

# UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES

PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA



“DISEÑO DE MÁQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE  
LAMINACIÓN PARA LA CORPORACIÓN ACEROS AREQUIPA S.A. - PLANTA  
N° 1.”

Tesis presentada por el Bachiller:

Jorge Fernando García García

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO – ELECTRICISTA.

AREQUIPA – PERÚ

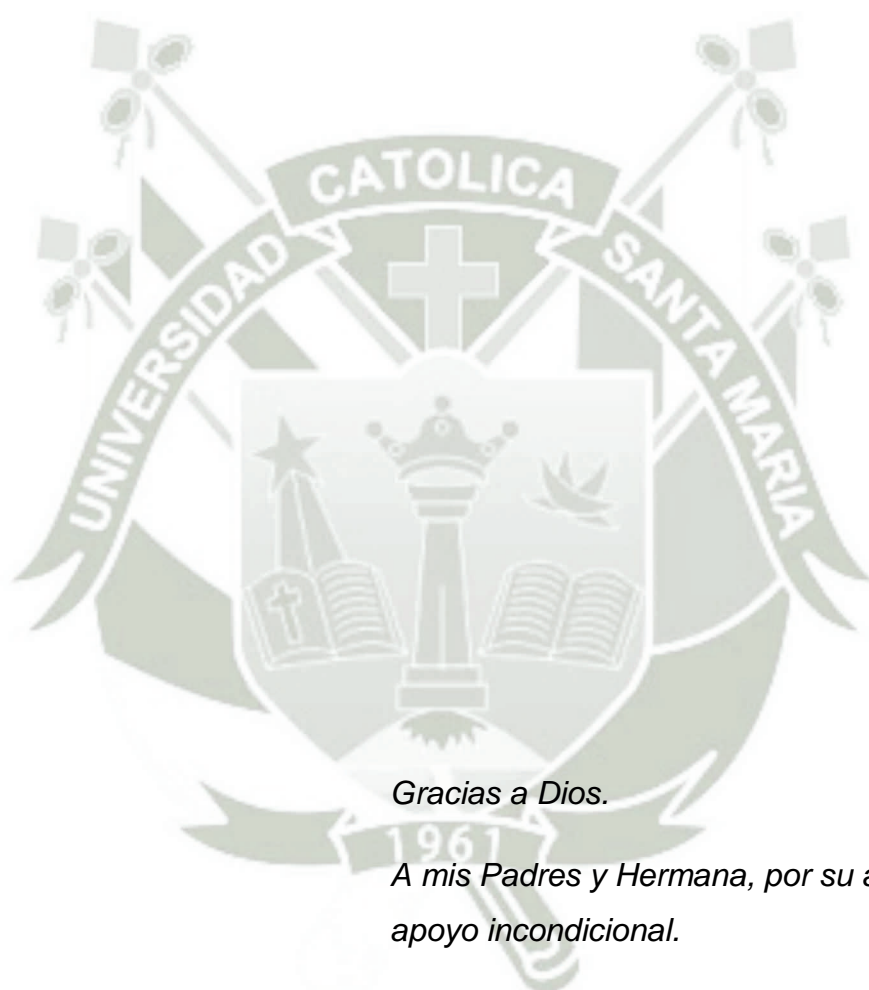
2014

## ÍNDICE

DEDICATORIA.	5
AGRADECIMIENTO.	6
RESUMEN.	7
ABSTRACT.	8
INTRODUCCIÓN.	9
CARTA DE PRESENTACIÓN.	11
CAPITULO I: INTRODUCCIÓN.	12
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.	12
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.	13
1.3. ALCANCE.	16
1.4. OBJETIVOS.	16
1.4.1. Objetivo general.	16
1.4.2. Objetivos específicos.	16
1.5. HIPÓTESIS.	16
1.6. JUSTIFICACIÓN	17
1.7. METODOLOGÍA	17
1.8. LIMITACIONES	18
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	19
2.1. LAMINACIÓN EN CALIENTE.	19
2.1.1. Definición y generalidades	19
2.1.2. Proceso de laminación de barras en caliente	19
2.1.3. Cilindros de laminación en caliente.	22

2.1.3.1.	Clasificación de cilindros de laminación.	23
2.1.3.2.	Aplicaciones de cilindros de laminación en caliente.	24
2.1.3.3.	Tallado de cilindros de laminación.	26
2.1.4.	Guiado de laminación.	26
2.1.4.1.	Clasificación de guiado	26
 <b>CAPITULO III: INGENIERÍA DEL PROYECTO</b>		 31
3.1.	<b>ALTERNATIVA Y SELECCIÓN DE DISEÑO</b>	31
3.1.1.	Lista de deseos y exigencias	31
3.1.2.	Lista de funciones.	32
3.1.2.1.	Accionamiento.	32
3.1.2.2.	Transmisión mecánica.	32
3.1.2.3.	Sujeción de pieza.	33
3.1.2.4.	Corte de material.	33
3.1.3.	Matriz morfológica	33
3.2.	<b>BOSQUEJO PRELIMINAR DE LA MÁQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMINACIÓN.</b>	34
3.3.	<b>DISEÑO DE COMPONENTES.</b>	35
3.3.1.	Diseño de eje principal.	35
3.3.2.	Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Primera reducción.	46
3.3.3.	Diseño de eje – Primera reducción.	58
3.3.4.	Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Segunda reducción.	68
3.3.5.	Diseño de eje – Segunda reducción.	79
3.3.6.	Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Tercera reducción.	88
3.3.7.	Diseño de eje – Tercera reducción.	98
3.3.8.	Diseño eje de fijación para sistema de corte.	107

