Criterios para seleccionar reductores.....	13
2.2.5	Principales tipos de Reductores .....	13
2.2.6	Pasos para seleccionar reductor de velocidad.....	16
2.2.7	Transmisión por Cadenas .....	22
2.2.8	Clasificación .....	22
2.2.9	Cadenas de Rodillos .....	22
2.2.10	Ventajas de las cadenas de transmisión .....	22
2.2.11	Componentes de Cadena de Rodillos .....	23
2.2.12	Piñones.....	24
2.2.13	Relacion de transmision.....	25
2.2.14	Pasos para determinar cadenas de rodillos.....	25
2.2.15	Cálculo de sistema de transmisión por cadena de rodillos.....	26
2.3	Acoplamiento Hidráulico .....	33
2.3.1	Selección de Acoplamiento Hidráulico .....	35
III.	MATERIALES Y METODOS.....	37
3.1	Marco teórico .....	37

3.1.1	Diseño de la investigación .....	37
3.1.2	Tipo de Investigación .....	37
3.2	Medios y Materiales .....	37
IV.	DESARROLLO.....	38
4.1	Argumentos preliminares .....	38
4.2	Sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos.....	39
4.3	I etapa de reducción.....	40
4.3.1	Determinar reductor de velocidad .....	40
4.3.1.1	Método para seleccionar reductor.....	40
4.3.2	Selección de Acoplamiento Hidráulico .....	46
4.4	Segunda etapa de reducción .....	47
4.4.1	Determinar cadena, piñón y Catarina .....	47
4.4.1.1	Identificación de Datos de Entrada.....	47
4.4.1.2	Procedimiento de Calculo.....	48
V.	RESULTADOS Y DISCUSIONES .....	57
5.1	Resultados .....	57
5.1.1	Evaluación Económica .....	58
5.2	Discusión de Resultados.....	59
VI.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	61
6.1	Conclusiones .....	61
6.2	Recomendaciones .....	62

VII.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	63
VIII.	BIBLIOGRAFÍA.....	63
IX.	ANEXOS.....	65

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> <i>Secador Rotadisk</i> .....	7
<b>Figura 2</b> <i>Funcionamiento de Secador a Vapor Indirecto</i> .....	8
<b>Figura 3</b> <i>Funcionamiento de Secador Rotatubos</i> .....	10
<b>Figura 4</b> <i>Secador Rotatubos para Industria Pesquera</i> .....	10
<b>Figura 5</b> <i>Motor Eléctrico Trifásico</i> .....	11
<b>Figura 6</b> <i>Acoplamiento Hidráulico Falk</i> .....	12
<b>Figura 7</b> <i>Reductor corona - sin fin</i> .....	14
<b>Figura 8</b> <i>Reductores con engranajes</i> .....	15
<b>Figura 9</b> <i>Tipos de Reductores según montaje</i> .....	16
<b>Figura 10</b> <i>Reductores de ejes paralelos y ortogonales</i> .....	17
<b>Figura 11</b> <i>Nomenclatura de cadenas de transmisión de rodillos</i> .....	23
<b>Figura 12</b> <i>Elementos de cadena de rodillos</i> .....	24
<b>Figura 13</b> <i>Tipos de piñones según ANSI B.29.1</i> .....	24
<b>Figura 14</b> <i>Montaje de cadena de transmisión de rodillos</i> .....	26
<b>Figura 15</b> <i>Grafica para selección de tipo de cadena según ANSI</i> .....	29
<b>Figura 16</b> <i>Acoplamiento hidráulico</i> .....	34
<b>Figura 17</b> <i>Elementos de acoplamiento FALK</i> .....	36
<b>Figura 18</b> <i>Secador rotadisk Atlas RCD 2571-V</i> .....	38
<b>Figura 19</b> <i>Sistema de reducción de dos etapas</i> .....	39
<b>Figura 20</b> <i>Reductor paramax P-H-D-9070-P-3-LR-20.22</i> .....	46

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> <i>Factor de servicio de reductor Paramax</i> .....	17
<b>Tabla 2</b> <i>Factor de servicio del motor según horas</i> .....	19
<b>Tabla 3</b> <i>Factor de corrección de temperatura (Ta)</i> .....	20
<b>Tabla 4</b> <i>Factor de esfuerzo radial Cf</i> .....	21
<b>Tabla 5</b> <i>Factor de servicio según carga de trabajo Ks</i> .....	27
<b>Tabla 6</b> <i>Factor de corrección de cadena simple a múltiple (Kh)</i> .....	28
<b>Tabla 7</b> <i>Identificación de acoplamiento hidráulico</i> .....	35
<b>Tabla 8</b> <i>Selección de acoplamiento hidráulico según potencia y velocidad</i> .....	36
<b>Tabla 9</b> <i>Selección de tamaño de reductor</i> .....	42
<b>Tabla 10</b> <i>Potencia por capacidad térmica según tamaño de reductor</i> .....	43
<b>Tabla 11</b> <i>Cargas radiales y axiales de eje reductor paramax</i> .....	45
<b>Tabla 12</b> <i>Selección de acoplamiento hidráulico FALK</i> .....	47
<b>Tabla 13</b> <i>Selección de número de dientes de Catarina menor según rpm y potencia por hilera</i> .....	51
<b>Tabla 14</b> <i>Componentes de primera etapa</i> .....	57
<b>Tabla 15</b> <i>Componentes de segunda etapa</i> .....	58
<b>Tabla 16</b> <i>Costo de instalación de sistema de transmisión de potencia</i> .....	59

## RESUMEN

El proyecto de tesis diseñado para una transmisión de un secador rotadisco de marca Atlas Industries Modelo: RCD 2571 – V, de la empresa pesquera como una opción de solución se propone reemplazar el sistema de transferencia de potencia directa que consiste por un reductor de velocidad PARAMAX, con potencia de 477 HP (356 KW), con ratio de 20.22: 1 para un sistema por cadenas de rodillos. La primera etapa de reducción está formada por un reductor con una velocidad de 88 rpm, requerido para la transmisión de cadena que consta de un piñón de 17 dientes, una Catarina de 68 dientes, de tipo B movidas por la cadena ANSI N° 240, paso 76.3 mm (3 in.) de tres hileras. con velocidad de 1.81 m/s, tensión de 101 467 kN y 108 pasos de longitud. Este sistema tiene una potencia de diseño de 250 HP como capacidad de transmisión, una relación de reducción de 80.88:1, con 22 rpm como velocidad de salida del rotor del secador. Se determinó el coeficiente de seguridad de 14.7 para la cadena, siendo el rango de 8 a 15 el óptimo según (Mecánica eléctrica industrial, Ing. A.R. Odetto). Finalmente, los costos de inversión reflejan para una instalación el sistema nuevo, cuyo costo es 196,900.00 USD, contra el costo de un nuevo reductor SEW ML4, con montaje en total de \$ 236 280.00, siendo el 20 % de ahorro para el nuevo sistema de diseño.

**Palabras Clave:** Secador, capacidad de transmisión, cadenas de rodillos, piñón, Catarina.

## ABSTRACT

. The thesis project designed for a transmission of a rotary disc dryer of brand Atlas Industries Model: RCD 2571 - V, of the fishing company as a solution option is proposed to replace the direct power transfer system consisting of a PARAMAX speed reducer, with a power of 477 HP (356 KW), with a ratio of 20.22: 1 for a roller chain system. The first reduction stage consists of a reducer with a speed of 88 rpm, required for the chain transmission consisting of a 17-tooth sprocket, a 68-tooth sprocket, type B driven by ANSI chain No. 240, pitch 76.3 mm (3 in.) of three rows. with a speed of 1.81 m / s, tension of 101,467 kN and 108 steps in length. This system has a design power of 250 HP as transmission capacity, a reduction ratio of 80.88: 1, with 22 rpm as 22 rpm as the dryer rotor output speed. The safety coefficient of 14.7 was determined for the chain, being the range of 8 to 15 the optimal according to (Industrial Electrical Mechanics, Eng. A.R. Odetto). Finally, the investment costs reflect for an installation the new system, whose cost is 196,900.00 USD, against the cost of a new SEW ML4 reducer, with assembly totaling \$ 236,280.00, being 20% savings for the new design system.

Keywords: Dryer, transmission capacity, roller chains, sprocket, sprocket.

## I. INTRODUCCION

Este proyecto de tesis tiene por finalidad mostrar alternativas de soluciones a los problemas de sistemas de transmisión de potencia que aparecen en los secadores. El secador rotadisk es un excelente secador que consta de un tambor formado por un rotor y un estator, teniendo el rotor un disco que transfiere calor a un sólido mediante conducción.

Los sistemas de transmisión con cadenas se utilizan para ejes paralelos, se compara con los diferentes sistemas como fajas, que son de menor tamaño y proporcionan una relación de transmisión constante porque trabajan sin deslizarse. La selección de cadena se facilita, se proporciona catálogos con los principales parámetros de operación.

Aunque existen muchos tipos diferentes de sistemas de transmisión de potencia mecánica dentro de la industria, y algunos generalmente mantienen hasta un 98% de eficiencia y una vida útil más larga que otros, muchos aspectos entran en el diseño de un sistema de transmisión. En algunos casos se pueden tener en cuenta muchas características relevantes, como la forma del equipo, espacio disponible, resistencia a la rotura.

Este análisis detalla que los sistemas por cadenas de rodillos pueden sustituir a las transmisiones por engranajes a costo menor y con igual eficiencia de sistema de potencia mecánica.

## 1.1 Antecedentes

**Manrique Zorrilla (2008)** Señala en su tesis que el objetivo de esta investigación es desarrollar un método a usarse en la fabricación y diseño de secadores. Esperamos que este estudio contribuya y sea de utilidad no sólo para los equipos de proceso de harina de pescado, sino para las empresas que siempre se muestran interesadas en mejorar la eficiencia y calidad de producción de la harina y aceite de pescado.

**Rodríguez Mendez (2009)**, dentro del proyecto "Análisis numérico de tensiones en cadenas en materiales plásticos", realizó una investigación que verifica cómo la tensión en los rodillos, la velocidad, el tipo de material y el deterioro de los casquillos influyen en las tensiones máximas en la cadena causadas por el golpe de los dientes. Ejemplo de transmisión Catarina utilizando estándares ASME para el cálculo de engranajes y cadenas seleccionadas.

**Muñoz Lazaro (2023)**. En esta tesis se desarrolló un mecanismo para la transferencia de energía mediante cadenas destinado a un secador, como una alternativa de solución. Se sugiere sustituir el sistema de transmisión de energía directa, el cual está compuesto por un reductor de marca SEW, con potencia de 250 HP y una relación de 178.5 : 1

**Chavez Vargas, (2011)**. El presente trabajo de tesis, titulada "Diseño de un secador tipo rotatubos para harina de pescado con capacidad de evaporación de 8000 kg agua/Hr" el cual sugiere para la fabricación del secador una metodología del diseño mecánico, se espera demostrar los alcances y limitaciones del estudio. Base a su composición química de los diferentes estados de harina y por ende su utilización del producto en cuanto al ámbito en la cadena alimenticia.

**García y González (2007)**. En su proyecto "Desarrollo de cadenas de rodillos y tendencias dimensionales según las normas ISO", Indica que el uso de energía resultará en avances en las industrias y equipos actuales, mejorando su rendimiento y permitiéndoles realizar su trabajo de manera más eficiente.

Dado que la velocidad es de gran importancia en los procesos industriales actuales, pueden surgir ideas sobre la transmisión de cadena.

## **1.2 Formulación Del Problema**

¿Cómo optimizar el sistema de transmisión del secador rotadisk, para una capacidad de 50 TPH?

## **1.3 Hipótesis**

La implementación de un sistema de transmisión de potencia por cadena de rodillos en el secador rotadisk de 50 TPH de Pesquera Centinela permitirá mejorar la eficiencia operativa del equipo, reduciendo las fallas y costos de mantenimiento.

## **1.4 Variables Independientes y Dependientes**

### **1.4.1 Variable independiente**

Diseño de sistema de transmisión

### **1.4.2 Variable dependiente**

Parámetros de operación de secador Rotadisk

## **1.5 Objetivos**

### **1.5.1 Objetivo General**

Propuesta para optimizar el sistema de transmisión del secador rotadisk de 50 TPH, de la empresa Centinela S.A.C. Chimbote

### **1.5.2 Objetivos Específicos**

- a) Identificar los componentes mecánicos esenciales y complementarios actual del sistema de transmisión del secador Rotadisk de 50 TPH en la Empresa Centinela.
- b) Diseñar una propuesta de optimización para el sistema de transmisión, determinando los elementos críticos desarrollando soluciones técnicas que mejoren la eficiencia y la confiabilidad, considerando aspectos como la reducción de vibraciones y el desgaste de componentes.

- c) Evaluar la viabilidad técnica y económica de la propuesta de optimización realizando un análisis costo-beneficio para determinar la factibilidad de implementar las mejoras propuestas en el sistema de transmisión.

### **1.6 Justificación**

Se justifica por varios factores clave que impactan directamente en la eficiencia operativa y la rentabilidad de la empresa.

Es esencial para mejorar la eficiencia energética, aumentar la productividad, reducir costos de mantenimiento, asegurar la calidad del producto y cumplir con las normativas ambientales de la empresa.

**Mejora de la eficiencia energética:** Un sistema de transmisión optimizado garantiza que la energía generada se transfiera de manera eficiente al secador, minimizando pérdidas y reduciendo el consumo energético.

**Incremento en la productividad:** Al asegurar una transmisión de potencia eficiente, el secador Rotadisk puede operar a su capacidad óptima.

**Reducción de costos de mantenimiento:** Un sistema de transmisión ineficiente o mal diseñado puede provocar un desgaste prematuro de los componentes, aumentando la frecuencia y los costos de mantenimiento.

**Aseguramiento de la calidad del producto:** La estabilidad y consistencia en la operación del secador son fundamentales para obtener una harina de pescado de alta calidad.

### **1.7 Limitaciones**

**Disponibilidad de datos:** Los resultados depende de la precisión y cantidad de parámetros disponibles. La ausencia de referencias significativos o mediciones precisas afectan la fiabilidad del estudio.

**Condiciones operativas variables:** Factores como fluctuaciones en la humedad del material, variaciones en la temperatura ambiente y cambios en la carga de trabajo pueden no

ser completamente controlables, lo que puede influir en la implementación de las propuestas de optimización.

**Limitaciones presupuestarias:** Las recomendaciones de mejora pueden requerir inversiones significativas, y la empresa podría tener restricciones financieras que limiten la implementación completa de las propuestas.

## **II. MARCO TEORICO**

### **2.1 Definición de Secador**

Este equipo consiste en un tambor giratorio que consiste en un rotor y un estator, el rotor tiene discos que transfieren el calor a un sólido cuando se ejecuta. el tambor también transfiere calor a través del calentamiento de la chaqueta del estator. Estos discos tienen paletas que permiten que la materia prima se cultive cuando el tambor se vuelve hacia la parte más alta de tal manera que las cortinas se empapan para que la materia prima esté en contacto con la superficie el mayor tiempo posible. Al final del proceso, hay ciertos requisitos como: el final de la humedad, su granulometría y descomposición térmica.

Este tipo de secador tiene un área de calentamiento y la capacidad de secar productos de baja grasa. Su alta eficiencia de calor y su diseño duradero proporcionan un producto seco y calidad perfecto.

### **2.2 Secadores en la Industria Pesquera**

En la industria nacional, se han creado diferentes tipos de secadores que evitan o reducen la humedad del producto, utilizando energía térmica, que siempre es consciente de las propiedades físicas y las propiedades del material húmedo que se procesarán, de acuerdo con eso, la breve descripción del tipo de sequedad corresponde a los diferentes materiales.

#### **2.2.1 Secador rotadisk**

Estos secadores por conducción se presentan como una opción en la etapa de secado de harina de pescado y que necesiten una gran superficie de calefacción. El rotor compuesto mediante un eje de tubo hueco con un diámetro de 1,90 m, con gran cantidad de discos huecos montados en paralelo, a través del cual el vapor circula a un máximo de 7 bares de presión, que el motor se mueve a la velocidad.

En estos equipos, la torta de prensa está sujeto a una constante remoción causada por una línea de rotación que entra en. Los vahos liberado acumulados se desplaza al evaporador de la planta agua de cola, con corrientes de baja velocidad.

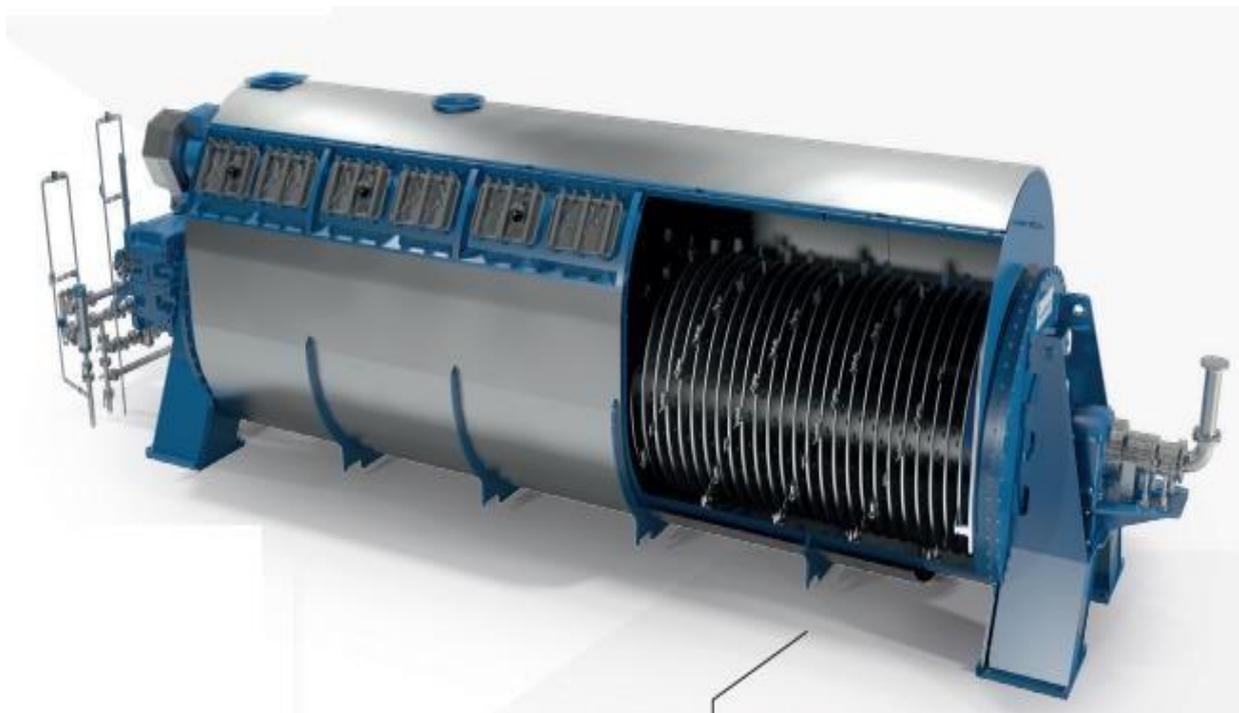
El equipo dispone de un mecanismo para la presión de vapor y el control de vapores, así como para la eliminación de condensados del rotor y la chaqueta. La duración del proceso de secado oscila entre 40 y 50 minutos, la temperatura de 95°C para el secado.

Las capacidades de los secadores oscilan entre 4 y 20 toneladas de pescado por hora, siendo la cantidad de agua que se pueden evaporar de estos secadores, y se pueden manejar altos niveles de humedad en cake hasta más del 60% de humedad.

Las especificaciones externas del secador giratorio, pero con el principio operativo diferente de calentar el producto.