3.4.	SELECCIÓN DE COMPONENTES.	121
3.4.1.	Selección de motor de accionamiento.	121
3.4.2.	Selección de fajas en V para accionamiento.	122
3.4.3.	Selección de rodamientos para eje principal.	127
3.4.4.	Selección de fajas en V para primera reducción.	130
3.4.5.	Selección de rodamientos para eje - Primera reducción.	134
3.4.6.	Selección de rodamientos para eje - Segunda reducción.	137
3.4.7.	Selección de rodamientos para eje - Tercera reducción.	140
3.4.8.	Selección de rodamientos para eje de fijación.	143
CAPITULO IV: COSTOS DEL PROYECTO.		147
4.1.	COSTOS DIRECTOS.	147
4.1.1.	Costos de materiales.	147
4.1.2.	Costos de elementos estructurales y planchas metálicas.	149
4.1.3.	Costos de fabricaciones.	149
4.2.	COSTO INDIRECTOS.	150
4.3.	COSTO TOTAL DEL PROYECTO.	151
CONCLUSIONES.		152
RECOMENDACIONES.		154
CRONOGRAMA DE AVANCE DE PROYECTO.		155
BIBLIOGRAFÍA.		156
ANEXOS.		158
PLANOS.		195



*Gracias a Dios.*

*A mis Padres y Hermana, por su amor y  
apoyo incondicional.*

*A mi esposa y mi hijo, que viene en camino,  
que ha sido el impulso para realizar este  
trabajo.*

## AGRADECIMIENTO.

Agradezco, en primer lugar, al Ing. Juan Salas Oporto, Superintendente de Planta N° 1 - Arequipa, de la Corporación Aceros Arequipa S.A., por abrirme las puertas de la Corporación, para que pudiera desarrollarme profesionalmente y personalmente, apoyándome con sus conocimientos en laminación y formándome con valores y carácter profesional, de igual manera por permitirme desarrollar el proyecto que se detalla a continuación, dándome las facilidades del caso y su apoyo constante.

A mis jefes, Bruno Rodríguez, Abraham Sevillano y Arturo Díaz, por las enseñanzas brindadas durante mi vida profesional, por permitirme desarrollar proyectos de mejora continua, los que incentivaron la realización de la presente tesis.

Al Ingeniero Mario Valencia, por su apoyo constante, desde que tuve la idea de la realización de la presente tesis.

A mis Padres Fernando y Carmen, mi Hermana Gabriela, mi sobrino Fernando y sobre todo a mi esposa Joanna, por su ayuda e impulsarme para terminar este proyecto.

## RESUMEN.

La presente tesis comprende el diseño de una maquina rectificadora de rodillos de guías de laminación, cuya función principal es la de realizar el rectificado de los rodillos de las guías de laminación, función que se viene realizando en los tornos copiadores del Taller de Cilindros donde, para realizar este rectificado, se requiere realizar cambios de accesorios en los tornos copiadores, los que generan tiempos de cambios a los que llamamos tiempos muertos, tiempos que se podrían utilizar para continuar con el rectificado de cilindros de laminación, y así lograr incrementar la disponibilidad del Taller de Cilindros, para con la producción. Adicionalmente se podría realizar trabajos de mantenimiento, los que actualmente se tercerizan, debido a que el área de mantenimiento no cuenta con un taller de maestranza propio y por razones de disponibilidad de las máquinas herramientas, el Taller de Cilindros no puede realizar estos trabajos.

Esta mejora, ayudará en la reducción de costos, ya que al tener una maquina exclusiva para el rectificado de rodillos de guías de laminación, se dispondrá de mayor tiempo de utilización de los tornos copiadores para rectificado de cilindros de laminación, incrementando la disponibilidad del área y obteniendo flexibilidad de producción (cambios de producción no programados por requerimiento del área de Planificación y Control de la Producción - PCP), así como en la reducción de los Backlogs del Taller de Cilindros.

De igual manera, la implementación del proyecto contribuirá a la mejora continua de la Planta, incentivando la iniciativa de implementación de nuevos proyectos, los cuales generen un impacto significativo en la producción, en la reducción de los costos y en la calidad del producto, para así poder tener una empresa altamente competitiva, en lo económico como en lo tecnológico.

## ABSTRACT.

This thesis covers the design of a grinding machine of guide rollers of hot rolling mill, whose main function is to make the grinding rollers rolling guides, function being done in copying lathes of the Cylinder Workshop where, for this grinding is required to make changes to accessories in the copier lathes, which generate times of change that we call timeouts, time that could be used to continue the grinding mill rolls, and thus achieve increase availability of the Cylinder Workshop for the production. Additionally might maintenance work, which is currently outsourced, because the maintenance area does not have a own workshop and for reasons of availability of machines tools, the Cylinders Workshop can't make this work.

This improvement will help in reducing costs, and that having an exclusive machine for grinding roller guides rolling, there will be more time for using copiers grinding mill rolls lathes, increasing the availability of area and obtaining flexibility of production (production changes as requested unscheduled area Planning and production Control - PCP) as well as in reducing backlogs of the Cylinders Workshop.

Similarly, the implementation of the project will contribute to the continuous improvement of the plant, encouraging initiative implantation of new projects, which generate a significant impact on production, reducing costs and product quality, to so to have a highly competitive company, economically and technologically.