### **Figura 1**

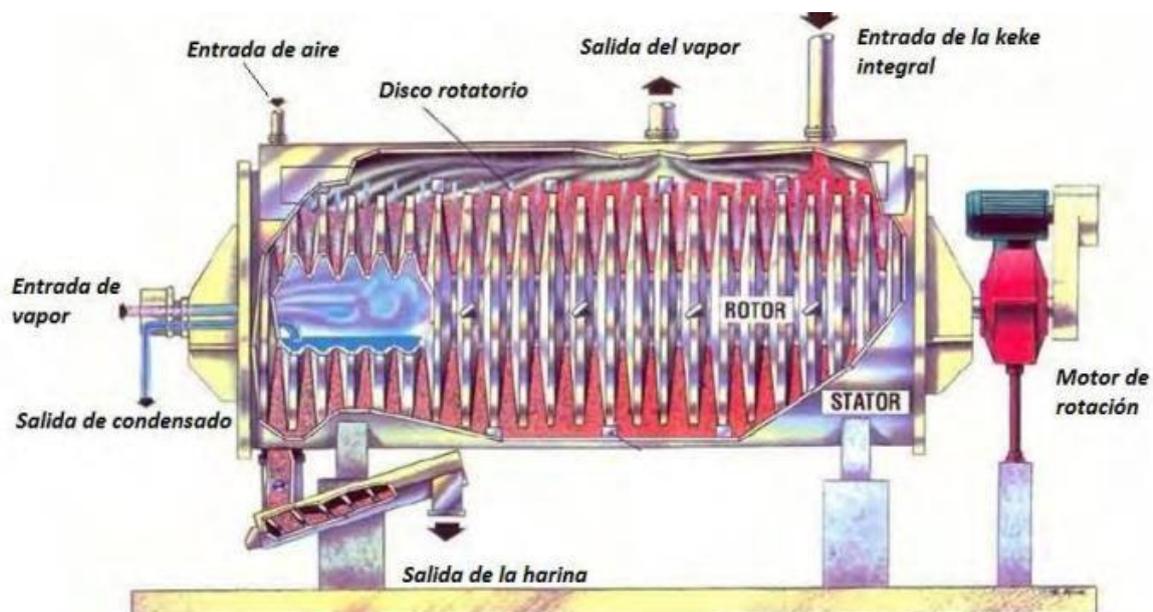
*Secador Rotadisk*



*Nota.* Haarslev (2019), <https://es.haarslev.com/products/disc-dryer-2/>

**Figura 2**

*Funcionamiento de Secador a Vapor Indirecto*



*Nota.* Manrique Zorrilla (2008)

### **2.2.1.1 Partes de secador**

- a) Sistema de transmisión
- b) Rotor
- c) Estator
- d) Sistema de entrada vapor
- e) Sistema salida de condensado

### **2.2.1.2 Sistema de transmisión de secador**

Sus componentes son:

- a) Motor eléctrico
- b) Acople hidráulico
- c) Reductor de velocidad
- d) Piñón
- e) Catalina
- f) Cadena

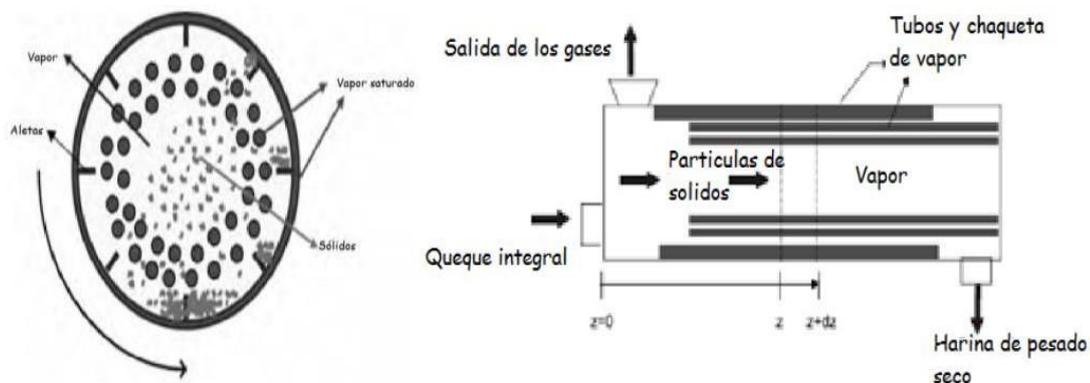
### 2.2.2 Secador rota tubos

Este tipo de secador indirecto, calentado por vapor, consiste principalmente en un cilindro de acero o un casco interno y un tubo interno coaxial con un cilindro ordenado en una circunferencia concéntrica cerca de la pared cilíndrica o los rayos circundantes, que se calienta internamente mediante flujo de vapor que es constante; Y con un sistema de recolección relevante y evacuación del condensado. En los secadores a vapor, el líquido fluye a través del envoltorio rodeado por un casco y dentro de las vigas de tubería sólida dentro de él. Cuando el tambor gira, el producto en las carreras secas es constantemente transversal sobre las tuberías de burbujas, moviéndose hacia la salida.

Como elementos de la mezcla, el cilindro está instalado internamente con paletas de elevación; Uniformemente dividido en su periferia periférica, paralela y toda la secadora. Las paletas lo levantan firmemente y lo arroja a través de los rayos de tuberías en una cortina móvil (cascada); Está completamente expuesto a su efecto de secadora. Esta actividad de elevación también promueve el movimiento en lugar de sólido utilizando equipos

El movimiento rotativo de la secadora alrededor de su eje es constante y generado por el sistema de transferencia de potencia. Cuando las tuberías giran con solidaridad con la secadora, se requieren rotativos de diseño especiales en las tuberías donde se introduce el vapor y se vacía el condensado. La harina se retira a través de las aberturas rectangulares en la pared del cilindro interno.

En los secadores indirectos, su sistema de calentamiento se realiza a través de los tubos internos donde ingresa el vapor sobrecalentado, se aplica en las plantas pesquera por su gran área de transferencia de calor, siendo el tiempo de residencia de la harina reducido dentro del secador.

**Figura 3***Funcionamiento de Secador Rotatubos*

Nota. Becerra, (2013) <https://es.slideshare.net/slideshow/8-plantas-y-equipos-para-el-proceso-harina-de-pescado-16203166/16203166>.

**Figura 4***Secador Rotatubos para Industria Pesquera*

Nota, Becerra, (2013) <https://es.slideshare.net/slideshow/8-plantas-y-equipos-para-el-proceso-harina-de-pescado-16203166/16203166>

## 2.2.3 Elementos mecánicos de sistema de transmisión de secador rotadisk

### 2.2.3.1 Motor eléctrico:

El motor de tres fases está muy extendido en aplicaciones para equipos industriales o comerciales. Generalmente son cada vez más administrados la potencia del motor de tres fases varía según su uso y se produce en una gran cantidad de potencia medida en kilovatios o caballos de vapor. Por lo general, están diseñados para máquinas de conducción como secadoras, molinos, bombas, ventiladores, etc.

#### Figura 5

*Motor Eléctrico Trifásico*



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

- **Ventajas de los motores trifásicos**

- Son más pequeños y coinciden con otros tipos de motores, como la combustión
- El par es alto y constante, excepto que su rendimiento es mayor.
- No necesitan otros dispositivos para crear sistemas y también necesitan muy poco mantenimiento.

Según el Estándar de la Comisión Eléctrica Internacional (IEC) 60529, los motores eléctricos están de acuerdo con diferentes niveles de protección de IP. El primer dígito nos dice protección contra cuerpos duros extraños; El otro, por otro lado, se refiere a la protección para líquidos. La protección IP 55 son para motores cerrados y son recomendados para la industria pesquera.

### **Figura 6**

*Acoplamiento Hidráulico Falk*



Nota. Falk, <https://www.ptcingeneria.com/index.php/productos/acoples/6-acoples-hidraulicos>

#### **2.2.3.2 Reductores de Velocidad**

Estos elementos mecánicos debido a sus numerosas ventajas están presente en las máquinas y principalmente se aplican para multiplicar el par de torsión de una fuente de alimentación y así incrementar su capacidad de trabajo. Además, son idóneos para modificar la velocidad de un motor.

Su aplicación de disminuir la velocidad de salida (rpm), pero sin afectar la potencia.

## **2.2.4 Criterios para seleccionar reductores**

### **a. Según proceso industrial**

- Potencia, frecuencia y tensión
- Humedad, temperatura, suciedad, corrosión.
- Velocidad (rpm)
- Torque

### **b. Condiciones de trabajo**

- Servicio trabajo horas/día.
- Carga: uniforme, variable.
- Acoplamiento entre motor y reductor

### **c. Factor de potencia**

Según las características de operación el factor de potencia se usa para determinar el tamaño del reductor

## **2.2.5 Principales tipos de Reductores**

### **a) Reductores corona de tornillo sin fin**

Este dispositivo transmite el movimiento entre ejes que son perpendiculares entre sí, mediante un engranaje (corona) y tornillo sin fin.

**Figura 7**

Reductor corona - sin fin.



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

**b) Reductores de engranajes**

Estos elementos tienen un mecanismo que engranan el piñón con la rueda, teniendo una velocidad diferente de rotación.

Figura 8

*Reductores con engranajes*

Posición de Eje	Descripción	Imagen
<b>Reductor Coaxial</b>	<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 número de sectores desde el sector alimentario, industria fotovoltaica y sistemas de compuertas, a todas las aplicaciones de potencia fraccionada o mediana.</p>	
<b>Reductor Ortogonales</b>	<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>	
<b>Reductor de ejes paralelos</b>	<p>Reductor ortogonal con entrada y salida paralelas. Son reductores que se sirven los motores para realizar la reducción de velocidad optima, el eje del motor y del reductor están en planos paralelos.</p>	
<b>Reductores pendulares</b>	<p>El eje salida va en trayectoria pendular a la entrada. Motorización de cintas transportadoras, así como para sistemas rotativos tipo elevadores de husillo, mezcladores, trituradores y todas aquellas maquinas donde sea posible un montaje pendular y donde sea necesaria la transmisión por correa entre motor y reductor.</p>	
<b>Reductores de velocidad planetarios</b>	<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 la 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>	

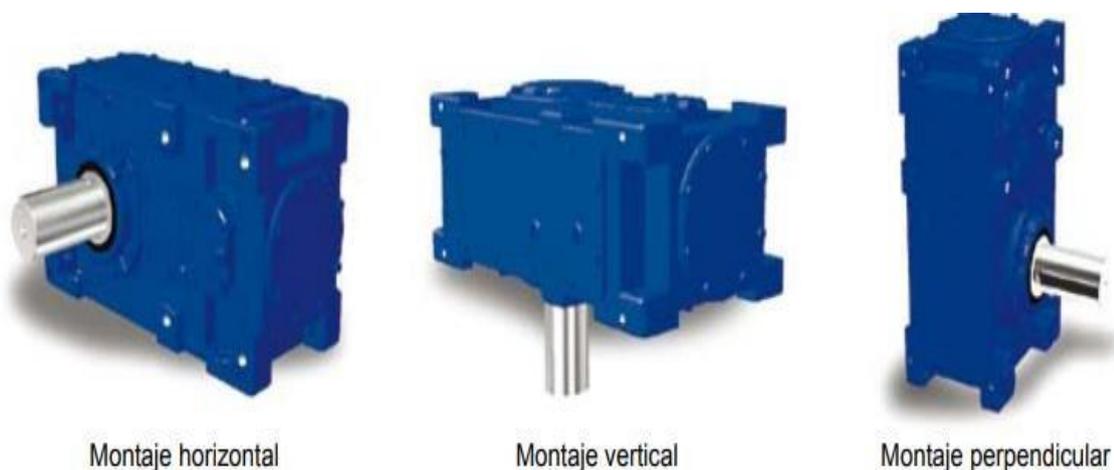
Nota: Tomada de Reductores de Velocidad ,2023, (<https://www.roydisa.es/archivos/3356>)

Para seleccionar un reductor de velocidad según el uso, se deben tener en cuenta varios factores:

1. Torque
2. Velocidad de reductor entrada y salida.
3. Potencia de motor
4. Posición de montaje, en función de la humedad, temperatura, corrosión
5. Factor de servicio.

### Figura 9

*Tipos de Reductores según montaje*



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

#### 2.2.6 Pasos para seleccionar reductor de velocidad

Estos equipos son seleccionados, con el uso de tablas de los fabricantes de reductores

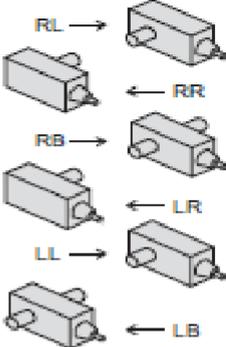
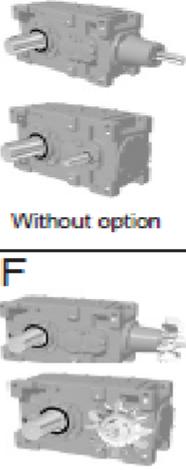
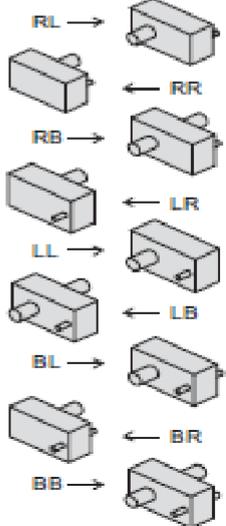
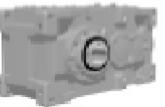
##### **Paso 01: Datos.**

- Potencia motriz ( $P_m$ ).
- Velocidad ( $N$ ).
- Relación de velocidad ( $n$ ).
- Ambiente
- Unión de acople

**Paso 02: Determinar Configuración de Reductor**

**Figura 10**

*Reductores de ejes paralelos y ortogonales*

Mounting for Upright	Shaft Arrangement	Slow Speed Shaft	Option	Nominal Ratio	
 <p>(Blank)</p>		 <p>Solid Shaft</p>	<p>(Blank)</p>  <p>Without option</p> <p><b>F</b></p> <p>With fan</p>	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				
 <p>Wall Mount (Upright Mounting)</p>		 <p>Hollow Shaft (Shrink Disk Type)</p> <p><b>T</b></p>  <p>Hollow Shaft (Key Type)</p> <p><b>K</b></p>	<p><b>B</b></p> <p>With backstop</p> <p><b>FB</b></p> <p>With fan &amp; backstop</p>	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				
				500	500

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

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

**Tabla 1**

*Factor de servicio de reductor Paramax*

Horas de operación (diarias)					
Maquina Impulsada	3h		10h		24h
GRUAS: La clasificación de las grúas se basa en la norma JIS B8821-1976. Norma de cálculo para la estructura de las grúas					
Clasificación de la grúa	Elevación	Movimiento transversal	Movimiento de traslación	Movimiento de rotación	Elevación de Pluma
Grupo	1.00	1.50		1.25	1.00
Grupo	1.25	1.50			1.00
Grupo	1.50	1.75			1.25
Grupo	1.75	2.00			1.50
<b>TRANSPORTADORES</b>					
cargados o alimentados uniformemente		1.00		1.00	1.25
carga pesada alimentados no uniformemente		1.00		1.25	1.50
alternativos o agitadores		1.50		1.75	2.00
<b>ELEVADORES</b>					
Elevadores		1.50		1.50	1.50
Escaleras mecánicas		1.25		1.25	1.25
<b>LAMINADORAS DE METALES</b>					
Carro y accionamiento de banco de estirado		1.50		1.50	1.50
Mesa de salida		1.50		1.50	1.50
Accionamientos de grupo		2.00		2.00	2.00
Accionamientos individuales		2.00		2.00	2.00
Reversibles		2.00		2.00	2.00
Empujadores de planchas		1.50		1.50	1.50
Cizallas		2.00		2.00	2.00
Trefilado de alambre		1.25		1.25	1.25
Bobinadora de alambre		1.25		1.50	1.50
<b>MAQUINARIA PARA EL PROCESAMIENTO DE BANDAS METALICAS</b>					
Brides		1.50		1.50	1.50
Collers & Uncoilers		1.50		1.50	1.50
Edge trimmers		1.00		1.25	1.50
Flatteners		1.00		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
<b>MOLINOS, TIPO ROTATIVO</b>					
De bolas y de barras		2		2.00	2.00
De hornos de calcinación		1.5		1.50	1.50
Secadores y enfriadores		1.5		1.50	1.50
<b>EQUIPOS PARA LA ELIMINACION DE AGUA CLOACALES</b>					
Aireadores		2.00		2.00	2.00
Rejillas de barras		1.25		1.25	1.25
Alimentadores químicos		1.25		1.25	1.25
Separadores de espuma		1.50		1.50	1.50
Mezcladores lentos o rápidos		1.50		1.50	1.50
Colectores de sedimentos		1.25		1.25	1.25
Espesadores		1.50		1.50	1.50
Filtros de vacío		1.50		1.50	1.50

Horas de operación (diarias)			
Maquina Impulsada	3h	10h	24h
<b>TRANSPORTADORES</b>			
Mezcladores	1.75	1.75	2.00
Molinos mezcladores - 2 rollos lisos	1.50	1.50	1.75
Molinos de alimentación por gravedad - 2 rollos	1.50	1.50	1.50
Calentador triturador			
2 rollos: 1 rollo corrugado	1.75	1.75	1.75
Triturador - 2 rollos corrugados	2.00	2.00	2.00
Molino de retención, alimentación y mezcla			
2 rollos	1.25	1.25	1.25
Refinador. 2 rollos	1.50	1.50	1.50
calandrias	1.50	1.50	1.50
<b>FABRICA DE PAPEL</b>			
todos los tipos, incluidos las máquinas para fabricación de papel			
	2.00	2.00	2.00
<b>AGITADORES Y MEZCLADORES</b>			
De líquidos puros	1.00	1.00	1.25
De líquidos y solidos	1.00	1.25	1.50
De líquidos de densidad variable	1.00	1.25	1.50
<b>MEZCLADORAS</b>			
Hormigón	1.25	1.25	1.50
<b>TRITURADORAS</b>			
De piedras o minerales	2.50	2.50	2.50
<b>SOPLADORES</b>			
Centrífugos	1.00	1.00	1.25
de Lóbulos	1.00	1.25	1.50
de Paletas	1.00	1.25	1.50
<b>COMPRESORES</b>			
Centrífugos	1.00	1.00	1.25
de Lóbulos	1.00	1.25	1.50
Alternativos: Multicilindro	1.50	1.50	1.75
Alternativos: Cilindro único	1.75	1.75	2.00
<b>VENTILADORES</b>			
Centrífugos	1.00	1.00	1.00
De tiro forzado	1.25	1.25	1.25
Industriales y mineros	1.50	1.50	1.50
<b>BOMBAS</b>			
Centrífugas	1.00	1.00	1.25
De tornillo	1.25	1.25	1.50
De engranajes	1.25	1.25	1.50
<b>DRAGAS</b>			
Carretes de cable	1.25	1.25	1.50
Transportadores	1.25	1.25	1.50
<b>GENERADORES Y EXCITATRICES</b>			
	1.00	1.00	1.25
<b>TRITURADORES DE MARTILLOS</b>			
	1.75	1.75	2.00

Nota. Tomado de catálogo reductores Paramax. (2019)

- a. Horas trabajadas según carga (**Tabla 1**).
- b. Horas de servicio, aplicación (**Tabla 2**), factor de servicio

**Tabla 2**

*Factor de servicio del motor según horas*

Motor primario	Horas de operación	Tipo de carga		
		Carga uniforme	Carga con impacto moderado	Carga con impacto fuerte
		U	M	H
Motor eléctrico	3 horas diarias	1.00	1.00	1.50
	10 horas diarias	1.00	1.25	1.75
	24 horas diarias	1.25	1.50	2.00
Motor de combustión interna (multicilindro)	3 horas diarias	1.00	1.25	1.75
	10 horas diarias	1.25	1.50	2.00
	24 horas diarias	1.50	1.75	2.25

*Nota.* Catálogos reductores Paramax.(2019)

**a. Paso 04: Potencia equivalente (PE)**

$$P_E = P_M * F_S \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

$P_M$ : Potencia motriz. [HP] o [kW].

$F_S$ : Factor servicio. [Tabla 1 y 2].

**Paso 05: Tamaño del Reductor**

Con la reducción y potencia equivalente, según Anexo 05,

**Paso 06: Potencia térmica equivalente**

Si el reductor necesita ventilación forzada, se usará la siguiente expresión.

$$P_T = P_t * T_a \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

$P_T$ : Potencia térmica equivalente. [kW].

$P_t$ : Potencia térmica. [Anexo 9].

$T_a$ : Corrección de temperatura. [Tabla 3].

La instalación de ventilación forzada debe tener en cuenta el valor de PT igual o mayor.

**Tabla 3**

*Factor de corrección de temperatura ( $T_a$ )*

Temperatura Ambiente °C	Factor de Corrección de Temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1	1
30	0.85	0.87
40	0.7	0.73
50	0.55	0.6

*Nota.* Tomado de catálogo reductores Paramax.(2019).

### **Paso 07: Carga en voladizo (OHL)**

Juega un papel importante la carga en voladizo cuando están instalados directamente un piñón, polea, engranaje en el reductor, etc. Según **Anexo 10** (para flechas paralelas), se verifica los factores.