## INTRODUCCIÓN.

La industria Siderúrgica, es un sector que en los últimos años ha crecido significativamente, esto debido, básicamente, al crecimiento del sector inmobiliario, el que demanda grandes cantidades de fierro corrugado, para la construcción de viviendas, edificios, centros comerciales, entre otros, así mismo el crecimiento del sector industrial, influye en el crecimiento del sector siderúrgico, ya que a diferencia del sector inmobiliario, estos requieren perfiles (Ángulos, Tee's, platinas, redondos lisos, etc.), los que se requieren para la fabricación de techos industriales, estructuras metálicas, equipos, entre otros.

Sin embargo, la alta demanda de fierro de construcción y perfiles, también ha generado, que empresarios importen estos materiales, de grandes siderúrgicas multinacionales con mayor avance tecnológico que el nuestro, por lo que su costo de fabricación es mucho menor.

Al tener un menor costo de fabricación, se puede reducir el costo de venta de sus productos, lo cual es una amenaza para la industria siderúrgica nacional. Esta reducción en el precio de venta, lleva al usuario a optar por adquirir el producto de importación, lo que obliga a la industria nacional a reducir sus márgenes de ganancia, a fin de mantener clientes.

Es en este entorno, que la industria siderúrgica inicia proyectos para la reducción del costo de fabricación y así poder mantener el margen de ganancia requerido, para continuar siendo una empresa competitiva, económicamente hablando. Estos proyectos involucran a todas las áreas de la empresa, tales como producción, donde se deben reducir el número de paradas, incrementar el ritmo de producción, entre otros para reducir el costo de fabricación de los productos, mantenimiento, donde se debe reducir el tiempo de mantenimiento de los equipos, incrementar la disponibilidad de las máquinas, entre otros.

En el presente proyecto, se hace uso de normas de diseño de ejes de transmisión, tornillos sinfines y ruedas dentadas y bandas y poleas en V, como instrumentos facilitadores para el diseño de una máquina rectificadora de

rodillos de guías, la cual, permitirá incrementar la disponibilidad de las maquinas herramientas del Taller de Cilindros,

En el Capítulo I, se ha desarrollado el planteamiento y la formulación del problema, además se definen los objetivos y se describe la metodología usada en el desarrollo de la presente tesis.

En el Capítulo II, se desarrolla los conceptos necesarios como base conceptual que hacen posible la comprensión y uniformidad de conceptos de la tesis.

En el Capítulo III, se desarrolla la ingeniería del proyecto, basada en las normas de diseño:

- **ANSI B106.IM-1985:** *Diseño de ejes de transmisión.*
- **SAE J636:** *Bandas y poleas en V.*
- **AGMA 6022-C93:** *Manual de diseño para tornillos sinfines y coronas cilíndricas.*

Documentos, a partir de los cuales se han extraído las directrices que dan la estructura para el desarrollo de los cálculos necesarios para garantizar el correcto diseño de la máquina.

En el Capítulo IV, se realiza un análisis de los costos directos e indirectos del proyecto, para obtener el costo total del proyecto.

Finalmente se presentan las conclusiones arribadas en el presente estudio, las recomendaciones y la bibliografía respectiva usada para el presente trabajo, así como los planos requeridos para la fabricación del proyecto

## CARTA DE PRESENTACIÓN.

Arequipa, 03 de septiembre de 2014

Señores:  
**Universidad Católica de Santa María**

Atención:  
**Ing. Jorge Castro Valdivia**  
**Director del Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y**  
**Mecatrónica.**  
Presente.-

**Asunto:** Elaboración de proyecto de Tesis.


Estimado Ingeniero:

Me es grato saludarlo y a su vez, hacerle de su conocimiento que el **Bachiller Jorge Fernando García García**, viene desarrollando el proyecto de diseño de una rectificadora de rodillos para guías de laminación; proyecto que beneficiara a Aceros Arequipa en la reducción de costos del Área de Cilindros y Guiados de la Planta N° 1.

El Bachiller, nos hizo saber de su interés en este proyecto, dada la importancia para la empresa; proyecto que desea elaborarlo como tesis para alcanzar el grado de Ingeniero.

Agradeciendo la atención prestada, me despido de usted.

Cordialmente,



**Ing. Juan Salas Oporto**  
**Superintendente de Planta N° 1**  
**Corporación Aceros Arequipa S.A.**

## CAPITULO I: INTRODUCCIÓN.

### 1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

El Taller de Cilindros de la Planta N° 1, de la Corporación Aceros Arequipa, cuenta con 02 Tornos Copiadores, con las siguientes características:

Máquina Herramienta Torno copiadore N°1:

- Marca: HEID
- Año de Fabricación: 1974
- Procedencia: Austria.
- Potencia de Motor: 75 HP
- Diámetro de volteo 550mm
- Longitud de carro transversal 3.00mts
- Distancia entre centros 4.00mts

Máquina Herramienta Torno copiadore N°2:

- Marca: HEID
- Año de Fabricación: 1966
- Procedencia: Austria.
- Potencia de Motor: 75 HP
- Diámetro de volteo 450mm
- Longitud de carro transversal 2.50mts
- Distancia entre centros 3.00mts

Estos Tornos tienen capacidad para rectificar cilindros de laminación con una longitud total de 2900mm y un diámetro máximo de 520mm.

Adicionalmente el Taller también rectifica rodillos guías, los cuales tienen como función guiar las barras hacia las canales de laminación y así obtener productos con las especificaciones indicadas, estos rodillos tienen una longitud total de 200mm y un diámetro máximo de 120mm.

La diferencia de longitudes y diámetros genera tiempos muertos durante los cambios de accesorios, de mecanizado de cilindros a mecanizado de rodillos, tales como:

- Cambio de plato
- Traslado de contrapunta
- Desmontaje de Luneta
- Cambio de herramientas de corte
- Cambio de plantillas.

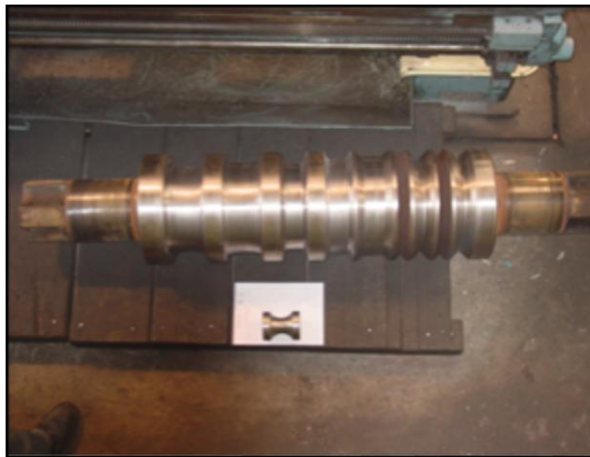
La pregunta es ¿Qué hacer para evitar estos tiempos muertos generados por el cambio de accesorios? Y así obtener la máxima productividad de los tornos copiadores, para cumplir con el programa de producción.

## 1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

El problema radica en los cambios de accesorios de mecanizado de cilindros de Laminación a rodillos guías, en los que se requiere cambios de utillaje (Plato, luneta, herramientas de corte) para realizar estas actividades. Tiempos que podrían dedicarse al mecanizado / repaso de Cilindros de Laminación, para obtener la máxima productividad del Taller de Cilindros y cumplir con el programa de producción.

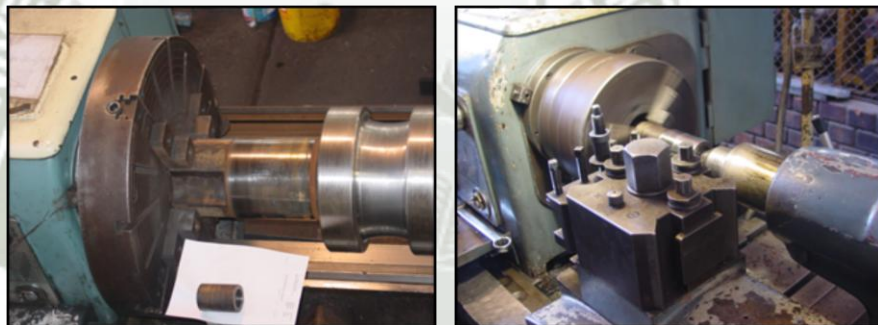
A continuación se describe, los efectos del problema:

- La diferencia de dimensiones entre los Cilindros de laminación y los rodillos para guías, genera tiempos de cambios, los que podrían aprovecharse en realizar trabajos de rectificado de Cilindros. También existe un desaprovechamiento de la máquina, ya que estos Tornos son exclusivos para el rectificado de Cilindros de Laminación.



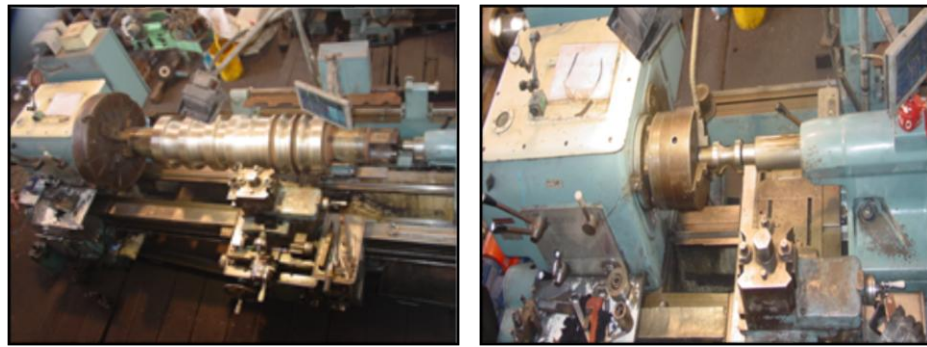
*Fig. N°1. Diferencia de dimensiones entre Cilindro de Laminación y rodillo para guías. Referencia: Aceros Arequipa – Planta N°1.*

- Los cambios de Plato, no solo generan tiempos de cambio, sino que también, pueden generar accidentes durante el cambio de estos, por propio peso del plato



*Fig. N°2. Platos usados durante el rectificado de Cilindros de Laminación y rodillos para guías. Referencia: Aceros Arequipa – Planta N°1.*

- El traslado de la contrapunta para realizar el rectificado de los rodillos, también genera desgaste de la guía de carrera longitudinal del Torno, así como desgaste en el sistema de sujeción de la contrapunta.



*Fig. N°3. Recorrido de contrapunta para rectificado de cilindros y rodillos. Referencia: Aceros Arequipa – Planta N°1.*

- Debido a las formas que puede tener algunos Cilindros de Laminación, en algunos casos se requiere usar una luneta, para evitar las vibraciones en el cilindro, para el cambio a rodillos guía, es necesario el desmontaje de la luneta.



*Fig. N°4. Luneta para rectificado de Cilindros de Laminación. Referencia: Aceros Arequipa – Planta N°1.*

El problema radica en los cambios de accesorios de mecanizado de cilindros de Laminación a rodillos guías, en los que se requiere cambios de utillaje (Plato, luneta, herramientas de corte) para realizar estas actividades. Tiempos que podrían dedicarse al mecanizado.