- Factor de carga (Cf).
- Carga radial
- Carga axial
- 

### **Paso 07: Cargas Equivalentes**

➤ **Carga radial equivalente ( $F_{re}$ )**

$$F_{re} = F_r * F_S * C_f \dots\dots\dots (3)$$

$$F_{re} = \frac{126000x HPx C_f x F.S}{Dx N} \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

HP: Potencia del motor

$C_f$ : Factor de esfuerzo radial (Tabla 14)

F.S: Factor de servicio (tabla 11)

D: Diámetro de paso del engranaje o piñón

N: Velocidad de baja de eje del reductor

➤ **Carga Axial Equivalente ( $F_{xe}$ )**

$$F_{xe} = F_x * F_S * C_f \dots\dots\dots (5)$$

Para comprobar si el reductor soporta cargas axiales y radiales, como consecuencia la ecuación (2.6) debe ser  $\leq 1$

$$\frac{F_{re}}{F_{ra}} + \frac{F_{xe}}{F_{xa}} \leq 1 \dots\dots\dots (6)$$

**Tabla 4**

*Factor de esfuerzo radial  $C_f$*

<b>Elemento de esfuerzo radial</b>	<b>Factor de esfuerzo radial</b>
Rueda dentada hilera única	1
Rueda dentada hilera doble	1.25
Engranajes	1.25
Correas en V	1.5
Correa plana	2.5

*Nota.* Tomado de catálogo reductores Paramax.(2019)

### 2.2.7 Transmisión por Cadenas

Los sistemas de cadenas de transmisión son la mejor alternativa para aplicar grandes pares de fuerza y se mueven en un rango de velocidades medias y bajas.

### 2.2.8 Clasificación

#### 2.2.9 Cadenas de Rodillos.

1) **Cadenas de transmisión de potencia;** cuya aplicación es transmitir la potencia entre ejes que giran a unas determinadas velocidades.

- Cadena de rodillos estándar ASA (ANSI): De una o múltiples hileras

2) **Cadenas transportadoras:** tienen la geometría específica de sus eslabones o enlaces que permiten caracterizar el transporte o arrastre de material.

- Cadenas de rodillos paso doble ASA (ANSI)

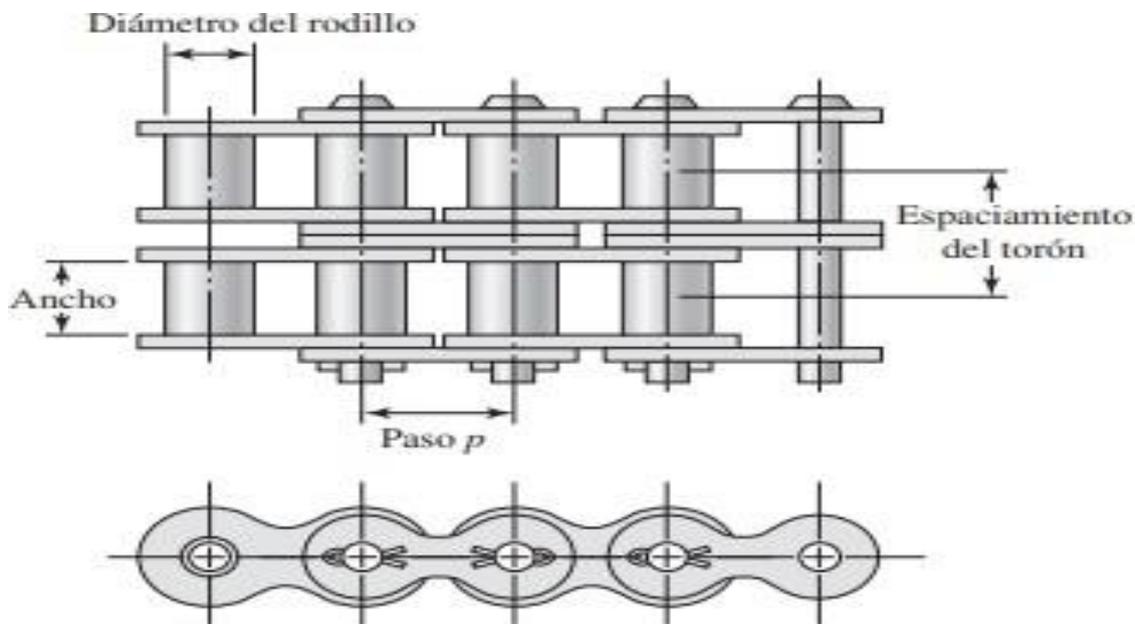
3) **Cadenas de transmisión de carga.** Transmiten grandes cargas, y son usadas para elevar grandes pesos, o accionar bancos de fuerza.

### 2.2.10 Ventajas de las cadenas de transmisión

- La distancia de centro entre la variación de flecha se puede colocar más fácilmente que con sistemas con engranajes.
- El montaje de las cadenas es más simple que cambiar fajas.
- El lado flojo de la cadena no requiere tensión, por los espacios reducidos de las cargas sobre los apoyos.
- Trabajan a menor temperatura las cadenas que las bandas.
- Las cadenas trabajan con baño por aceite, como refrigerante al calor

**Figura 11**

*Nomenclatura de cadenas de transmisión de rodillos*



*Nota.* Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley por Budynas & Nisbett (2012)

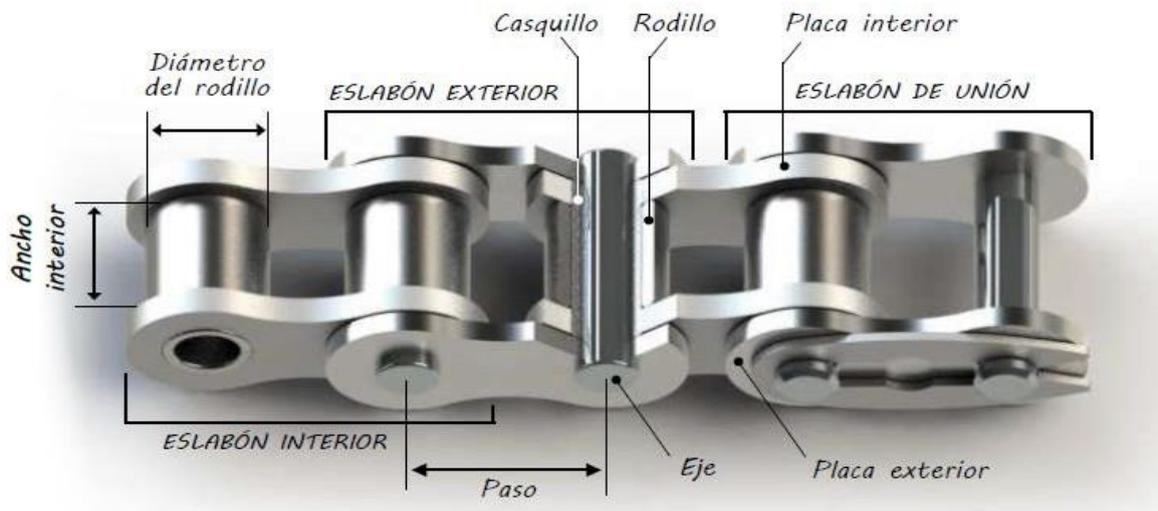
Las cadenas son conducidas por medio de ruedas dentadas, tienen una fuerza centrífuga con una carga a tensión que aumenta a velocidades superiores a los 300 m/min, de los casquillos y rodillos entre los pasadores.

La vida útil de una cadena diseñada en forma conservadora bien lubricada, el promedio es 15,000 horas.

### **2.2.11 Componentes de Cadena de Rodillos.**

- **Los eslabones** transfieren potencia y absorben los efectos de la fatiga en zona
- **Los rodillos** los casquillos protegen contra impactos, cumpliendo esta función, de proteger el lado de trabajo de la cadena contra el desgaste.
- **El eje y el casquillo** es la articulación de la cadena y protegen contra el desgaste.

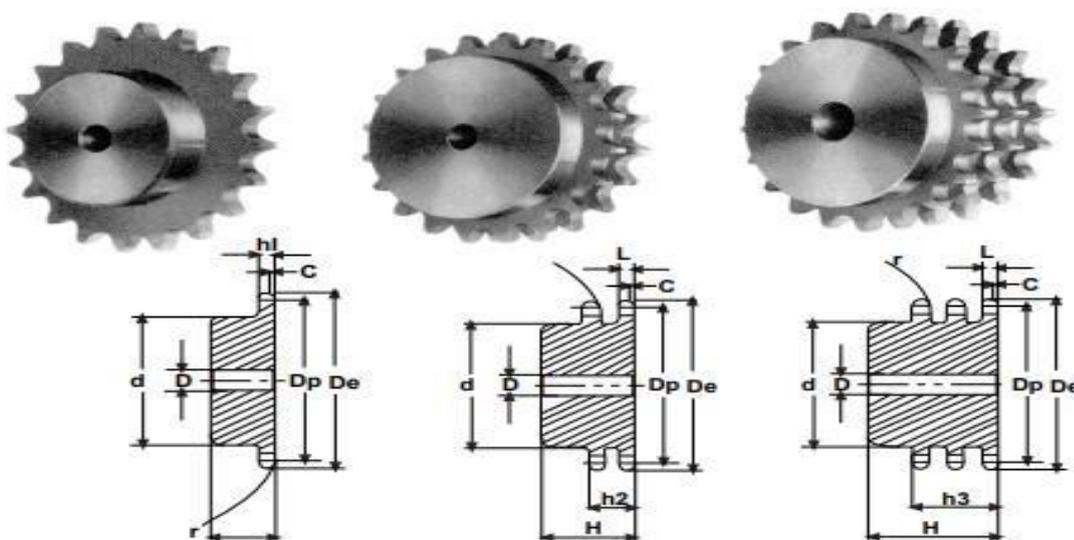
Los pernos y los casquillos están cementados.

**Figura 12***Elementos de cadena de rodillos*

*Nota.* Cadenas de rodillos Link-Bel (Rexnord)

### 2.2.12 Piñones

Son elementos mecánicos que tienen el embone perfecto con # de dientes del piñón y la catalina sin afectar la distancia entre el eje motriz y conducido.

**Figura 13***Tipos de piñones según ANSI B.29.1*

*Nota.* <https://ducasse.com.pe/wp-content/uploads/catalogo-transmisiones-pinones-norma-bs.pdf>, por Ducasse (2004)

### 2.2.13 Relacion de transmision

Esta relacion se determina según la velocidad de salida con la velocidad de entrada ( $i = \frac{n_2}{n_1}$ ), dividiendo el número de dientes de la rueda motriz con el número de dientes de las ruedas conducidas ( $i = \frac{Z_1}{Z_2}$ ).

Donde :

$n_s$ : Velocidad angular de entrada

$n_1$ : Velocidad angular de salida

$Z_1$  : Numero de dientes de entrada

$Z_2$  : Numero de dientes de salida

### 2.2.14 Pasos para determinar cadenas de rodillos

Se debe tener en cuenta:

1. Velocidad, potencia del equipo conducido.
2. La Catarina debe tener al menos 17 dientes, el equipo conductor trabajara a 100 r.p.m.
3. La relación máxima de transmisión será de 7. Para una relación mayor y se efectuará en dos o más etapas.
4. Las catarinas tendrán una distancia entre centros de 30 a 50 pasos de cadena.
5. El ángulo no debe ser menor a 120°.
6. 120 dientes deben tener como máximo la Catarina mayor
7. La norma ISO tiene recomendación para las catarinas los dientes: 17, 19, 21, 23, 25 ,38 ,57 ,76 ,95 y 114.

**Figura 14**

*Montaje de cadena de transmisión de rodillos*



*Nota:* Tomada de Standard Handbook of Chains (2ºed.). (2006). Chains for Power Transmisión.

### 2.2.15 Cálculo de sistema de transmisión por cadena de rodillos

Como elemento de transmisión la cadena, conformado por una serie de eslabones, teniendo flexibilidad para transmitir grandes fuerzas de tensión.

#### a) Relación de transmisión (i)

$$i = \frac{n_2}{n_1} \dots\dots\dots(7)$$

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \dots\dots\dots(8)$$

#### b) Potencia de diseño (Pd)

La potencia de diseño se determina donde se relacionan la potencia del motor o elemento motriz y el factor de servicio, según las características del elemento motriz y el tipo de carga o nivel de choques que soportara el sistema.

$$P_d = \frac{K_s \times P_m}{K_h} \dots\dots\dots (9)$$

Donde:

$P_m$ : potencia del motor.

$P_d$ : potencia de diseño.

$K_s$ : factor de servicio para cadenas de rodillos.

$K_h$ : factor de múltiples hileras.

El tipo de carga del equipo conducido, determinar el factor de servicio ( $K_s$ ) de tabla 5 y el factor de hileras  $K_h$  de tabla 6

### Tabla 5

*Factor de servicio según carga de trabajo  $K_s$*

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidraulico	Motor electrico o turbina	Motor de combustion interna con transmision mecanica
Uniforme(agitadores, ventiladores, transportador con carga ligera y uniforme)	1	1	1,2
Choque moderado (maquina herramienta, gruas, transportadores pesados, molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado(prensas de troquelado, molino de martillos, molino de rodillos )	1.4	1.5	1.7

*Nota.* Mott, Robert L. (2006). Diseño de elemento de maquinas (p. 290)

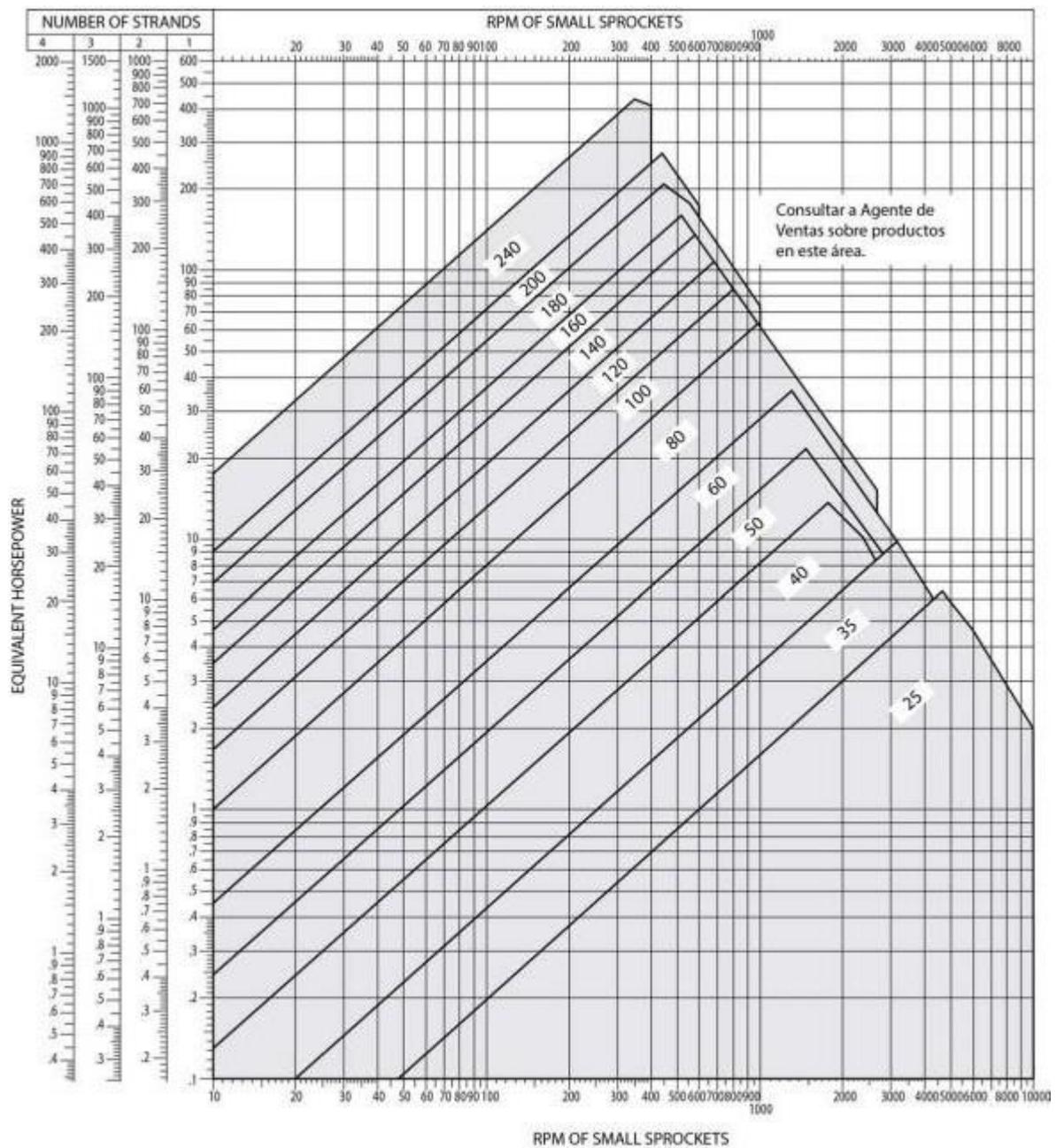
**Tabla 6***Factor de corrección de cadena simple a múltiple (Kh)*

Numero de hileras de cadena Múltiple	Factor de corrección de cadena simple a múltiple
2	1.7
3	2.5
4	3
5	3.5
6	4
8	4.5

*Nota.* Transmision por cadenas, Slideshare (2012)

Figura 15

Grafica para selección de tipo de cadena según ANSI



Nota. Catalogo de cadenas Kana (2013), p.10

### c) Dimensionamiento de los piñones

Las capacidades de potencia por cadenas que se requiere para transmitir potencia (HP) a una velocidad de giro de  $n$  rpm están en función de la cantidad de hileras. Se buscará en el catálogo del fabricante aquellos números de cadenas que se aproximen a la capacidad de potencia requerida por la máquina.

$$P_C = \frac{P_D}{F_h} \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

$P_C$  : Capacidad de potencia por cadena [kW].

$P_D$ : Potencia de diseño. [kW].

$F_h$ : Factor por número de hilera. [Tabla 6].

### d) Distancia entre centro y cálculo de la longitud de la cadena

➤ Estimar una distancia entre centros: se recomienda que cumpla el siguiente criterio  
30 pasos <  $C$  < 50 pasos.

➤ Se recomienda que la longitud de la cadena sea un número múltiplo del paso y un número par de paso.

➤ Determinar el número de eslabones y longitud de la cadena:

$$N_e = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \dots \dots \dots (11)$$

$$L_C = N_e \times P$$

➤ Determinar la distancia entre centro final de montaje.

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{(Z_2 + Z_1)}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{(Z_2 + Z_1)}{2} \right]^2 - 8 \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (12)$$

$N_e$ : Eslabones de cadena.

$L_C$ : Largo de cadena

$C$ : Centros de ejes.

$Z_1, Z_2$ : # Dientes de piñón y Catarina.

**e) Cálculo de la velocidad nominal de las cadenas y la relación:**

Se calcula la velocidad nominal de la cadena. Conforme al número de dientes seleccionados en el piñón conductor se verifica la relación cordal o sincronía en el movimiento cadena – piñón.

- **Diámetro de paso de piñón o Catarina.**

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z}\right)} \dots\dots\dots (13)$$

$p$  : paso (mm, plg)

- **Contacto de arco de cadena con piñón:**

$$\theta_1 = 180 - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2C} \right] \dots\dots\dots (14)$$

El contacto de arco  $\theta_1$  de cadena con piñón será  $> 120^\circ$  (Mott, 2006, pág. 291)

- **Contacto de arco de cadena con catalina:**

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2C} \right] \dots\dots\dots (15)$$

- **Velocidad lineal de la cadena**

$$V = \frac{Z_1 \cdot p \cdot n_1}{12} \dots\dots\dots (16)$$

Donde;

V: Velocidad de cadena (pie/min)

$Z_1$ : Número de dientes de la sprocket menor.

$n_1$ : Velocidad de la sprocket menor.

$p$ : paso (plg)

**f) Cálculo de la fuerza periférica (tangencial) ( $F_t$ )**

La fuerza periférica o tangencial se obtiene con la potencia y la velocidad media de la cadena.

$$F_t = \frac{P_m \times K_s}{V \times K_h} \dots\dots\dots (17)$$

Donde

$F_t$ : Fuerza periférica o tangencial (Newton)

$P_m$ : Potencia del motor (KW)

$V$ : La velocidad periférica (m/s)

$K_s$  ; Factor de servicio de carga

$K_h$ : factor de servicio para múltiples hileras de cadena

**g) Fuerza de tensión de cadena por hilera**

Este parámetro generalmente es suministrado por los fabricantes y se toman valores de las cadenas los cuales varían en función del paso.

**h) Comprobación de la carga total soportado por la cadena de rodillos ( $F_r$ ):**

$$F_r = F_u + F_c \dots\dots\dots (18)$$

$F_r$ : Esfuerzo total que soporta la cadena

$F_u$ : fuerza útil o tangencial

$F_c$ : Fuerza centrífuga de la cadena

Según la formulación se puede obtener el valor del esfuerzo útil ( $F_u$ ) que desarrolla la cadena a partir de la siguiente expresión:

$$F_u = \frac{P_d}{V} \dots\dots\dots (19)$$

Donde:

$F_u$ : Esfuerzo útil o tangencial que desarrolla la cadena de rodillos

$P_d$ : potencia transmitida corregida (diseño)

$V$ : Velocidad lineal promedio

El esfuerzo, como otro elemento generado debido a la fuerza centrífuga de la cadena ( $F_c$ ), está dado por la expresión:

$$F_c = M V^2 \dots\dots\dots (20)$$

M: peso unitario de la cadena

V: Velocidad lineal promedio

➤ Por lo tanto, el esfuerzo total ( $F_r$ ) que soporta la cadena de rodillos es:

$$F_r = F_u + F_c \dots\dots\dots (21)$$

#### i) Factor de seguridad (N)

El sistema de transmisión por cadena, el cual tiene la relación con la tensión, la fuerza, factor de servicio y la fuerza tangencial. se considera la ecuación siguiente:

$$N = \frac{\text{Fuerza tension(catalogo)}}{K_s \times F_t} \dots\dots\dots (22)$$

El coeficiente de seguridad se optimo en el rango de 8 a 15, de Mecánica eléctrica industrial, Odetto (2008)

Generalmente este proceso incluye diversos cálculos de varias opciones, como variación del paso de cadena, número de hileras y otros casos con proyección económica, la decisión final como la mejor opción se da por lo siguiente:

- Alto factor de seguridad.
- Manguitos de montaje y sprocket adecuados para ejes.

#### j) Recomendaciones para seleccionar cadenas de rodillos:

Se deben tener en cuenta según el proceso de diseño las recomendaciones relacionadas con las sprockets:

- Para velocidades mayores a 500 rpm usar sprockets menos de 25 dientes, material resistente al desgaste.

### 2.3 Acoplamiento Hidráulico

El acoplamiento hidráulico es un elemento de transmisión de potencia que protege al motor y absorbiendo el amperaje elevado y prolongado durante el arranque, amortigua los choques y protege las máquinas de sobrecargas continuas. Es un elemento de transmisión de

potencia que proporciona un cambio de velocidad deslizante y limita las sobrecargas dinámicas y la amortiguación de los choques, al transmitir el par.

**Figura 16**

Acoplamiento hidráulico

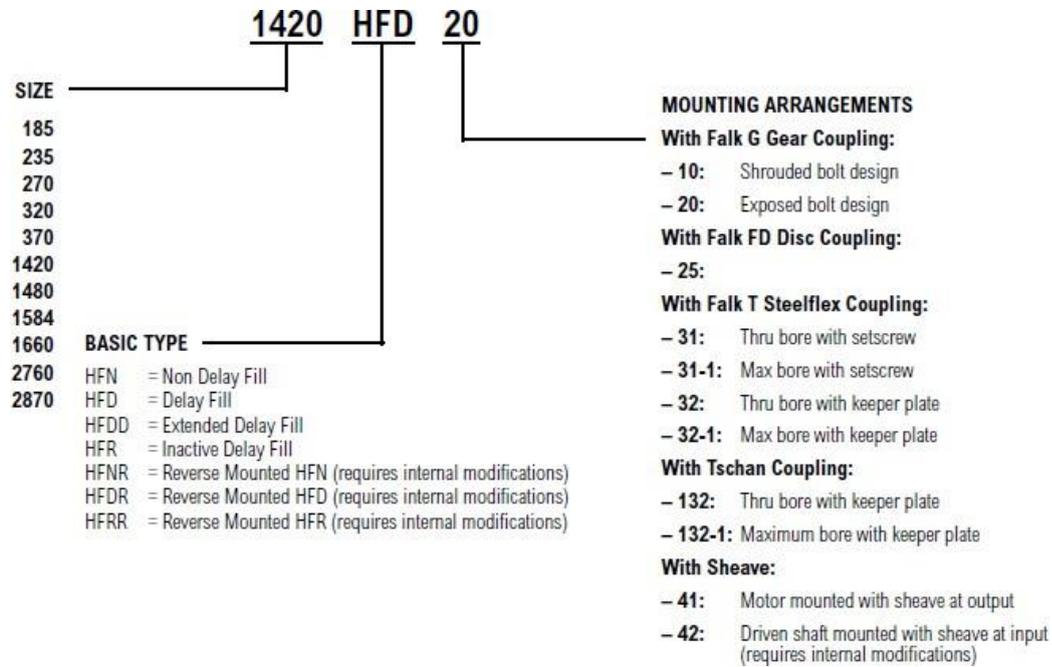


Nota. Falk, <https://www.ptcingeneria.com/index.php/productos/acoples/6-acoples-hidraulicos>

### 2.3.1 Selección de Acoplamiento Hidráulico

**Tabla 7**

*Identificación de acoplamiento hidráulico*



*Nota.* Tomado de Catalogo de Acoplamiento Falk, (2018)

**Tabla 8**

Selección de acoplamiento hidráulico según potencia y velocidad

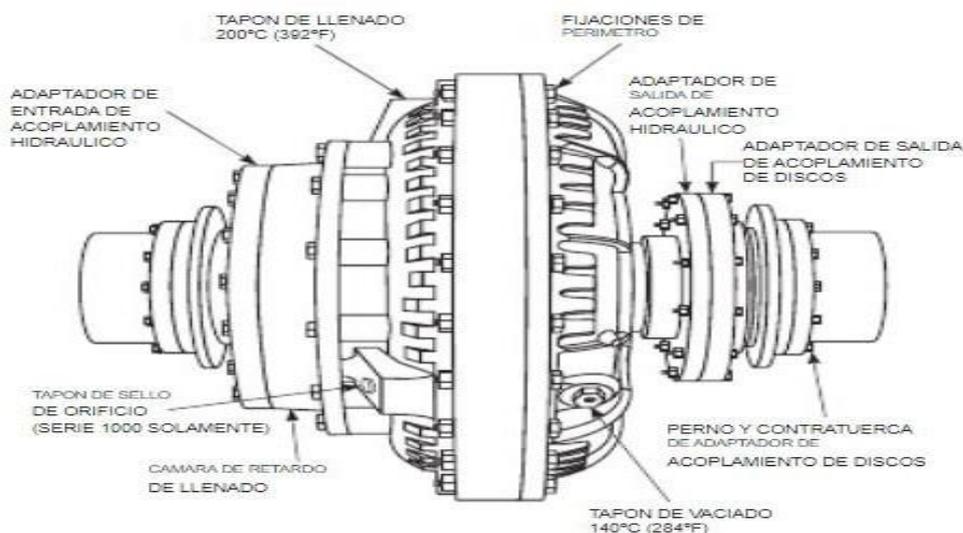
Quick Selection Table 1775-1170 RPM Input Speed

Load HP	Start Factor 120% for Belt Conveyors ②											
	1775 RPM				1450 RPM				1170 RPM			
	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor ③	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor ③	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor ③
35.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.2	91	0.60
40.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.5	89	0.55
45.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.8	86	0.54
50.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	4.1	84	0.54
55.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	4.8	82	0.53
60.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	5.0	80	0.52
67.5	-	-	-	-	1420	3.1	91	0.55	1480	3.2	92	0.58
75.0	-	-	-	-	1420	3.3	90	0.52	1480	3.4	89	0.56
87.5	-	-	-	-	1420	3.7	86	0.53	1480	3.8	85	0.59
100.0	-	-	-	-	1420	4.1	83	0.53	1480	4.3	82	0.60
112.5	-	-	-	-	1420	4.9	81	0.52	1480	5.0	78	0.60
125.0	1420	3.3	90	0.58	1480	3.3	94	0.48	1584	3.3	98	0.49
137.5	1420	3.5	88	0.58	1480	3.2	91	0.52	1584	3.3	96	0.48
150.0	1420	3.7	86	0.58	1480	3.3	88	0.55	1584	3.3	94	0.48
175.0	1420	4.3	83	0.57	1480	3.8	85	0.54	1584	3.3	91	0.58
200.0	1420	4.5	78	0.58	1480	4.3	81	0.74	1584	3.4	88	0.58
225.0	1480	3.2	92	0.56	1584	3.6	99	0.45	1584	3.7	83	0.66
250.0	1480	3.3	89	0.59	1584	3.4	98	0.45	1584	4.0	80	0.66
275.0	1480	3.5	87	0.59	1584	3.3	96	0.48	1584	4.5	77	0.66
300.0	1480	3.5	81	0.90	1584	3.3	95	0.48	1584	4.5	72	0.72

Nota. Tomado de Catalogo de Acoplamiento Falk, (2018)

**Figura 17**

Elementos de acoplamiento FALK



Nota: Tomado de Acoplamiento Falk (2016), <https://www.manualslib.es/manual/375056/Falk-Hfd25.html>

### III. MATERIALES Y METODOS

#### 3.1 Materiales y métodos

##### 3.1.1 Diseño de la investigación

El proyecto es tipo descriptivo.

Se presenta (variable dependiente).

M = Muestra

O = Observador

##### 3.1.2 Tipo de Investigación

Es del tipo descriptivo según el nivel de profundización y Aplicativo.



#### 3.2 Medios y Materiales

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

## IV. DESARROLLO

### 4.1 Argumentos preliminares

Los datos siguientes a considerar con referencia al secador rotadisk:

#### a. Equipo: Secador Rotadisco

- Capacidad: 5,600.00 Kg/h evaporación de agua
- Marca: Atlas Industries
- Modelo: RCD 2571 - V
- Velocidad: 22 rpm
- Potencia de diseño: 250 HP = 187 KW
- Potencia mecánica: 190 HP

#### b. Accionamiento motriz

- Motor eléctrico; 250 HP, 1780 RPM, 440 V, 60 HZ. (Anexo 4)

### Figura 18

Secador rotadisk Atlas RCD 2571-V



*Nota:* Propio

#### 4.2 Sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos

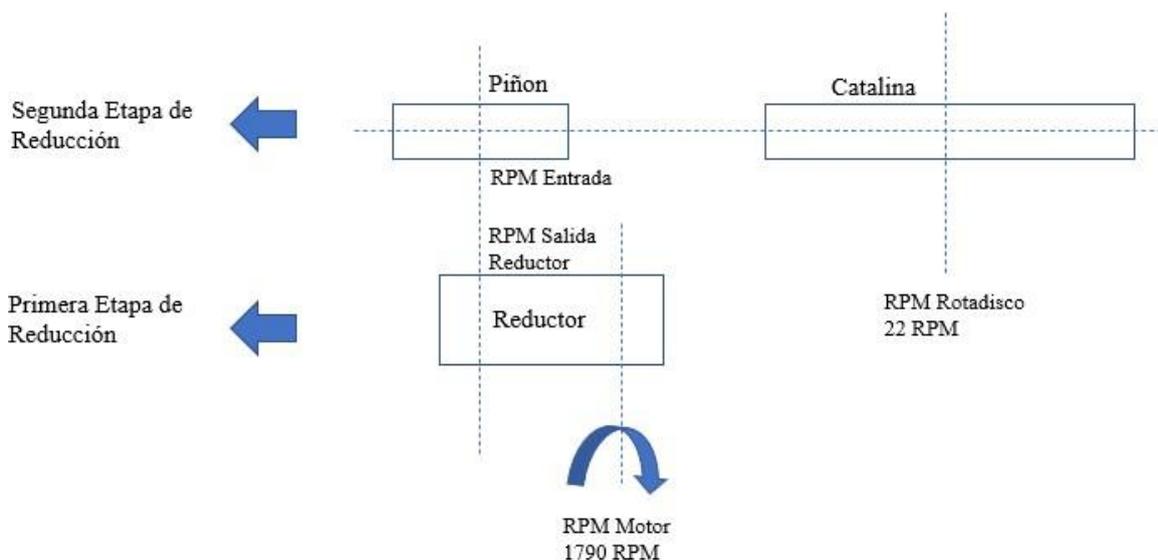
Según las consideraciones y desarrollando un análisis según las RPM del motor eléctrico (1780 RPM) y la velocidad necesaria de operación del equipo (22 RPM), ver figura 18, se obtiene una ratio de reducción de 80.9: 1, haciendo necesario utilizar una doble etapa de reducción a fin de que el ratio de reducción sea  $< 7$  del equipo.

Para diseñar este sistema de transmisión y sus consecuencias, se ha planteado el siguiente esquema (Figura 18):

- **I etapa: Reducción con reductor de velocidad**
- **II etapa: Reducción piñón – Catarina.**

**Figura 19**

*Sistema de reducción de dos etapas*



*Nota:* Disposición proyectada de sistema de reducción para secador rotadisk en pesquera centinela.

### 4.3 I etapa de reducción

#### 4.3.1 Determinar reductor de velocidad

Considerando que la reducción en la segunda etapa debe ser < de 7:1 y realizando uso de tablas que ya tienen valores establecidos para la selección del reductor tenemos que dar una tolerancia que nos permita acercarnos a un valor de tablas, por lo tanto, se considerara para la segunda etapa una ratio teórica de 4:1 para la velocidad (rpm) del piñón motriz sera:

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

$$4 = \frac{RPM\ Entrada\ (Piñon)}{22}$$

$$RPM\ (Piñon) = 4 * 22 = 88\ RPM$$

Como la velocidad (rpm) del piñón motriz es igual a 88 RPM de salida del reductor será:

$$RPM\ Salida\ Reductor = RPM\ (Piñon) = 88\ RPM$$

##### 4.3.1.1 Método para seleccionar reductor

Se asume el procedimiento según capítulo II.

#### Paso 01: Identificación de Datos de Entrada

- Potencia motriz = 250 HP = 187 KW
- RPM de motor = 1780 rpm
- RPM salida de reductor = 88 rpm
- Temperatura ambiental = 30 °C
- Configuración de reductor: Ejes paralelos
- Arreglo de ejes: LR (figura 10)
- Montaje: Horizontal
- Horas trabajo: 24 h

### Paso 02: Determinar factor de servicio

Del anexo 5, tenemos el factor de servicio (SF)

Maquina Impulsada	Horas de operación (diarias)		
	3h	10h	24h
Secadores y enfriadores	1.5	1.5	1.5

*Nota.* Catalogo reductores Paramax.(2019)

FS = 1.50, para 24 horas de trabajo.

### Paso 03: Cálculo de la potencia equivalente

Según la ecuación (2.1), con Factor de servicio (FS) igual 1.50 y con una Potencia de motor igual 187 KW.

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

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

Donde:

PE: Potencia Equivalente. [kW]

Pm: Potencia de Motor. [kW]

FS: Factor de Seguridad. [Tabla 1 y 2]

### Paso 04: Determinación del Tamaño de Reductor

Según Anexo 07, para ejes paralelos y datos de entrada, la potencia equivalente (PE), se determina el reductor, tenemos la capacidad mecánica según tamaño de reductor y relación de reducción 20 a 22.4.

- Velocidad de Salida = 88 RPM
- Velocidad de Entrada = 1780 RPM
- Relación de Reducción =  $1780/88 = 20.23$
- PE = 280.50 KW

**Tabla 9***Selección de tamaño de reductor*

PARAMAX® 9000

**SELECCIÓN** Ejes paralelos - Triple reducción Relación nominal de reducción 20 ▶ 25

POTENCIA NOMINAL MECÁNICA (kW)

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Velocidad del eje de baja velocidad	Tamaño del reductor														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
20	Relación exacta de reducción		19,894	19,681	20,280		19,884		19,590		18,987		20,067		20,054		20,585
	1800	90	28,4	39	61	*	98	*	154	*	254	*	358	*	554	*	758
	1500	75	22,1	33	51	*	82	*	129	*	213	*	310	*	463	*	650
	1200	60	17,7	27,8	41	*	66	*	103	*	171	*	250	*	372	*	527
	1000	50	14,8	23,6	34	*	55	*	86	*	143	*	209	*	311	*	441
	900	45	13,3	21,2	30	*	49	*	78	*	129	*	188	*	281	*	397
	750	38	11,1	17,7	25,8	*	41	*	65	*	107	*	157	*	235	*	332
22,4	Relación exacta de reducción		23,011	22,457	21,660		22,689		22,303		22,125		22,484		22,119		22,394
	1800	80	21,5	34	55	*	80	*	127	*	201	*	310	*	480	*	694
	1500	67	18,0	28,8	46	*	67	*	108	*	168	*	260	*	401	*	581
	1200	54	14,4	23,1	37	*	54	*	85	*	135	*	208	*	322	*	467
	1000	45	12,1	19,3	30	*	45	*	71	*	112	*	174	*	268	*	391
	900	40	10,9	17,4	27,9	*	40	*	64	*	101	*	157	*	243	*	352
	750	33	9,1	14,5	23,3	*	34	*	53	*	85	*	131	*	203	*	294

Nota: Tomado de Sumitomo Paramax 9000. (2020).

Con la relación de reducción y PE al inmediato superior, obtenemos de tabla 9.

- Tamaño de Reductor: 9070
- Capacidad Mecánica: 356 KW

Siendo 356 KW > 280.5 KW

Por lo tanto, se selecciona al siguiente tamaño del reductor: PARAMAX 9070

#### **Paso 05: Capacidad Térmica**

El factor de corrección de temperatura (Ta) con uso de Tabla 3 para una temperatura de 30 °C, asumiendo Ta es igual 0.85 (Sin Ventilador) y 0.87 (Con Ventilador).

Según tabla 10, para el tamaño de Reductor seleccionado 9070 obtenemos que la potencia es igual a 145KW (Sin ventilador) y 269 KW (Con ventilador).

**Tabla 10**

*Potencia por capacidad térmica según tamaño de reductor*

**POTENCIA NOMINAL TÉRMICA (KW)**

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Tamaño del reductor														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
Triple reducción	1800	-	24	36	42	54	63	77	77	97	107	131	145	179	184	225	235
		1	66	93	78	114	155	189	187	234	210	257	269	309	437	605	556
Horizontal	1500	-	23	35	42	53	62	76	76	95	106	130	145	178	185	226	238
		1	58	81	68	99	135	166	164	205	185	227	238	273	391	540	501
20	1200	-	22	34	40	51	60	73	74	92	104	126	142	175	183	223	237
		1	49	70	58	85	115	141	141	176	160	195	207	237	343	473	443
25	1000	-	21	32	38	49	57	70	71	89	101	123	138	170	179	217	233
		1	41	59	50	72	98	120	121	151	138	169	179	204	298	409	386
750	900	-	20	31	37	47	56	68	70	87	98	120	135	166	176	214	229
		1	38	55	46	67	91	112	113	141	129	158	168	192	280	385	364
750	750	-	19	30	36	45	53	64	67	83	94	115	130	160	170	206	223
		1	33	48	40	58	79	96	98	122	113	137	147	168	247	338	322

*Nota:* Tomado de Sumitomo Paramax 9000. (2020).

De la ecuación 2.2, tenemos la capacidad térmica sin ventilador

$$PT = Pt * Ta = 0.85 * 145 = 123.25 \text{ KW}$$

$$123.25 \text{ KW} < 187 \text{ KW (Potencia Motor)}$$

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

$$PT = Pt * Ta = 0.87 * 269 = 234.05 \text{ KW}$$

$$234.05 \text{ KW} > 187 \text{ KW (Potencia Motor)}$$

Según el cálculo se determina que el reductor requiere un ventilador para mejorar su capacidad térmica.