### 1.3. ALCANCE.

La implementación de la máquina rectificadora de rodillos para guías de laminación, tiene como alcance al taller de Cilindros del Área de producción de la Planta N°1 de la Corporación Aceros Arequipa.

Esta implementación puede alcanzar al Taller de Cilindros de la Planta N°2, ya que en esta también se realiza el rectificado de rodillos para guías, los cuales son tercerizados para que la capacidad del Taller se enfoque solo en el rectificado de cilindros de laminación.

### 1.4. OBJETIVOS.

#### 1.4.1. Objetivo general.

- Diseñar una máquina para el rectificado de rodillos de guías de laminación, con capacidad de volteo de 90mm y longitud de bancada de 65mm.

#### 1.4.2. Objetivos específicos.

- Incrementar la disponibilidad de las maquinas herramientas del Taller de Cilindros, para el repaso de cilindros de laminación, de un 75% a 80%.
- Reducción de tiempos muertos generados por cambios de accesorios en las Máquinas Herramientas Tornos copiadores por rectificado de rodillos en 50%.
- Generar tablas de medidas para el rectificado de las determinadas formas de los rodillos.

### 1.5. HIPÓTESIS.

Es factible implementar la máquina para el rectificado de rodillos para guías, mediante la fabricación de un utillaje que genere movimiento al portacuchilla mediante un tornillo sinfín y una corona, cuya velocidad dependerá en un sistema de transmisión por poleas

## 1.6. JUSTIFICACIÓN

El incremento de la construcción en el Perú está estimado en un 12%<sup>1</sup>, por lo que se requiere mayor productividad de las empresas vinculadas a este rubro, lo que conlleva a que la eficiencia de las máquinas requeridas para la elaboración, en este caso, de fierro de construcción, sea lo más cercana al 100%.

El desarrollo de este proyecto generará para el Taller de Cilindros la reducción de los tiempos muertos originados por cambio de plato, luneta y herramientas de corte, tiempos que serán aprovechados en el rectificado de Cilindros de Laminación. Con lo que la disponibilidad del Taller de Cilindros para la Laminación se incrementará, generando así una mayor productividad en el área de producción. La implementación, también permitirá realizar trabajos para el Área de mantenimiento, ya que al reducir los tiempos muertos se dispondrá de mayor número de Horas máquina, con lo que, algunos trabajos de mantenimiento, podrán realizarse dentro de Planta y así evitar que estos sean tercerizados, reduciendo el costo de Mantenimiento de Planta.

## 1.7. METODOLOGÍA

Primero, se desarrollará la introducción referida a la laminación y la función de los cilindros de laminación así como del guiado que se requiere durante el proceso de la laminación de barras en caliente, donde también se definirá los lineamientos de la implementación tales como la identificación del problema, los efectos del problema generado por los tiempos muertos generados durante los cambios en el Torno para el rectificado de Cilindros de Laminación y rodillos guías, los objetivos y la justificación.

---

<sup>1</sup> Diario Gestión. “Sector inmobiliario crecería hasta 12% el próximo año”. Disponible en <http://gestion.pe/inmobiliaria/sector-inmobiliario-crecera-hasta-12-primer-trimestre-proximo-ano-2081595>. 2013

Segundo, se conceptualizará la determinación de los parámetros de diseño de la máquina para el rectificado de rodillos de guías.

Tercero, se desarrollará el diseño de la máquina.

Cuarto, se elaboraran los planos de diseño, fabricación y de detalle para la implementación de la máquina.

Quinto, se evaluará el costo del proyecto.

Finalmente, como anexos se presentaran los documentos usados para el desarrollo de la presente tesis.

### 1.8. LIMITACIONES

Las limitantes que presenta el proyecto, son las siguientes:

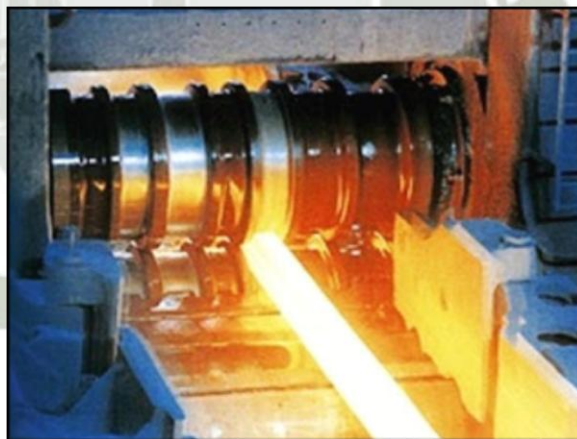
- La rectificadora, únicamente, rectificará rodillos cuyo perfil sea ovalo o redondo, perfiles usado en la mayoría de productos que se laminan en la Corporación Aceros Arequipa. En el caso de perfiles de forma, perfiles que tienen forma asimétrica, usados básicamente en guías, para las ultimas pasadas para la laminación de perfiles Ángulos y Tee's, en los que los rodillos deben de tener el mismo perfil que tienen los cilindros de laminación, esto con la finalidad de controlar el pase de la barra por el tren de laminación.
- Otra limitante, es la calidad de acero en los rodillos para las guías de laminación. La calidad que se usa para el proceso de laminación es el D-2, adicionalmente se puede usar el acero SAE 1045, en el caso de tener problemas de abastecimiento de la calidad D-2. En caso de emergencia se optara por usar el acero SAE 1020, este acero se usara, solo si se presentara problemas con las calidades mencionadas líneas arriba.

## CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

### 2.1. LAMINACIÓN EN CALIENTE.

#### 2.1.1. Definición y generalidades

Se conoce como laminación o laminado al proceso industrial por medio del cual se reduce el espesor de una lámina de metal o de materiales semejantes con la aplicación de presión mediante el uso de distintos procesos, como la laminación de anillos o el laminado de perfiles. Por tanto, este proceso se aplica sobre materiales con un buen nivel de maleabilidad. La máquina que realiza este proceso se le conoce como laminador. El laminado puede ser en frío o en caliente. El laminado en caliente es el que se realiza con una temperatura bastante mayor a la de la recristalización que tiene el metal. La forma actual del laminado en caliente deriva del proceso patentado por el británico Henry Cort en 1783, el cual tuvo tal impacto que él es popularmente conocido como “el padre de la laminación”.



*Fig. N°5. Laminación de barra en caliente.*

#### 2.1.2. Proceso de laminación de barras en caliente

La laminación en caliente es el proceso más eficaz de conformado primario utilizado para la producción masiva de acero. Los principales efectos de la laminación en caliente son la eliminación de los defectos de

la estructura del lingote colado y la obtención de la forma, dimensiones y calidad superficial requerida de un producto.

El proceso de laminación es aquel mediante el cual el acero se somete a temperaturas promedio de  $1160^{\circ}\text{C}$  en un horno galopante, durante aproximadamente dos horas, posteriormente sufre reducciones sucesivas en un tren de laminación continuo, como resultado de pasar a través de las cajas compuestas por cilindros de laminación, se forman los productos requeridos, de acuerdo a un diseño específico.

Durante el proceso de calentamiento la palanquilla, genera una capa superficial denominada “cascarilla” la cual, es necesario retirar con agua a alta presión e iniciar el proceso de laminación en el desbaste, el cual está compuesto por seis cajas de laminación en continuo. Estas son las que realizan un cambio importante en las dimensiones de la palanquilla, reduciendo la sección de la misma en un 85%, formando una circunferencia de 64 milímetros de diámetro.

Posteriormente pasa al primer tren intermedio. El tren intermedio #1 y #2, compuesto de 8 cajas de laminación realizan una función similar al desbaste, con reducciones que no son tan fuertes como el anterior; la tensión del material entre cada caja es controlada de manera electrónica para evitar malformaciones durante el proceso por estiramientos no deseados en el material.

Finalmente, el tren acabador se encarga de darle las dimensiones finales del producto, solicitadas por la norma.

Opcionalmente se encuentra la sección de “termoproceso” donde se le aplica agua en cantidades y presiones controladas al producto terminado, mejorando sus propiedades mecánicas y permitiéndole cumplir con normas internacionales tan exigentes como la ASTM 706. Posteriormente los productos pasan a una mesa de enfriamiento donde, de forma natural, reducen su temperatura hasta los  $200^{\circ}\text{C}$ . En la mesa

de enfriamiento se toman muestras del lote de producción para el laboratorio de calidad.

Al final de la mesa de enfriamiento se encuentra la cizalla que da el corte a la medida comercial ya sea ésta de 6, 9 o 12 metros de longitud para las varillas o perfiles que se estén laminando, éstos son atados y etiquetados para posteriormente almacenarlos en la bodega de producto terminado y planificar su distribución en el mercado.

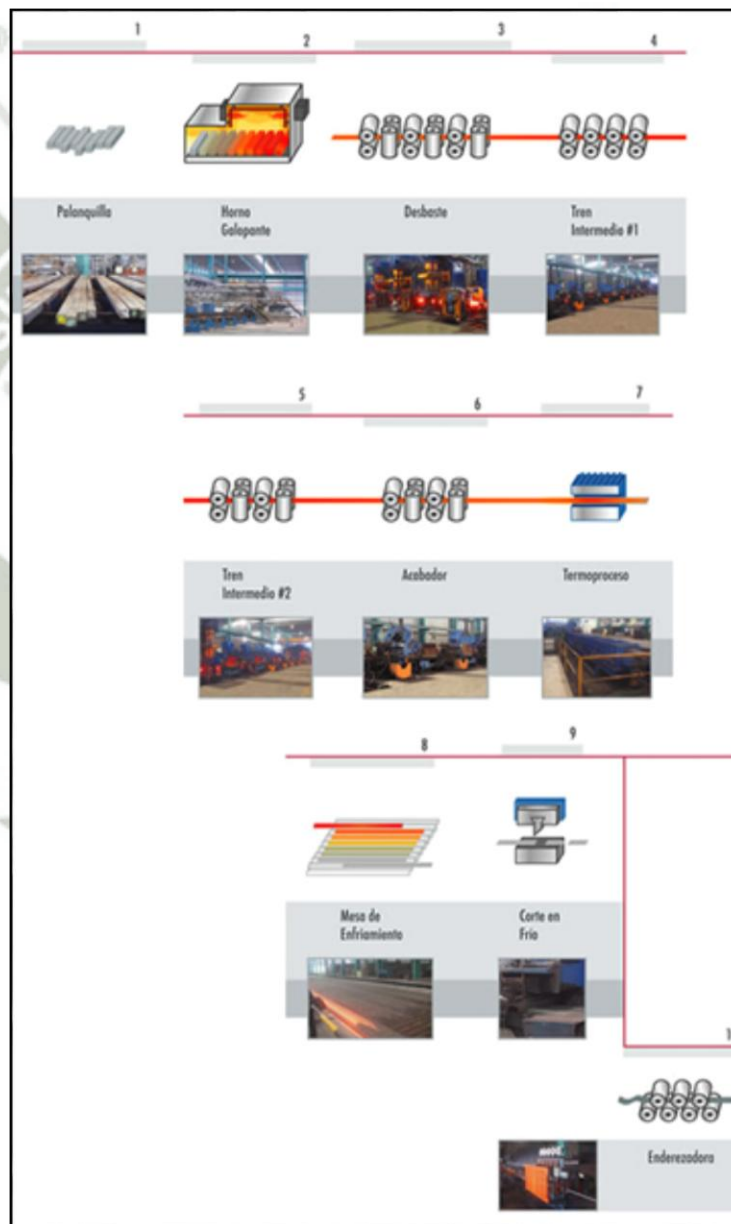


Fig. N°6. Proceso de Laminación de barra en caliente.