**Paso 06: Evaluar cargas en voladizo (OHL)**

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

El eje del reductor, soportara una carga radial del piñón – Catarina:

$$F_{re} = \frac{126000x \text{ HP}x \text{ Cf}x \text{ F.S}}{Dx N}$$

Donde:

HP = 250 HP

Cf: 1.25 (Tabla 4) para rueda dentada de hilera doble

F.S: 1.5 (Anexo 5)

D: 16.3 plg (diámetro primitivo de piñón, p.57)

N: 88 rpm (velocidad de baja en eje salida de reductor)

### PASO 7: Calculo de cargas equivalentes

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

$$F_{re} = \frac{126000 \times 250 \times 1.25 \times 1.5}{16.3 \times 88}$$

$$F_{re} = 41.175 \text{ KN}$$

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

Del anexo 10, de catálogo paramax 9000, para el modelo 9070 y la velocidad de salida del reductor 88 rpm; tenemos la tabla 11, las Cargas axiales y radiales del eje de reductor Paramax:

Interpolando para una velocidad de 88 rpm y modelo 9070

$$F_{ra} : 57.0 \text{ KN}$$

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

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

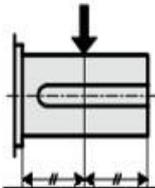
Donde:

$F_{xe} = 0$  (piñón de cadena de 3 hileras, no hay carga axial)

$$\frac{41.175}{57} + \frac{0}{F_{xa}} = 0.72 < 1 \text{ (SI cumple el reductor seleccionado)}$$

**Tabla 11***Cargas radiales y axiales de eje reductor paramax*

Carga radial admisible (kN)



Hoja 1

Aplicable a las configuraciones: RL, LR, BL

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

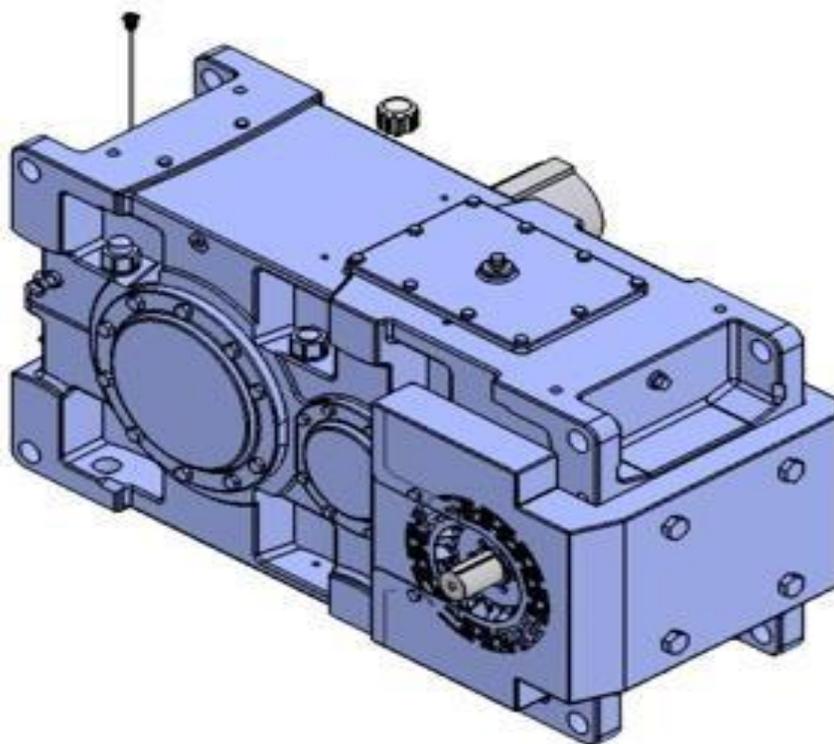
*Nota.* Catalogo reductores Paramax.(2019)

Selección de reductor:

- Modelo = 9070
- Potencia mecánica = 358 KW
- Reducción = 20.22
- Velocidad entrada = 1780 RPM
- Velocidad salida = 88 RPM
- Posición = H
- Arreglo = LR
- Carcaza = Bipartida (D)
- Etapas: 3

**Reductor Paramax: P-H-D-9070-P-3-LR-20.22****Figura 20**

*Reductor paramax P-H-D-9070-P-3-LR-20.22*



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

**4.3.2 Selección de Acoplamiento Hidráulico**

Según datos de referencia para una potencia de 250 HP (187 KW) y una velocidad en de 1780 RPM, entramos a tabla 12, y seleccionamos el tipo de acople.

**Tabla 12***Selección de acoplamiento hidráulico FALK***Quick Selection Table 1775-1170 RPM Input Speed**

Load HP	Start Factor 120% for Belt Conveyors											
	1775 RPM				1450 RPM				1170 RPM			
	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor	Coupling Size	% Slip	Fill Angle	Initial Start Factor
35.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.2	91	0.60
40.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.5	89	0.55
45.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	3.8	86	0.54
50.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	4.1	84	0.54
55.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	4.8	82	0.53
60.0	-	-	-	-	-	-	-	-	1420	5.0	80	0.52
67.5	-	-	-	-	1420	3.1	91	0.55	1480	3.2	92	0.58
75.0	-	-	-	-	1420	3.3	90	0.52	1480	3.4	89	0.56
87.5	-	-	-	-	1420	3.7	86	0.53	1480	3.8	85	0.59
100.0	-	-	-	-	1420	4.1	83	0.53	1480	4.3	82	0.60
112.5	-	-	-	-	1420	4.9	81	0.52	1480	5.0	78	0.60
125.0	1420	3.3	90	0.58	1480	3.3	94	0.48	1584	3.3	98	0.49
137.5	1420	3.5	88	0.58	1480	3.2	91	0.52	1584	3.3	96	0.48
150.0	1420	3.7	86	0.58	1480	3.3	88	0.55	1584	3.3	94	0.48
175.0	1420	4.3	83	0.57	1480	3.8	85	0.54	1584	3.3	91	0.58
200.0	1420	4.5	78	0.58	1480	4.3	81	0.74	1584	3.4	88	0.58
225.0	1480	3.2	92	0.56	1584	3.6	99	0.45	1584	3.7	83	0.66
250.0	1480	3.3	89	0.59	1584	3.4	98	0.45	1584	4.0	80	0.66
275.0	1480	3.5	87	0.59	1584	3.3	96	0.48	1584	4.5	77	0.66
300.0	1480	3.5	81	0.90	1584	3.3	95	0.48	1584	4.5	72	0.72

Nota. Tomado de Catalogo de Acoplamiento Falk, (2018)

### Resumen de Selección de Acoplamiento

- Acoplamiento hidráulico FALK
- Modelo: 1480

#### 4.4 Segunda etapa de reducción

##### 4.4.1 Determinar cadena, piñón y Catarina

Seguiremos el procedimiento según 2.2.7.

##### 4.4.1.1 Identificación de Datos de Entrada

- Potencia de diseño = 250 HP = 187 KW
- Potencia requerida = 190 HP = 141 KW
- Velocidad = 1780 RPM
- Velocidad de salida de reductor = 90 RPM

- Velocidad de Catarina = 22 rpm
- Uso: Secador
- Trabajo: 24 h

#### 4.4.1.2 Procedimiento de Calculo

1. Velocidades tentativas aplicando la ecuación:

$$Relacion (R) = \frac{n_1}{n_2} = \frac{90}{22} = 4.01$$

$$Relacion (R) = 4.01$$

2. De tabla 5, tenemos la carga del equipo y el factor de servicio ( $K_s$ ), para choque simple

$$K_s = 1.3$$

3. Potencia de diseño

$$Pd = P(Nominal) \times K_s = 141 * 1.3 = 183 \text{ KW}$$

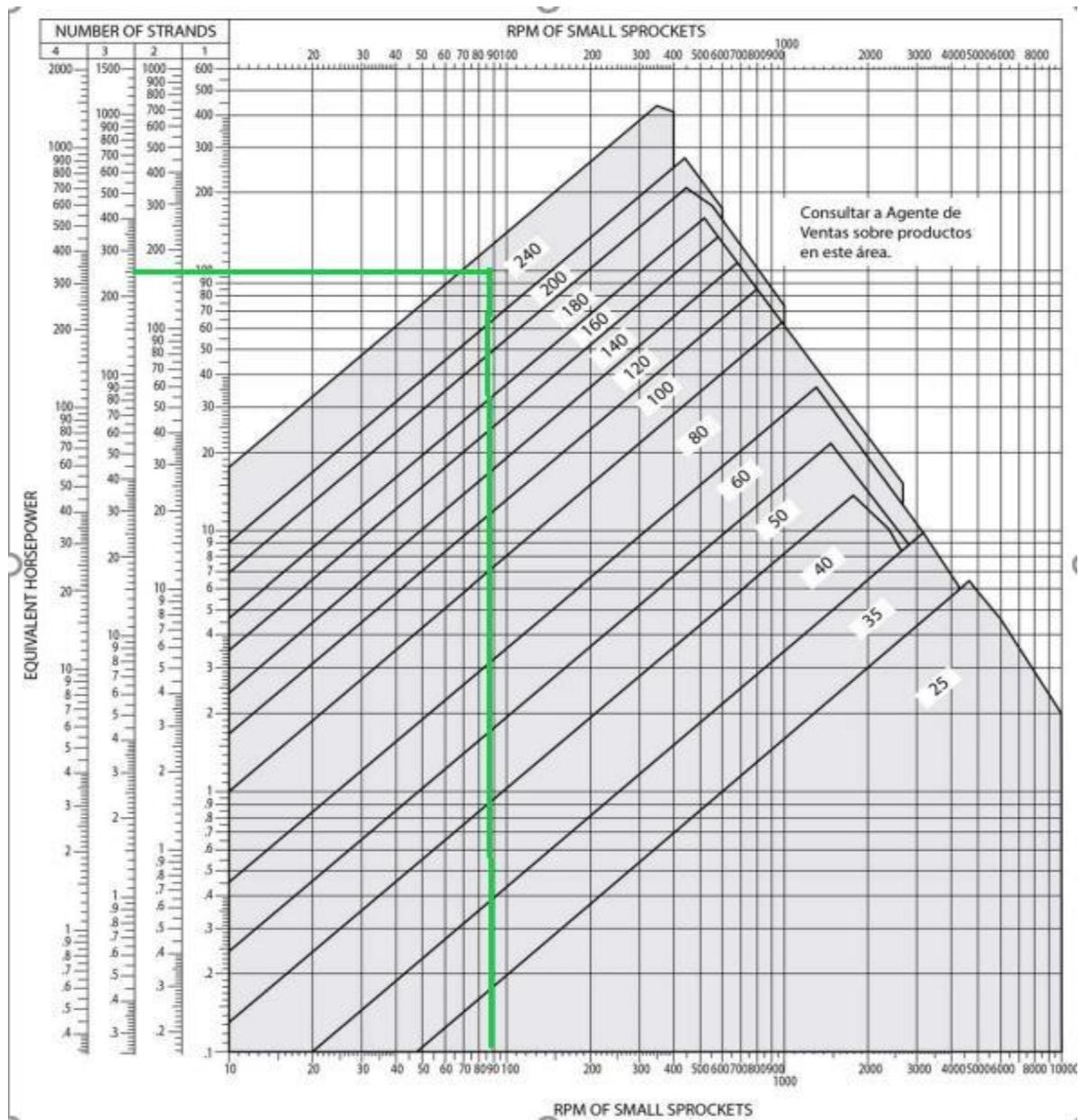
$$Pd = 183 \text{ KW} = 245 \text{ HP}$$

4. Según Figura 15, determinamos la cadena, con datos de potencia de diseño 187 KW y velocidad de piñón 90 rpm.

Resultando:

- Cadena N° 240.
- Paso 3 plg
- # hileras 03.

De la figura 15, Selecciónanos la cadena de rodillos con potencia de diseño y rpm



5. La potencia por eslabón, se tiene el factor de hileras de tabla 6.

$$Potencia = \frac{Pd}{Factor\ de\ cadena\ multiple(K_h)} = \frac{250}{2.5} = 100\ HP$$

De tabla 6, tenemos el factor de corrección de cadena simple a múltiple (Kh)

Numero de hileras de cadena múltiple	Factor de corrección de cadena simple a múltiple
2	1.7
3	2.5
4	3
5	3.5
6	4
8	4.5

*Nota.* Transmision por cadenas, Slideshare (2012)

**Tabla 13**

Selección de numero de dientes de Catarina menor según rpm y potencia por hilera

**CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 240 PASO 3"**

Nº. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																				
	5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
9	3.92	7.31	10.5	13.6	16.7	19.6	25.4	31.1	36.7	47.5	58.1	71.0	83.6	96.1	108	132	156	169	138	116	0
10	4.39	8.19	11.8	15.3	18.7	22.0	28.5	34.9	41.1	53.2	65.0	79.5	93.7	108	121	148	175	198	162	136	0
11	4.86	9.08	13.1	16.9	20.7	24.4	31.6	38.6	45.5	59.0	72.1	88.1	104	119	135	164	194	223	187	156	0
12	5.34	9.97	14.4	18.6	22.7	26.8	34.7	42.4	50.0	64.8	79.2	96.8	114	131	148	181	213	245	218	0	0
13	5.83	10.9	15.7	20.3	24.8	29.2	37.9	46.3	54.5	70.6	86.4	106	124	143	161	197	232	267	240	0	0
14	6.31	11.8	17.0	22.0	26.9	31.7	41.0	50.1	59.1	76.5	93.6	114	135	155	175	213	251	289	268	0	0
15	6.80	12.7	18.3	23.7	28.9	34.1	44.2	54.0	63.6	82.4	101	123	145	167	188	230	271	311	297	0	0
16	7.29	13.6	19.6	25.4	31.0	36.6	47.4	57.9	68.2	88.4	108	132	156	179	202	247	290	334	328	0	0
17	7.78	14.5	20.9	27.1	33.1	39.0	50.6	61.8	72.9	94.4	115	141	166	191	215	263	310	356	359	0	0
18	8.28	15.4	22.3	28.8	35.2	41.5	53.8	65.8	77.5	100	123	150	177	203	229	280	330	379	377	0	0
19	8.78	16.4	23.6	30.6	37.4	44.0	57.0	69.7	82.2	106	130	159	187	215	243	297	350	402	393	0	0
20	9.28	17.3	24.9	32.3	39.5	46.5	60.3	73.7	86.8	112	138	168	198	228	257	314	370	423	407	0	0
21	9.78	18.2	26.3	34.1	41.6	49.0	63.5	77.7	91.5	119	145	177	209	240	270	331	390	439	421	0	0
22	10.3	19.2	27.6	35.8	43.8	51.6	66.8	81.7	96.2	125	152	186	220	252	284	348	410	454	435	0	0
23	10.8	20.1	29.0	37.6	45.9	54.1	70.1	85.7	101	131	160	195	230	265	298	365	430	469	448	0	0
24	11.3	21.1	30.4	39.3	48.1	56.7	73.4	89.7	106	137	167	205	241	277	312	382	450	483	0	0	0
25	11.8	22.0	31.7	41.1	50.3	59.2	76.7	93.8	110	143	175	214	252	290	327	399	470	496	0	0	0
26	12.3	23.0	33.1	42.9	52.4	61.8	80.0	97.8	115	149	183	223	263	302	341	416	491	509	0	0	0
	Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B										Lubricación Tipo C					

**Lubricación Tipo A** : A mano, con aceitara o brocha  
**Lubricación Tipo B** : En baño de aceite o por salpique  
**Lubricación Tipo C** : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)  
 INFORMACIÓN INTERMEC

Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este peso, multiplique por la capacidad por:

No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR
2.....	1.7	5.....	3.9
3.....	2.5	6.....	4.6
4.....	3.3		

Nota. Intermecc (2017), [http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual\\_pinones\\_intermec.pdf](http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual_pinones_intermec.pdf)

Como  $Z_1 = 17$  dientes.

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} = \frac{3}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 16.3 \text{ plg.}$$

6. La Catarina mayor con la ecuación 3.

$$Z_2 = R * Z_1 = 4.01 * 17 = 68.2$$

Redondeando a un número entero tenemos:

$$Z_2 = 68 \text{ Dientes}$$

Con diámetro de paso de;

$$D_2 = \frac{3}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{68}\right)} = 65.22 \text{ in.}$$

$$R = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{68}{17} = 4.0$$

$$n_2 = \frac{n_1}{R} = \frac{90}{4.0} = 22.2 \text{ RPM}$$

7. Longitud de cadena

$$Lp = 2C(\text{Tentativa}) + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$Lp = 2(30) + \frac{68 + 17}{2} + \frac{(68 - 17)^2}{4\pi^2(30)}$$

$$Lp = 104.7 \text{ Pasos}$$

8. Longitud de cadena ( $L_P$ ) más cercano,

$$Lp = 105 \text{ Pasos}$$

9. Calculando la distancia entre centros aproximada.

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{(Z_2 + Z_1)}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - 8 \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 0.25 \left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left[ \left( L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \frac{2(Z_2 - Z_1)^2}{\pi^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$C = 0.25 \left[ 105 - \frac{68 + 17}{2} + \left[ \left( 30 - \frac{68 + 17}{2} \right)^2 - \frac{2(68 - 17)^2}{\pi^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$C = 30.4 \text{ pasos} = 91.2 \text{ in.} = 2316.48 \text{ mm}$$

10. cálculo de la flecha de cadena de transmisión

$$\text{Flecha} = 1.5\% \times C = 1.5\% (2316 \text{ mm}).$$

$$\text{Flecha} = 34 \text{ mm}$$

11. Arco de contacto, debe ser mayor a  $120^\circ$ .

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

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{Sen}^{-1} \left( \frac{65.22 - 16.3}{2 * 91.2} \right)$$

$$\theta_1 = 148.9^\circ$$

12. Número de hileras de eslabón de placa por fatiga

$$HP_L = K_L Z_1 n^{(0.96)} p^{3.0 - 0.07p}$$

$$HP_L = 0.004 * 17 * 88^{(0.96)} * 3^{3.0 - 0.07 * 3}$$

$$HP_L = 100.10 \text{ HP}$$

Donde:

**HP<sub>L</sub>**: Potencia por tramo en eslabón por fatiga.

**K<sub>L</sub>**: para cadenas 0.004 y para la N° 41;0.00242

**p**: Paso (in.).

**Z<sub>1</sub>**: Dientes de piñón.

**n**: Velocidad de piñón (rpm).

13. Hileras de rodillos y bujes para 15000 horas.

$$HP_R = \frac{K_R Z_1^{1.5} p^{0.8}}{n^{1.5}} * K_L = \frac{17000 * 17^{1.5} * 3^{0.8}}{88^{1.5}} * \left(\frac{105}{100}\right)^{0.4} = 12,316.16 \text{ HP}$$

Donde:

**HP<sub>R</sub>**: Potencia por tramo de rodillos

**n**: velocidad de piñón (rpm)

**p**: Paso (in.).

**K<sub>R</sub>**: Para cadenas estándar y pesadas 17,000

14. **HP<sub>L</sub>** y **HP<sub>R</sub>** con la ecuación tenemos

$$\text{Cantidad de Hileras (Tentativa)} = \frac{Pd}{HP_R \text{ O } HP_L} = \frac{250 \text{ HP}}{100.1 \text{ HP}} = 2.5$$

Se considera 03 hileras por resistencia a la fatiga, la placa del eslabón

15. La velocidad (*V*), tensión (*F<sub>r</sub>*), carga útil (*F<sub>u</sub>*), fuerza centrífuga (*F<sub>c</sub>*) en lado templado de cadena.

$$V = \frac{P * Z_1 * n_1}{1000} = \frac{0.0762m * 17 \text{ dientes} * 88 \text{ rpm}}{60} = 1.81m/s$$

- Tipo de lubricación por tipo B; baño con aceite (tabla 13)

$$F_u = \frac{P_d}{V} = \frac{183 \text{ KW}}{1.81 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 101,2 \text{ KN}$$

$$F_c = M * V^2 = 75.0 \text{ Kg/m} * 1.81^2 \text{ m/s} = 267.9 \text{ N}$$

$$F_r = F_u + F_c = 101,200 \text{ N} + 267 \text{ N}$$

$$F_r = 101,467 \text{ N} = 101.467 \text{ KN.}$$

### 15. Cálculo del coeficiente de seguridad (Cs):

El coeficiente de seguridad se optimo en el rango de 8 a 15 (Mecánica eléctrica industrial, Ing. A.R. Odetto)

Según ANEXO 18, las especificaciones técnicas para cadena simple de rodillos ANSI 240 - 3 y paso 76.2 mm, se tiene los siguientes datos:

- Peso (M): 75.0 kg/m
- Carga rotura (R): 1500 KN

Condición:  $F_r < R \longrightarrow 97.1 \text{ KN} < 1500 \text{ KN}$  (SI CUMPLE)

Resulta un coeficiente de seguridad de la cadena de rodillos ANSI 240 -3, es:

$$C_s = \frac{R}{F_r} = \frac{1500}{101.467} = 14.7, \text{ SI CUMPLE, está en el rango de 8 a 15}$$

- **Resumen de selección de cadena**
- Tipo de cadena: ANSI 240
- Paso: 3 in. (76.3 mm).
- # hileras: 03.
- Arco de contacto: 148.9°
- Piñón: 17T / Tipo B
- Catarina: 68 T/ Tipo B
- Tensión en el lado templado: 101.467 *KN*

## V. RESULTADOS Y DISCUSIONES

### 5.1 Resultados

Según los resultados para rediseñar un sistema de transmisión de potencia, se determina un sistema de dos etapas, con el fin de bajar la velocidad de entrada a adecuar la velocidad de salida para el nuevo sistema.

- **Resultados de Primera Etapa de Reducción**

Se tiene 1780 rpm una velocidad de entrada y 88 rpm velocidad de salida con una potencia de 250 HP.

**Tabla 14**

Componentes de primera etapa

Ítem	Componentes	Marca	Modelo
1	Motor eléctrico	Weg	
2	Caja reductora	Paramax	P-H-D-9070-P-3-LR-20.22
3	Acoplamiento hidráulico	FALK	1480

*Nota:* Propio

- **Resultados de Segunda Etapa de Reducción**

La velocidad de entrada de 88 rpm en esta etapa y 22 rpm como velocidad de salida con potencia de 250 HP.

**Tabla 15***Componentes de segunda etapa*

<b>Componentes</b>	<b>Marca</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Uni</b>
Cadena de Transmisión	Mega Chain	ANSI 240-3	408	in.
Catarina Menor	Mega Chain	17 T-B	1	Pz
Catarina Mayor	Mega Chain	68 T-B	1	Pz

*Nota: propio***5.1.1 Evaluación Económica**

Para este nuevo sistema de transmisión de potencia se tendrá un costo de 65,900.00 USD, según tabla 16, del apartado 1.2 (Planteamiento del problema), el costo del reemplazo de la caja reductora SEW - ML4, por el reductor Paramax es 125,000.00 USD montaje incluido, el monto total del proyecto representa un 80 % del costo de una caja reductora SEW-ML4 nueva, siendo el ahorro de 20 % aproximadamente.

**Tabla 16***Costo de instalación de sistema de transmisión de potencia*

Item	Servicios	Cantidad	Descripción	Costo	Moneda
1	Fabricación e Instalación de sistema de transmisión por cadenas de Rodillos- piñón- Catarina	01	Servicio incluye montaje de 02 etapas de transmisión y puesta en marcha	65,900.00	USD

Item	Componentes	Marca	Modelo	Costo	Moneda
1	Caja de Reducción	Paramax	P-H-D-9070-P-3-LR-20.22	125,000.00	USD
2	Acoplamiento Hidráulico	FALK	1480	6000.00	USD

*Nota:* propio

## 5.2 Discusión de Resultados

Según los resultados, los grupos que llamamos etapas de transmisión de potencia por cadenas existen procedimientos ya asignados como las Normas Internacionales como la ASME -B29.1M, estos procedimientos mencionan que la relación de transmisión no debe ser mayor de 7:1, por ello que se determinaron dos etapas de reducción para la transmisión de potencia.

En la primera etapa de reducción nos muestra la elección de una caja de reducción de ejes paralelos, con una ratio de reducción de 20.22, una capacidad de 356 HP de potencia y una velocidad de salida de 88 rpm, se utilizó el catálogo del proveedor SUMITOMO-PARAMAX, marca mundial, también se pudo haber utilizado catálogos de SEW-EURODRIVE, WEG, DELCROSA, sin embargo, se optó por este proveedor debido a su tiempo de entrega, costo y eficiencia.

En la segunda etapa de reducción, podemos analizar:

El resultado de seleccionar el número de cadena de acuerdo con el estándar ASME-B29.1M es ASA/ANSI 240-3, para una capacidad de diseño de 250 HP. El resultado de la selección del número de cadena utilizar bajo la norma ASME-B29.1M, es ASA/ANSI 240-3 para potencia de diseño de 250 HP, independientemente de la marca estas cadenas tienen medidas ya normalizadas, la diferencia de costo entre proveedores es mínima.

También tenemos el número de dientes del piñón y catalina, es importante tener en cuenta que para la norma ASME el número de dientes de Catarina mayor no debe ser mayor a 120 dientes, obteniendo 17 dientes y 68 dientes para la Catarina menor y mayor respectivamente, con un ratio de reducción de 4 y una velocidad de salida de II etapa de 22 rpm siendo las condiciones necesarias

## VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 6.1 Conclusiones

- a. Se identificaron los componentes mecánicos esenciales y complementarios del sistema de transmisión del secador Rotadisk de 50 TPH, entre los elementos claves; cadena de transmisión con capacidad de transmitir una potencia de 250 HP al Secador Rotadisk, 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 1.81 m/s, para una tensión de 101.467 KN y una longitud de 108 pasos. Piñones o catalinas de transmisión de potencia con 68 dientes para la Catarina mayor y 17 dientes para la Catarina menor, con una relación de transmisión de 4:1, con una velocidad de entrada de 88 RPM y una velocidad de Salida de 22 RPM.
- b. Se diseño y propuso una optimización una optimización del sistema de transmisión, determinando como elemento crítico el reductor de velocidad de 88 RPM de salida, de ejes paralelos, con una capacidad mecánica de 477 HP (356 KW), con una relación de reducción de 20.22:1, con tres etapas de reducción, marca: SUMITOMO PARAMAX bajo la siguiente nomenclatura P-H-D-9070-P-3-LR-20.22. Adicionalmente se propuso un acoplamiento Hidráulico FALK modelo 1480 para acoplar el motor con caja reductora Paramax.
- c. Se evaluó la viabilidad técnica y económica de la propuesta de optimización mediante un análisis de costo-beneficio. Se determinó que la inversión requerid para la instalación de sistema de transmisión asciende a 196,900.00 USD, obteniendo un ahorro de 20 % para poner en marcha al equipo, lo que demuestra la factibilidad.

## 6.2 Recomendaciones

- Se recomienda para el diseño de sistemas de transmisión poder guiarnos de normas internacionales, los cuales tienen un procedimiento definido y se basan en cálculos analíticos y experiencia recopilada a través de los años.
- Se considera el ambiente donde funcionará nuestro diseño, ya que este nos ayudará a considerar los factores como temperatura del ambiente, humedad, ventilación, iluminación.
- Se debe tener en cuenta la flecha (o deflexión) al momento del montaje en una cadena de rodillos de transmisión depende de la distancia entre centros de los piñones y la tensión aplicada, para este caso donde la distancia entre centros es 2316 mm la flecha será 34 mm.
- Se recomienda para el proyecto 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.
- La cimentación debe estar diseñado para soportar la carga, el peso y las vibraciones del sistema. El concreto debe tener alta resistencia (mínimo 3500-4000 psi) con refuerzo de acero según los cálculos estructurales.

## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

### VIII. Bibliografía

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Novena Edición ed.). Mexico: Mc Graw Hill. Obtenido de <file:///D:/Users/Workstation/Desktop/DISE%20C3%91O%20MAQUINAS/Libro%20DISE%20C3%91O%20MAQUINAS%20SHIGLEY%20novena.pdf>
- Chavez Vargas, E. W. (2011). *Diseño de un secador tipo rotatubos para harina de pescado con capacidad de evaporación de 8000 kg. agua /hr.* Tesis, Universidad Nacional de Ingeniería, Ingeniería, Lima. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.14076/4573>
- Falk. (2018). *Falk True Torque Fluid*. Obtenido de <https://es.rexnord.com/products-services/process-motion-control/couplings/fluid-couplings>
- Falk, A. (s.f.). <https://www.ptcingeneria.com/index.php/productos/acoples/6-acoples-hidraulicos>. Obtenido de <https://www.ptcingeneria.com/index.php/productos/acoples/6-acoples-hidraulicos>
- Garcia Dominguez, & Gonzalez Rey. (2007). Cadenas de rodillos. Tendencias de desarrollo y dimensionales segun normas ISO. *Ingeniería Mecánica*. Obtenido de <https://www.redalyc.org/pdf/2251/225117646004.pdf>
- Haarslev. (2017). <https://haarslev.com>. Obtenido de [https://haarslev.com/wp-content/uploads/2017/01/1062\\_Haarslev-Disc-Dryer-Environmental\\_Productsheet\\_ES.pdf](https://haarslev.com/wp-content/uploads/2017/01/1062_Haarslev-Disc-Dryer-Environmental_Productsheet_ES.pdf)
- Haarslev. (2019). <https://es.haarslev.com/products/continuous-meal-cooler/>. Obtenido de <https://es.haarslev.com/products/continuous-meal-cooler/>
- Manrique Zorrilla, L. F. (2008). *Diseño de Secador Rotadisk de 14 TM/Hr de Capacidad para Harina de Pescado Prime*. Universidad Nacional de Ingeniería, Ingeniería, Lima. Obtenido de <http://hdl.handle.net/20.500.14076/723>

- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elemento de Maquinas* (Cuarta Edicion ed.). Mexico: Pearson Educacion. Obtenido de <https://www.udocz.com/apuntes/20762/disen-de-elementos-de-maquinas-robert-l-mott-4ta-ed>
- Muñoz Lazaro, D. (2023). *Diseño de un sistema de transmisión de potencia por cadenas para secador Rotadisco FSD60 en pesquera diamante*. Universidad Nacional del Santa, Ingenieria, Chimbote. Obtenido de <https://hdl.handle.net/20.500.14278/4463>
- Odetto, A. (2008). *Mecanica Electrica Industrial*. *Academia Edu*. Obtenido de [https://www.academia.edu/35251021/Mec%C3%A1nica\\_el%C3%A9ctrica\\_industrial](https://www.academia.edu/35251021/Mec%C3%A1nica_el%C3%A9ctrica_industrial)
- Paramax, S. (2019). <https://latam.sumitomodrive.com/es-419/product/paramax>.
- Renold. (s.f.). <https://www.renold.es/productos/cadena-de-transmisi%C3%B3n/>. Obtenido de <https://www.renold.es/productos/cadena-de-transmisi%C3%B3n/>
- Rodriguez Mendez, A. (2009). *Análisis Numérico de Esfuerzos en Cadenas de Material Plastico*. Mexico. Obtenido de <https://www.cenidet.edu.mx/subplan/biblio/seleccion/Tesis/MM%20Alejandro%20Rodr%C3%A9guez%20M%C3%A9ndez%202009.pdf>
- WEG. (2014). *Catalogo de MotoresTrifasicos W22*. Obtenido de <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h60/h24/WEG-w22-motor-trifasico-50044029-brochure-spanish-web.pdf>

## IX. ANEXOS

### ANEXO 01: Secador Rotadisk



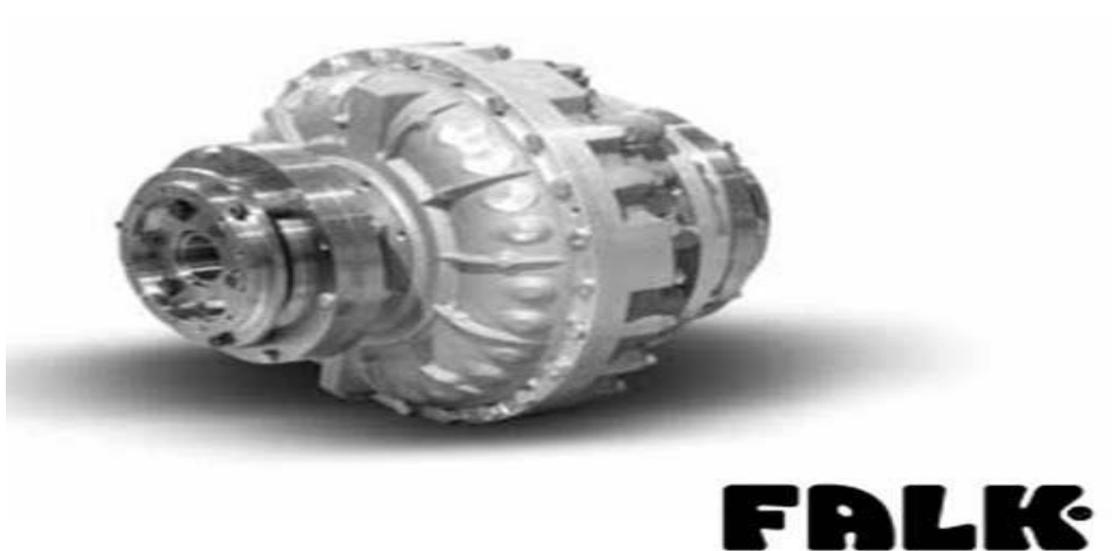
Nota. Haarslev, <https://es.haarslev.com/products/disc-dryer-2/>, (2019)

### ANEXO 2: Especificaciones técnicas de secador rotadisk

TIPO	SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO (m <sup>2</sup> )	CAMISA DE VAPOR (m <sup>2</sup> )	POTENCIA* (kW)	DIMENSIONES			
				Longitud (L) (mm)	Anchura (An.) (mm)	Altura (Al.) (mm)	Peso (kg)
1228	60	8	30	7.750	2.050	2.600	22
1242	90	12	45	9.700	2.050	2.600	26
1537	110	13	45	9.050	2.200	3.200	30
1542	125	14	45	9.750	2.200	3.200	31
1551	150	19	55	11.100	2.200	3.200	37
1850	215	24	75	11.100	2.560	3.500	52
2050	260	26	75	11.300	2.800	3.650	59
2064	320	34	90	13.250	2.800	3.650	68
2264	375	37	110	14.000	3.000	3.850	79
2550	400	31	110	12.200	3.300	4.150	84
2564	515	40	132	14.150	3.300	4.150	99
2578	595	49	160	16.150	3.300	4.150	120
2864	650	47	160	14.150	3.600	4.500	116

Nota. Haarslev, <https://es.haarslev.com/products/disc-dryer-2/>, (2019)

**ANEXO 3.** *Acople hidraulico FALK*



*Nota.* Acoplamiento Falk (2016), <https://www.manualslib.es/manual/375056/Falk-Hfd25.html>

#### ANEXO 4. Datos técnicos de motores eléctricos trifásicos WEG

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In		Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	460 V						Corriente nominal In (A)	
HP	kW			Letra	Ia/In				Caliente	Frío			RPM			% de la potencia nominal				
				Rendimiento			Factor de potencia													
		50	75	100	50	75	100													
N polos																				
1	0,75	143/5T	3,99	L	8,4	3,2	3,5	0,0049	18	40	18,5	51,0	1760	80,0	84,0	85,5	0,55	0,68	0,75	1,47
1,5	1,1	143/5T	6,00	L	8,4	2,5	3,4	0,0060	14	31	22,0	51,0	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,70	0,79	2,02
2	1,5	143/5T	8,03	K	8,0	2,7	3,2	0,0066	11	24	23,0	51,0	1750	85,5	86,5	86,5	0,57	0,70	0,79	2,76
3	2,2	182/4T	12,0	K	8,1	2,3	3,4	0,0143	23	51	41,0	56,0	1760	87,5	88,5	89,5	0,61	0,73	0,79	3,91
5	3,7	182/4T	20,0	J	7,5	2,3	3,2	0,0169	15	33	43,0	56,0	1755	88,5	89,5	89,5	0,62	0,74	0,80	6,45
7,5	5,5	213/5T	29,9	H	7,1	2,2	3,1	0,0566	20	44	70,0	58,0	1765	89,5	91,0	91,7	0,66	0,76	0,82	9,18
10	7,5	213/5T	39,8	H	6,4	2,0	3,0	0,0637	17	37	78,0	58,0	1765	91,0	91,7	91,7	0,66	0,77	0,83	12,4
15	11	254/6T	59,7	G	6,4	2,3	2,7	0,1104	17	37	114	64,0	1765	91,0	91,7	92,4	0,68	0,78	0,83	18,0
20	15	254/6T	79,6	H	6,9	2,3	2,7	0,1305	15	33	132	64,0	1765	91,7	92,4	93,0	0,68	0,79	0,84	24,1
25	18,5	284/6T	99,5	G	6,2	2,4	2,7	0,2153	24	53	176	64,0	1765	92,4	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	29,5
30	22	284/6T	119	G	6,1	2,4	2,4	0,2467	20	44	198	64,0	1765	93,0	93,0	93,6	0,70	0,80	0,84	35,1
40	30	324/6T	158	G	6,1	2,2	2,4	0,3861	20	44	223	66,0	1775	93,6	94,1	94,1	0,72	0,80	0,85	47,1
50	37	324/6T	198	G	6,2	2,3	2,7	0,3861	15	33	243	66,0	1775	93,0	94,1	94,5	0,66	0,77	0,83	59,2
60	45	364/5T	237	G	6,6	2,4	2,6	0,9448	15	33	394	67,0	1775	94,1	94,5	95,0	0,75	0,83	0,87	68,3
75	55	364/5T	297	G	6,4	2,4	2,6	0,9798	14	31	417	67,0	1775	94,5	95,0	95,4	0,73	0,82	0,86	84,1
100	75	404/5T	396	H	7,3	2,4	2,6	1,26	13	29	517	68,0	1775	95,0	95,0	95,4	0,77	0,84	0,88	111
125	90	444/5T	493	G	6,5	2,0	2,3	2,41	27	59	721	73,0	1780	95,0	95,4	95,4	0,74	0,82	0,85	139
150	110	444/5T	592	G	6,6	2,0	2,5	2,81	27	59	760	73,0	1780	95,4	95,8	95,8	0,74	0,82	0,85	170
200	150	445/7T	787	G	6,8	2,3	2,5	3,21	16	35	950	73,0	1785	95,8	96,2	96,2	0,73	0,82	0,85	230
250	185	447/9T	987	G	6,5	2,3	2,4	3,77	15	33	943	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,75	0,83	0,86	281
300	220	447/9T	1184	G	6,5	2,3	2,3	3,77	16	35	1080	75,0	1780	95,8	96,2	96,2	0,77	0,84	0,87	330

Nota. Catalogo de motores trifasicos, WEG (2014)

**ANEXO 5. Factor de servicio de reductor Sumitomo Paramax**

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

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

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019)

### ANEXO 6. Factor de servicio SF, para maquinas impulsadas

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

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019).