### 2.1.3. Cilindros de laminación en caliente.

Un Cilindro de Laminación es un rodillo de metal, generalmente aleado, que desde luego deberá ser más duro que el material que se lamina para que pueda ser resistente al desgaste. El material deberá ser homogéneo, es decir, sin discontinuidades (porosidades, grietas, inclusiones, etc.) para que resista a los esfuerzos para los que fue diseñado. Deberá soportar las temperaturas a las que será sometido durante el proceso, suponiendo desde luego un buen enfriamiento.

Las partes principal de son el cuerpo o tabla que estará en contacto con el material que se lamina, lleva en los extremos de la tabla los cuellos que se apoyan en cojinetes o rodamientos, en el extremo del cuello se le inserta un acople para proporcionar el par de torsión.



*Fig. N°7. Cilindros de Laminación en Tabla lisa.*

Los cilindros son herramientas para la conformación de metales y, por tanto, el desarrollo de materiales adecuados para los cilindros es paralelo al desarrollo de otras herramientas de la industria de los metales, tanto para aplicaciones de corte como de no corte.

Los cilindros son herramientas de tamaño relativamente grande con una prolongada vida pero, en último término, son solamente herramientas.

### 2.1.3.1. Clasificación de cilindros de laminación.

Los cilindros de laminación se clasifican considerando algunas especificaciones. La primera clasificación es por el tipo de material y microestructura, como se muestra en la tabla 1,

<b>Aceros</b>	<b>Fundición</b>	<b>Características principales</b>
	Forjado	Normalizado y revenido
		Templado y revenido
	Grafitados	-
<b>Hierro Fundido</b>	Blanco (Sin grafito)	-
	Granular o de temple indefinido (Algo de grafito)	-
	Gris (Hojuelas de grafito)	-
	Tratado (Inoculación)	Nodular (Esferoidal, Dúctil) Compacto
<b>Carburo</b>	Carburo de Tungsteno	

*Tabla. N°1. Clasificación de Cilindros de Laminación.*



### 2.1.3.2. Aplicaciones de cilindros de laminación en caliente.

A continuación se detalla las principales aplicaciones de los Cilindros de laminación, cabe indicar que los materiales más usados para la laminación:

MATERIAL	CALIDADES	APLICACIONES TÍPICAS
<b>HIERRO FUNDIDO NODULAR - GRAFITO ESFEROIDAL</b>	SGP; CC SGP	Cilindros y anillos para productos largos y tubos sin soldadura
	SGA; CC SGA	Cilindros y anillos para productos largos y tubos sin soldadura
	NCC; NCC (Carburos no continuos)	Cilindros para trenes con grandes cargas
	CC SGP - X (Cilindros y anillos con carburos mejorados con alta resistencia al desgaste)	Cilindros y anillos para productos largos Cilindros de trabajo para trenes de fleje
<b>TEMPLE INDEFINIDO ALEADO</b>	AIC; CC AIC	Cilindros y anillos para productos largos y tubos sin soldadura Cilindros de trabajo para trenes de fleje
	CC TSS	Cilindros y anillos para productos largos. Cilindros de trabajo para trenes de fleje
<b>ACERO FUNDIDO</b>	Acero fundido (Carbono $\leq 1.0\%$ )	Perfiles medianos y pesados

	Acero fundido, Adamítico GT ( 1.0% - 2.4% Carbono)	Cilindros, anillos y camisas para trenes de productos largos y de perfiles
	Acero alto en cromo (Carbono <2.0%)	Cilindros para trenes desbastadores. Cilindros de trabajo para trenes de fleje. Cilindros para trenes no ferrosos.
<b>HIERRO ALTO EN CROMO</b>	CCHiCr (Carbono > 2.0%)	Cilindros de trabajo para trenes de fleje. Cilindros de trabajo para laminación de hojalata y trenes de chapa galvanizada.
<b>ACERO RAPIDO</b>	CC HSS	Cilindros y anillos para trenes de productos largos. Cilindros de trabajo para trenes de fleje.
<b>CARBURO DE TUNGSTENO</b>	C3OT	Anillos para productos largos

Tabla. N°2. Aplicaciones de Cilindros de Laminación.

### 2.1.3.3. Tallado de cilindros de laminación.

El tallado de Cilindros es la forma que se le da al Cilindro de laminación, para que entre al proceso de producción. El proceso de maquinado, es el que consiste en obtener el contorno final del Cilindro, apoyándose en máquinas herramientas para realizar esta operación. En el proceso para obtener el tallado o la forma del Cilindros se usan básicamente tornos copiadores o rectificadoras CNC.

### 2.1.4. Guiado de laminación.

El guiado de Laminación es aquel equipo cuya función es la de guiar la barra hacia la canal en la caseta de laminación, y así evitar defectos del producto o averías en la línea de laminación.