### ANEXO 7.

PARAMAX® 9000

### SELECCIÓN Ejes paralelos - Triple reducción Relación nominal de reducción 20 ▶ 25

#### POTENCIA NOMINAL MECÁNICA (kW)

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Velocidad del eje de baja velocidad	Tamaño del reductor														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
20	Relación exacta de reducción		19,894	19,881	20,280		19,884		19,590		18,987		20,087		20,054		20,585
	1800	90	26,4	39	61	*	98	*	154	*	254	*	356	*	554	*	758
	1500	75	22,1	33	51	*	82	*	129	*	213	*	310	*	463	*	650
	1200	60	17,7	27,8	41	*	66	*	103	*	171	*	250	*	372	*	527
	1000	50	14,8	23,6	34	*	55	*	86	*	143	*	209	*	311	*	441
	900	45	13,3	21,2	30	*	49	*	78	*	129	*	188	*	281	*	397
750	38	11,1	17,7	25,8	*	41	*	65	*	107	*	157	*	235	*	332	
22,4	Relación exacta de reducción		23,011	22,457	21,860		22,689		22,303		22,125		22,484		22,119		22,394
	1800	80	21,5	34	55	*	80	*	127	*	201	*	310	*	480	*	694
	1500	67	18,0	28,8	46	*	67	*	106	*	168	*	260	*	401	*	581
	1200	54	14,4	23,1	37	*	54	*	85	*	135	*	208	*	322	*	467
	1000	45	12,1	19,3	30	*	45	*	71	*	112	*	174	*	269	*	391
	900	40	10,9	17,4	27,9	*	40	*	64	*	101	*	157	*	243	*	352
750	33	9,1	14,5	23,3	*	34	*	53	*	85	*	131	*	203	*	294	
25	Relación exacta de reducción		24,898	24,332	23,374	25,277	24,774	25,281	25,673	24,413	24,883	23,810	25,083	24,844	24,444	24,441	25,732
	1800	72	21,4	32	49	64	79	100	118	165	195	261	299	356	456	572	624
	1500	60	17,8	28,2	41	53	66	83	98	138	163	226	250	310	382	488	527
	1200	48	14,3	22,9	32	43	53	67	79	110	131	182	201	260	307	392	423
	1000	40	12,0	19,1	27,5	35	44	55	66	92	109	152	168	220	256	328	354
	900	36	10,8	17,2	24,8	32	40	50	59	83	99	137	151	199	231	296	319
750	30	9,0	14,4	20,7	27,0	33	41	50	69	82	114	126	166	193	247	267	
Tablas de dimensiones	Horizontal		C-150	C-150	C-150	C-150	C-150	C-150	C-150	C-150	C-150	C-152	C-152	C-152	C-152	C-152	C-154
	Vertical		C-176	C-176	C-176	C-176	C-176	C-176	C-176	C-176	C-176	C-178	C-178	C-178	C-178	C-178	C-180
	Perpendicular		C-192	C-192	C-192	C-192	C-192	C-192	C-192	C-192	C-192	C-194	C-194	C-194	C-194	C-194	

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019)

**ANEXO 8. Factor de esfuerzo radial (Cf)**

Elemento de esfuerzo radial	Factor de esfuerzo radial
Rueda dentada (hilera única)	1
Rueda dentada (hilera doble)	1.25
Engranajes	1.25
Correa en V	1.5
Correa plana	2.5

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019)

**ANEXO 9.****POTENCIA NOMINAL TÉRMICA (kW)**

Relación nominal de reducción	Velocidad del eje de alta velocidad	Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Tamaño del reductor														
			9015	9025	9030	9035	9040	9045	9050	9055	9060	9065	9070	9075	9080	9085	9090
Triple reducción Horizontal	1800	-	24	36	42	54	63	77	77	97	107	131	145	179	184	225	235
		1	66	93	78	114	155	189	187	234	210	257	269	309	437	605	556
Triple reducción Horizontal	1500	-	23	35	42	53	62	76	76	95	106	130	145	178	185	226	238
		1	58	81	68	99	135	166	164	205	185	227	238	273	391	540	501
20	1200	-	22	34	40	51	60	73	74	92	104	128	142	175	183	223	237
		1	49	70	58	85	115	141	141	176	160	195	207	237	343	473	443
25	1000	-	21	32	38	49	57	70	71	89	101	123	138	170	179	217	233
		1	41	59	50	72	98	120	121	151	138	169	179	204	298	409	386
25	900	-	20	31	37	47	56	68	70	87	98	120	135	166	176	214	229
		1	38	55	46	67	91	112	113	141	129	158	168	192	280	385	364
25	750	-	19	30	36	45	53	64	67	83	94	115	130	160	170	206	223
		1	33	48	40	58	79	96	98	122	113	137	147	168	247	338	322
Triple reducción Vertical	1800	-	22	33	40	51	60	73	73	91	100	122	135	167	168	206	212
		1	66	93	78	114	155	189	187	234	210	257	269	309	437	605	556
Triple reducción Vertical	1500	-	22	33	40	50	59	73	73	91	101	123	137	169	173	212	221
		1	58	81	68	99	135	166	164	205	185	227	238	273	391	540	501
20	1200	-	21	32	39	49	58	70	71	89	100	122	136	168	174	212	225
		1	49	70	58	85	115	141	141	176	160	195	207	237	343	473	443
25	1000	-	21	31	37	47	56	68	69	87	97	119	134	165	172	210	223
		1	41	59	50	72	98	120	121	151	138	169	179	204	298	409	386
25	900	-	20	31	37	46	55	66	68	85	96	117	132	162	170	207	222
		1	38	55	46	67	91	112	113	141	129	158	168	192	280	385	364
25	750	-	19	29	35	44	52	63	65	81	92	113	127	156	166	201	217
		1	33	48	40	58	79	96	98	122	113	137	147	168	247	338	322
Triple reducción Perpendicular	1800	-	24	36	42	54	69	77	76	96	106	131	144	178	182	223	235
		1	66	93	78	113	168	189	185	231	208	257	266	306	434	601	556
Triple reducción Perpendicular	1500	-	23	35	41	53	67	76	76	94	105	130	144	177	184	225	238
		1	58	81	68	99	147	166	163	203	184	227	236	271	389	537	501
20	1200	-	22	34	40	51	65	73	73	92	103	126	141	174	182	222	237
		1	49	70	58	85	126	141	140	175	159	195	206	236	342	471	443
25	1000	-	21	32	38	48	62	70	71	89	100	123	137	169	178	217	233
		1	41	59	50	72	107	120	120	150	137	169	178	203	297	408	386
25	900	-	20	31	37	47	61	68	69	86	98	120	135	166	175	213	229
		1	38	55	46	67	100	112	112	140	129	158	167	191	280	384	364
25	750	-	19	30	35	45	58	64	66	83	94	115	130	159	170	206	223
		1	33	48	40	58	86	96	98	122	112	137	146	167	246	338	322

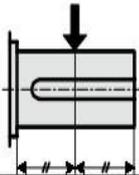
Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019)

## ANEXO 10. Cargas axiales y radiales del eje de reductor Paramax

PARAMAX® 9000

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

Carga radial admisible (kN) \_\_\_\_\_



Hoja 1

Aplicable a las configuraciones: RL, LR, BL

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

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019).

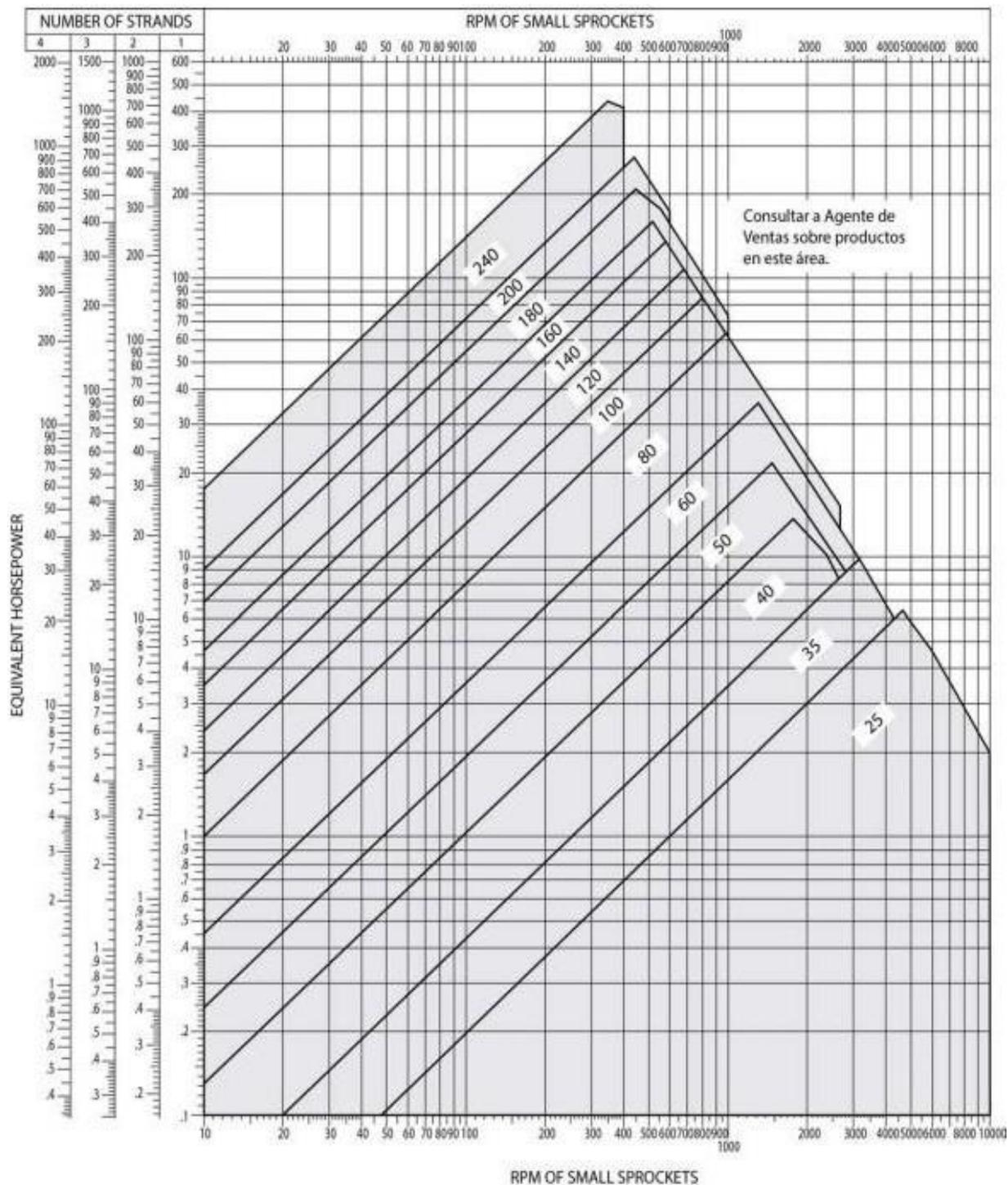
## ANEXO 11. Factor de esfuerzo radial de reductor paramax

### Factor de esfuerzo radial

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

Nota. Catalogo reductores Paramax.(2019).

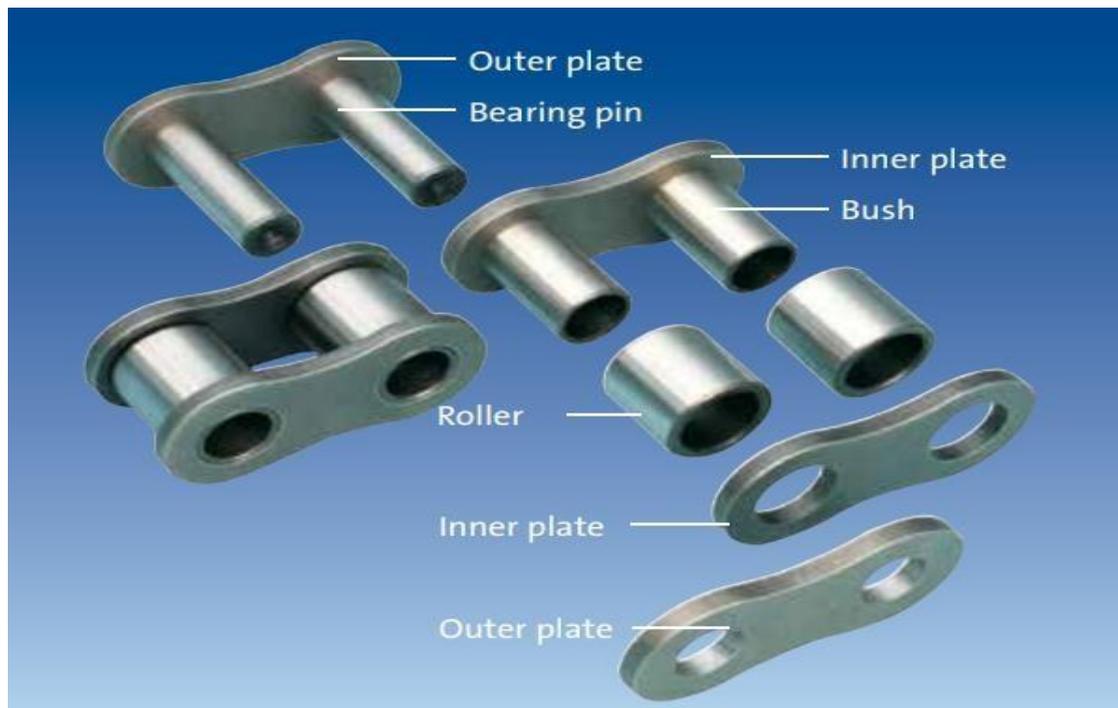
## ANEXO 12. Selección del tipo de cadena según ANSI



**ANEXO 13.** Factor de corrección de cadena simple a múltiple

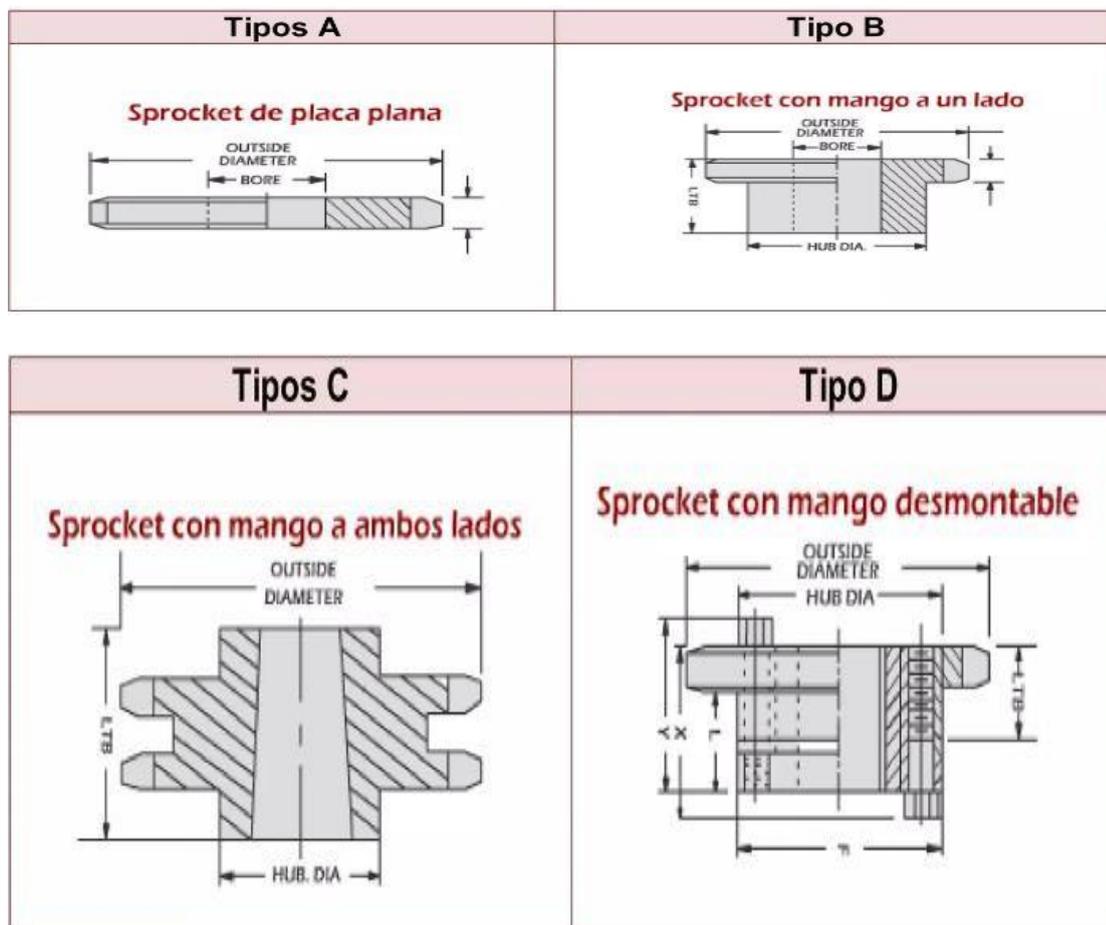
Numero de hileras de cadena múltiple	Factor de corrección de cadena simple a múltiple
2	1.7
3	2.5
4	3
5	3.5
6	4
8	4.5

*Nota.* Transmision por cadenas, Slideshare (2012)

**ANEXO 14.** Componentes de Cadena de Transmisión

*Nota.* Transmission Chain, (Renold)

## ANEXO 15. Tipos de Sprockets



Nota. Transmision por cadenas (2012), <https://es.slideshare.net/orphan4life/transmision-porcadenas>

## ANEXO 16. Tabla de velocidades mmaximas según cadena

<b>Vitessees maximales de la chaîne.</b>		
Pas mm	Vitesse de rotation tr/min	Vitesse Linéaire m/s
9,525	10 000	30
12,7	7 000	28
15,875	5 000	24
19,05	4 000	24
25,4	2 500	18
31,75	1 600	16
38,1	1 300	16
44,45	1 000	14
50,8	700	11
63,5	500	10
76,2	400	9,5

Nota. Transmision por cadenas y Diseño, Calculo (Ingemecanica)

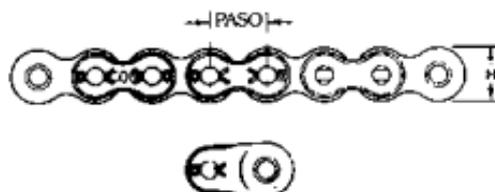
## ANEXO 17. Dimensiones de cadenas ANSI dobles



www.intermec.com.co

## TABLA DE DIMENSIONES DE LAS CADENAS ANSI DOBLES

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimensión, multiplíquese por 25.4



CADENA NUMERO	DIMENSIONES								LIMITE PROMEDIO DE ROTURA. LBRS.	PESO EN LIBRAS POR CADA PIE (30.5 cm)
	PASO	LARGO DEL RODILLO -W-	DIAMETRO DEL RODILLO -D-	DIAMETRO DEL PASADOR -C-	GRUESO DE LA CHAPETA -F-	LARGO DEL PASADOR -L-	ANCHO DE LA CHAPETA -H-	M.		
35 - 2*	3/8" 9.52 mm	0.187	.200	.141	.050	.866	.350	.467	4.200	.40
40 - 2	1/2" 12.7 mm	0.312	.312	.156	.060	1.194	.466	.662	7.400	.82
50 - 2	5/8" 15.87 mm	0.375	.400	.200	.080	1.507	.584	.832	12.200	1.36
60 - 2	3/4" 19.05 mm	0.500	.468	.234	.094	1.893	.700	1.038	17.000	1.99
80 - 2	1" 25.4 mm	0.625	.625	.312	.125	2.432	.934	1.320	29.000	3.40
100 - 2	1 1/4" 31.75 mm	0.750	.750	.375	.156	2.963	1.166	1.625	43.000	5.10
120 - 2	1 1/2" 38.10 mm	1.000	.875	.437	.187	3.749	1.400	2.047	68.000	7.65
140 - 2	1 3/4" 44.45 mm	1.000	1.000	.500	.219	4.041	1.634	2.187	92.000	9.80
160 - 2	2" 50.80 mm	1.250	1.125	.562	.250	4.827	1.866	2.625	116.000	13.10
200 - 2	2 1/2" 63.50 mm	1.500	1.562	.781	.312	5.937	2.250	3.281	190.000	21.50
240 - 2	3" 76.20 mm	1.875	1.875	.937	.375	7.248	2.800	3.916	260.000	33.20

Nota. Intermec (2017),

[http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual\\_pinones\\_intermec.pdf](http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual_pinones_intermec.pdf)

**ANEXO 18.** *Carga de rotura de cadena de rodillos de transmisión múltiple*

Chain Ref.		Technical Details (mm)												
Renold Chain No.	ANSI Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEWTONS)	Weight kg/m
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM	MIN	

**ANSI Standard - Triplex**

		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K		
25A3 <sup>◇</sup>	25-3	0.250	6.350	3.10	3.30	5.90	0.76	0.76	2.30	20.8	1.2	6.40	10500	0.39
35A3 <sup>◇</sup>	35-3	0.375	9.525	4.68	5.08	8.60	1.29	1.29	3.59	32.2	1.7	10.13	23700	0.93
40A3	40-3	0.500	12.700	7.85	7.92	11.20	1.55	1.55	3.97	45.1	2.1	14.38	41700	1.80
50A3	50-3	0.625	15.875	9.40	10.16	14.60	2.04	2.04	5.08	56.5	2.7	18.11	65400	2.96
60A3	60-3	0.750	19.050	12.57	11.91	17.50	2.45	2.45	5.94	70.9	2.6	22.78	93900	4.38
80A3	80-3	1.000	25.400	15.75	15.88	24.13	3.25	3.25	7.94	91.2	3.0	29.29	166800	8.30
100A3	100-3	1.250	31.750	18.90	19.05	30.17	4.06	4.06	9.54	111.2	4.2	35.76	261000	12.60
120A3	120-3	1.500	38.100	25.23	22.23	36.20	4.80	4.80	11.11	140.2	5.3	45.44	375000	16.70
140A3	140-3	1.750	44.450	25.23	25.40	42.23	5.61	5.61	12.71	150.7	5.2	48.87	510000	23.10
160A3	160-3	2.000	50.800	31.55	28.58	48.26	6.35	6.35	14.29	180.2	6.5	58.55	669000	31.00
180A3	180-3	2.250	57.150	35.48	35.71	54.30	7.11	7.11	17.46	202.3	7.9	65.84	843000	41.50
200A3	200-3	2.500	63.500	37.85	39.67	60.33	8.13	8.13	19.85	229.0	9.0	71.55	1041000	51.20
240A3	240-3	3.000	76.200	47.35	47.62	72.39	9.80	9.80	23.80	270.1	10.5	87.80	1500000	75.00

*Nota.* Catálogo de transmisión de cadena, (Renold), p.27

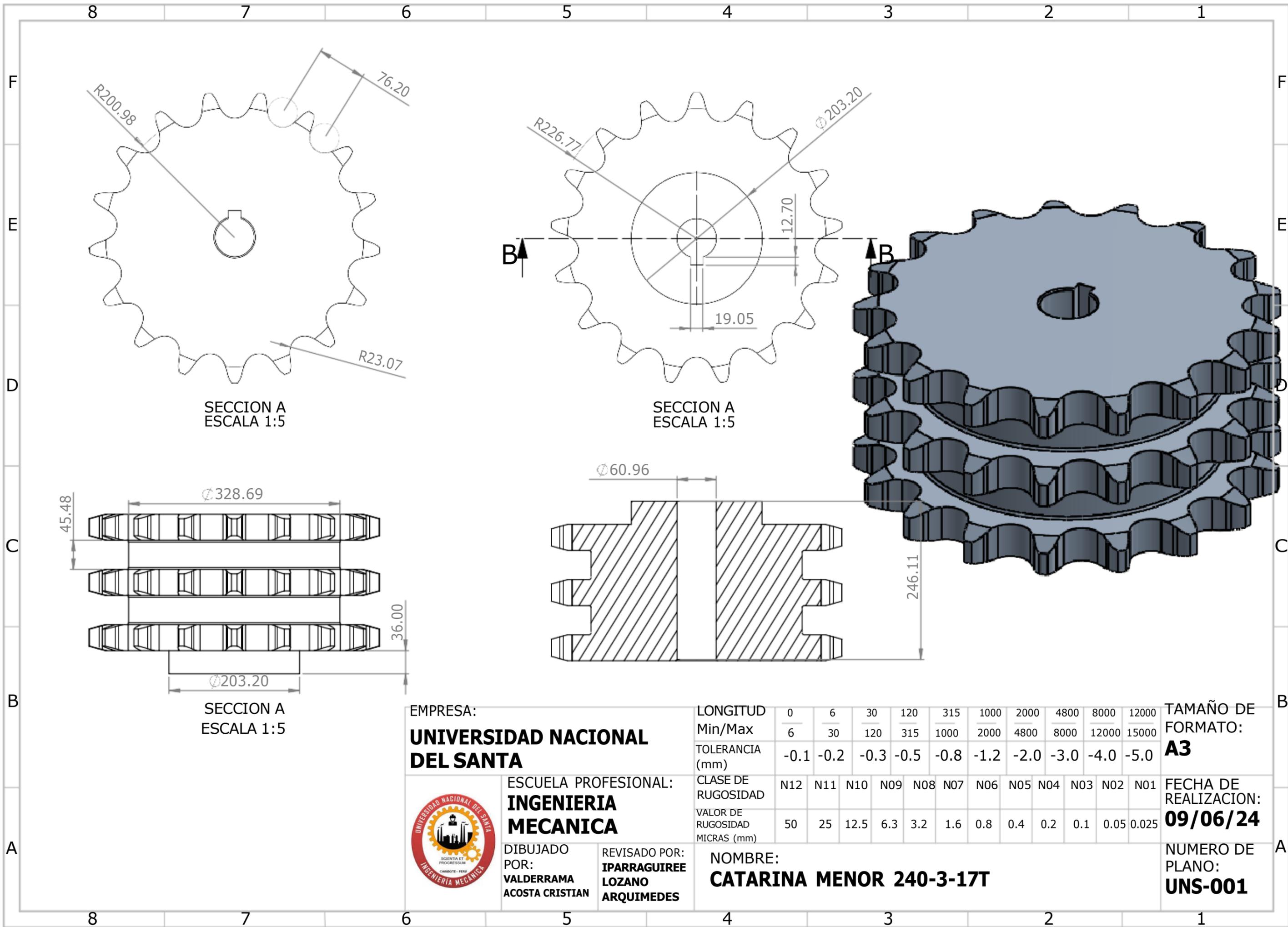
ANEXO 19

CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 240 PASO 3"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																																				
	5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500																
9	3.92	7.31	10.5	13.8	16.7	19.8	25.4	31.1	36.7	47.5	58.1	71.0	83.8	96.1	108	132	156	169	138	116	0																
10	4.39	8.19	11.8	15.3	18.7	22.0	28.5	34.9	41.1	53.2	65.0	79.5	93.7	108	121	148	175	198	162	136	0																
11	4.85	9.08	13.1	16.9	20.7	24.4	31.6	38.6	45.5	59.0	72.1	88.1	104	119	135	164	194	223	187	156	0																
12	5.34	9.97	14.4	18.6	22.7	26.8	34.7	42.4	50.0	64.8	79.2	96.8	114	131	148	181	213	245	218	0	0																
13	5.83	10.9	15.7	20.3	24.8	29.2	37.9	46.3	54.5	70.6	86.4	106	124	143	161	197	232	267	240	0	0																
14	6.31	11.8	17.0	22.0	26.9	31.7	41.0	50.1	59.1	76.5	93.6	114	135	155	175	213	251	289	268	0	0																
15	6.80	12.7	18.3	23.7	28.9	34.1	44.2	54.0	63.8	82.4	101	123	145	167	188	230	271	311	297	0	0																
16	7.29	13.6	19.6	25.4	31.0	36.6	47.4	57.9	68.2	88.4	108	132	156	179	202	247	290	334	328	0	0																
17	7.78	14.5	20.9	27.1	33.1	39.0	50.6	61.8	72.9	94.4	115	141	166	191	215	263	310	356	359	0	0																
18	8.28	15.4	22.3	28.8	35.2	41.5	53.8	65.8	77.5	100	123	150	177	203	229	280	330	378	377	0	0																
19	8.78	16.4	23.6	30.6	37.4	44.0	57.0	69.7	82.2	106	130	159	187	215	243	297	350	402	393	0	0																
20	9.28	17.3	24.9	32.3	39.5	46.5	60.3	73.7	86.8	112	138	168	198	228	257	314	370	423	407	0	0																
21	9.78	18.2	26.3	34.1	41.6	49.0	63.5	77.7	91.5	119	145	177	209	240	270	331	390	439	421	0	0																
22	10.3	19.2	27.6	35.8	43.8	51.8	66.8	81.7	96.2	125	152	186	220	252	284	348	410	454	435	0	0																
23	10.8	20.1	29.0	37.6	45.9	54.1	70.1	85.7	101	131	160	195	230	265	298	365	430	469	448	0	0																
24	11.3	21.1	30.4	39.3	48.1	56.7	73.4	89.7	106	137	167	206	241	277	312	382	450	483	0	0	0																
25	11.8	22.0	31.7	41.1	50.3	59.2	76.7	93.8	110	143	175	214	252	290	327	399	470	496	0	0	0																
26	12.3	23.0	33.1	42.9	52.4	61.8	80.0	97.8	115	149	183	223	263	302	341	416	491	509	0	0	0																
	Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B										Lubricación Tipo C																					
<p><b>Lubricación Tipo A</b> : A mano, con aceitara o brocha  <b>Lubricación Tipo B</b> : En baño de aceite o por selpique  <b>Lubricación Tipo C</b> : Al chorro bajo presión.</p> <p>La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)                  INFORMACIÓN INTERMEC</p>																																					
<p>Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este peso, multiplique por la capacidad por:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>No. DE HILERAS</th> <th>FACTOR</th> <th>No. DE HILERAS</th> <th>FACTOR</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2.....</td> <td>1.7</td> <td>5.....</td> <td>3.9</td> </tr> <tr> <td>3.....</td> <td>2.5</td> <td>6.....</td> <td>4.5</td> </tr> <tr> <td>4.....</td> <td>3.3</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>																						No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR	2.....	1.7	5.....	3.9	3.....	2.5	6.....	4.5	4.....	3.3		
No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR																																		
2.....	1.7	5.....	3.9																																		
3.....	2.5	6.....	4.5																																		
4.....	3.3																																				
<p>*Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, considérese el uso de la cadenas silenciosa o Morse Hy. Vo.</p>																																					

Nota. Intermec (2017), [http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual\\_pinones\\_intermec.pdf](http://www.portalelectromecanico.com/DOCUMENTOS/manual_pinones_intermec.pdf)

**ANEXO 19:** Planos de representación en 3D.



SECCION A  
ESCALA 1:5

SECCION A  
ESCALA 1:5

SECCION A  
ESCALA 1:5

EMPRESA:

**UNIVERSIDAD NACIONAL  
DEL SANTA**



ESCUELA PROFESIONAL:  
**INGENIERIA  
MECANICA**

DIBUJADO  
POR:  
**VALDERRAMA  
ACOSTA CRISTIAN**

REVISADO POR:  
**IPARRAGUIREE  
LOZANO  
ARQUIMEDES**

LONGITUD

0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000
---	---	----	-----	-----	------	------	------	------	-------

Min/Max	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	15000
---------	---	----	-----	-----	------	------	------	------	-------	-------

TOLERANCIA (mm)	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0
-----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N09	N08	N07	N06	N05	N04	N03	N02	N01
--------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

VALOR DE RUGOSIDAD MICRAS (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025
--------------------------------	----	----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	-------

VALOR DE RUGOSIDAD MICRAS (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025
--------------------------------	----	----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	-------

NOMBRE:

**CATARINA MENOR 240-3-17T**

TAMAÑO DE  
FORMATO:

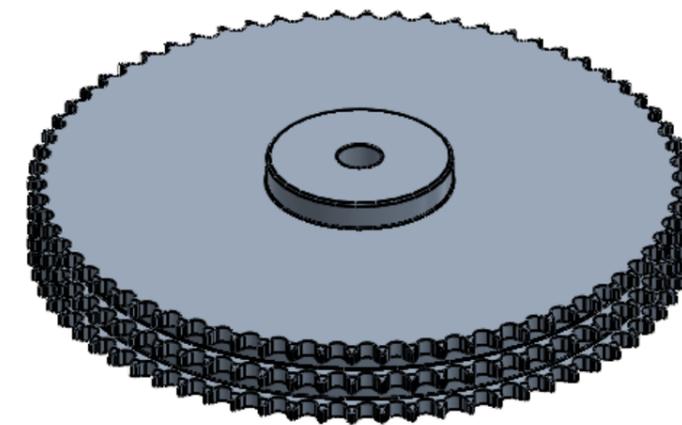
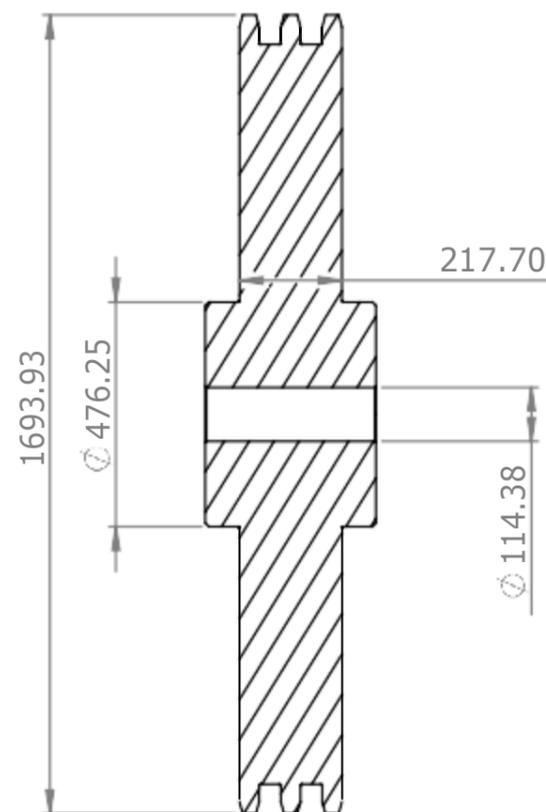
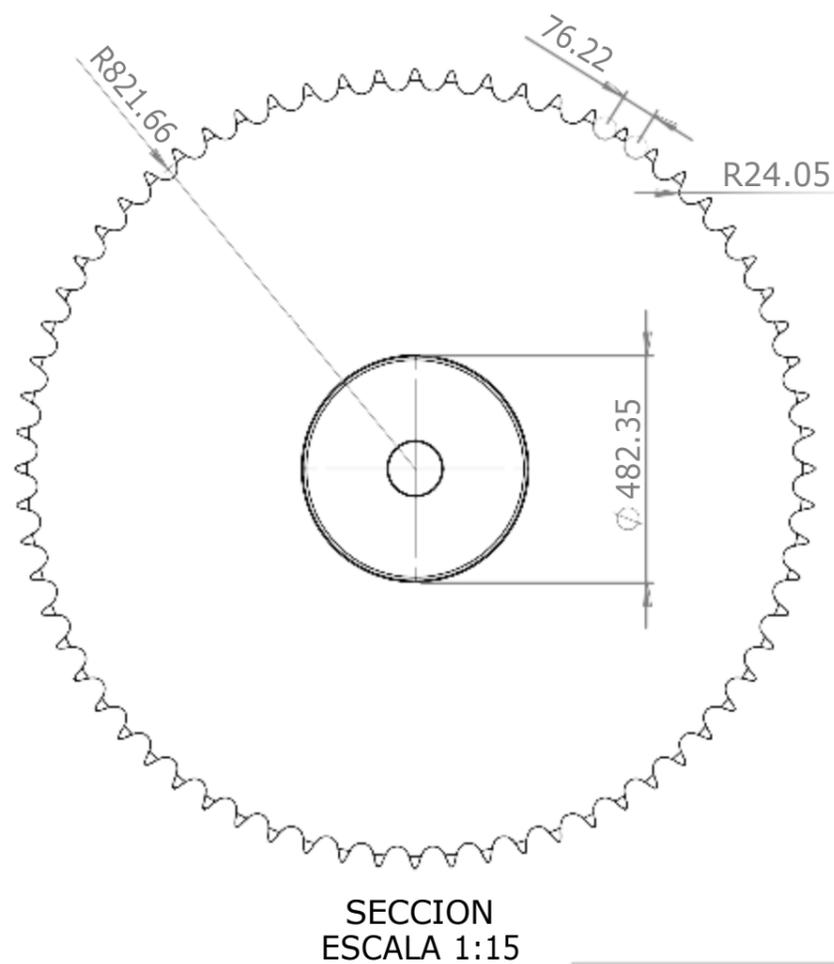
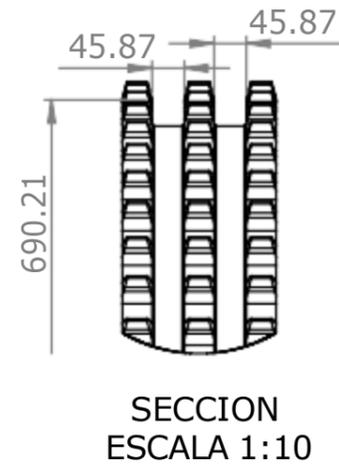
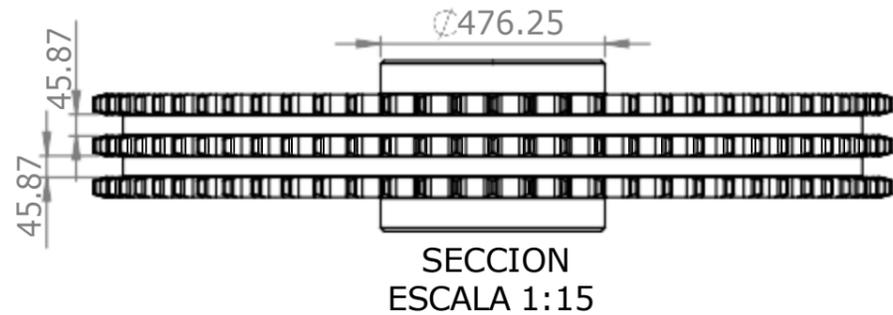
**A3**

FECHA DE  
REALIZACION:

**09/06/24**

NUMERO DE  
PLANO:

**UNS-001**



EMPRESA:  
**UNIVERSIDAD NACIONAL  
DEL SANTA**



ESCUELA PROFESIONAL:  
**INGENIERIA  
MECANICA**

DIBUJADO  
POR:  
**VALDERRAMA  
ACOSTA CRISTIAN**

REVISADO POR:  
**IPARRAGUIRÉE  
LOZANO  
ARQUIMEDES**

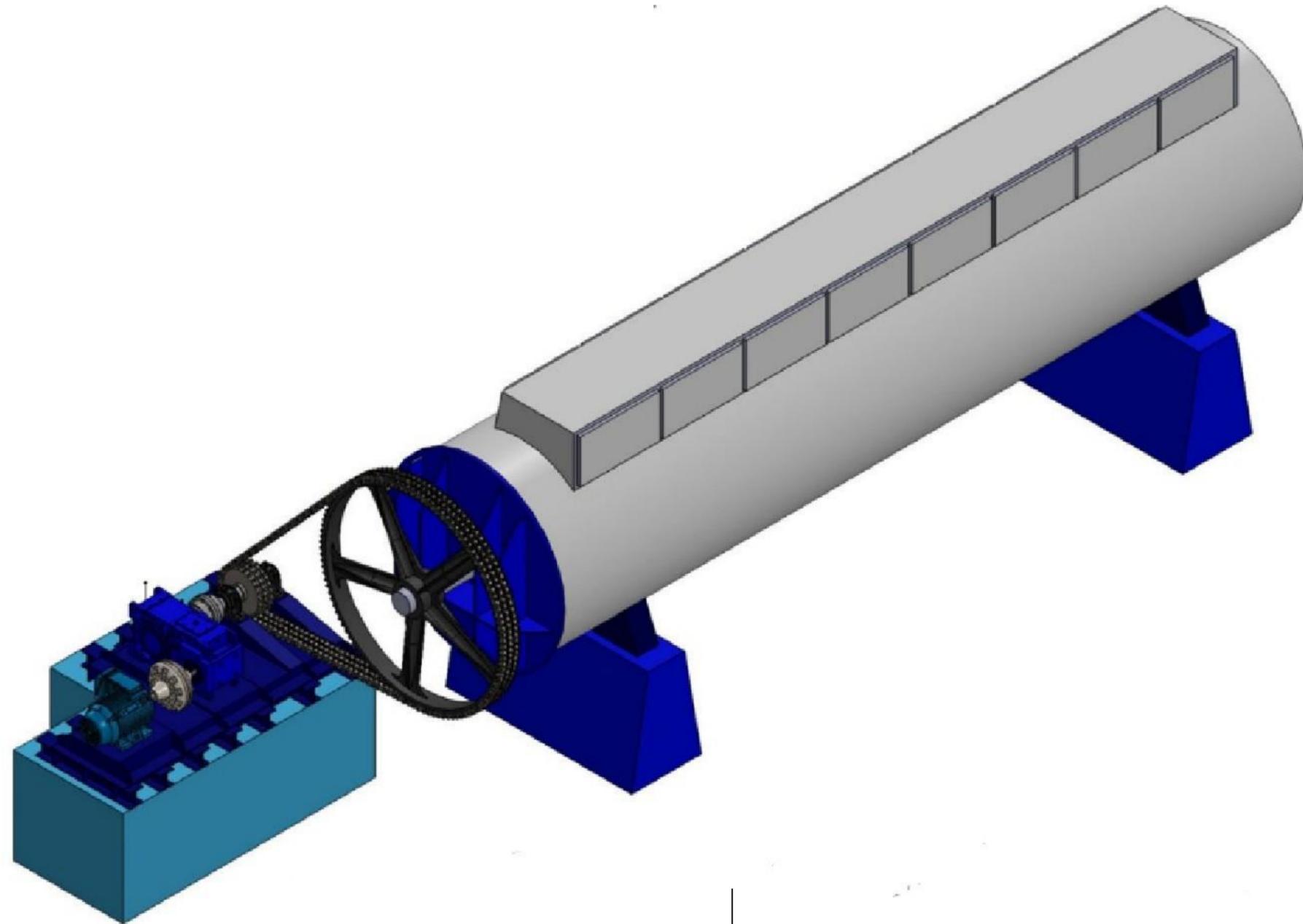
LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000		
Min/Max	6	30	120	315	1000	2000	4800	8000	12000	15000		
TOLERANCIA (mm)	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0		
CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N09	N08	N07	N06	N05	N04	N03	N02	N01
VALOR DE												
RUGOSIDAD MICRAS (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025

NOMBRE:  
**CATARINA MAYOR 240-3-68T**

TAMAÑO DE  
FORMATO:  
**A3**

FECHA DE  
REALIZACION:  
**09/06/24**

NUMERO DE  
PLANO:  
**UNS-002**



EMPRESA:  
**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**



ESCUELA PROFESIONAL:  
**INGENIERIA MECANICA**

DIBUJADO POR:  
**VALDERRAMA ACOSTA CRISTIAN**

REVISADO POR:  
**IPARRAGUIREE LOZANO ARQUIMEDES**

LONGITUD Min/Max	0 6	6 30	30 120	120 315	315 1000	1000 2000	2000 4800	4800 8000	8000 12000	12000 15000	TAMAÑO DE FORMATO: <b>A3</b>		
TOLERANCIA (mm)	-0.1	-0.2	-0.3	-0.5	-0.8	-1.2	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0			
CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N09	N08	N07	N06	N05	N04	N03	N02	N01	FECHA DE REALIZACION: <b>09/06/24</b>
VALOR DE RUGOSIDAD MICRAS (mm)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	

NOMBRE:  
**SISTEMA DE TRANSMISION ROTADISCO FD-60**

NUMERO DE PLANO:  
**UNS-007**