*Fig. N°8. Guías de Laminación.*

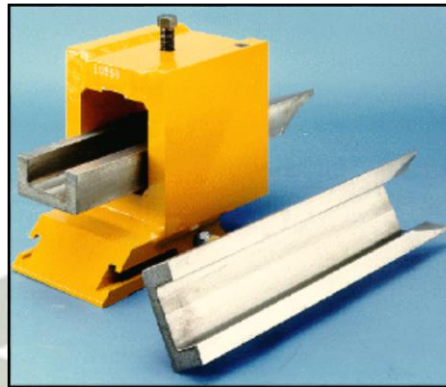
Estos equipos trabajan a la entrada y salida de las Casetas de Laminación, por donde pasa la barra, guiándola hacia la siguiente pasada.

#### 2.1.4.1. Clasificación de guiado

El guiado se clasifica en:

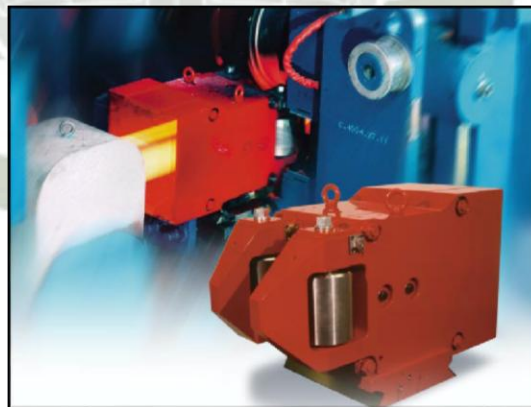
**Guías estáticas**, son guías que pueden trabajar a la entrada o salida de la caseta, dependiendo del requerimiento del producto. Está compuesta básicamente de una base y 2 insertos, que es la pieza de desgaste por donde pasa la barra. Este guiado es principalmente usado para productos, cuya calidad superficial no

es tan estricta, tales como barras de construcción. La desventaja de este guiado es que, si su montaje no es el correcto, puede generar ralladuras en el producto terminado, por acumulación de metal en los insertos, generados por la fricción entre la barra en caliente y los insertos.



*Fig. N°9. Guía de fricción usada a la salida de la caseta.*

**Guía de entrada a rodillos**, Este guiado trabaja generalmente a la entrada de la Caseta, esto porque al tener rodillos, los cuales tienen la forma de la barra que pasa por el guiado, permite que ingrese con mayor facilidad a la siguiente pasada.



*Fig. N°10. Guía de rodillos, que va montada a la entrada de la caseta.*

Existen guías a rodillos de hasta 6 rodillos, las que dan mucho mayor precisión a la entrada de la barra por la pasada, estas son

usadas para tener un mejor control de la sección de la barra que se requiere, ya que como se indicó a mayor rodillos en la guía esta tiene mucho mayor control, la desventaja está en que al tener mayor número de rodillo se requiere mayor precisión al momento del montaje.



*Fig. N°11. Guía de rodillos de 02 y 04 rodillos.*

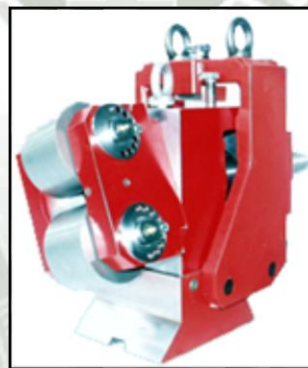
Estos guiados están compuestos por una carcasa o base, insertos (por donde ingresa la barra) y rodillos de forma (que guían la barra hacia la siguiente pasada).

**Calidades de los rodillos guías,** La calidad de los rodillos guías, están en función del rendimiento que estos tengan en la línea de producción, así como en el desgaste que estos presentan después que salgan de producción. Existen varias calidades brindadas por los proveedores de Guías de Laminación, como por ejemplo Morgardshammar, una de las principales empresas proveedoras de Guías de laminación, en la que brinda diferente tipo de calidades según el proceso de laminación por el que pase la barra caliente. Si bien, el proveedor ofrece varios calidades de aceros para la línea de laminación. A veces el uso de estas no tiene el rendimiento esperado, por lo que se opta por otras calidades, que es lo que sucede en la Planta N°1 de Aceros Arequipa, donde la experiencia en rodillos guías, indica que las calidades de aceros para rodillos guías son:

- **SAE D2**, como principal acero para toda la línea de laminación.

- **SAE 1045**, como segunda opción, en caso de tener desabastecimiento del primero.
- **SAE 1020**, solo en caso de emergencia o pruebas para productos nuevos.

**Guía de torsión**, Este guiado trabaja a la salida de la Caseta, su función es la de girar la barra  $45^\circ$  o  $90^\circ$ , según la configuración del Tren de laminación. Las guías de torsión son guías de rodillos, con la diferencia que los rodillos no se encuentran en la nariz de la guía, sino se encuentran al final de esta, que es donde se le da el Angulo de torsión, según como se requiere que la barra llegue a la siguiente pasada.



*Fig. N°12. Guía de torsión.*

Este guiado al igual que el guiado de rodillos está compuesto por una carcasa o base, insertos (por donde ingresa la barra) y rodillos de forma (que guían la barra hacia la siguiente pasada) como componentes principales.

**Guía de trabajo**, Si bien, se definió que el guiado, son equipos cuya función es guiar la barra entre los Cilindros de laminación, también existe las guías de trabajo que realizan labores de laminar la barra, pero con un mínimo esfuerzo, entre las principal guía de trabajo se tiene a la guía divisora, esta guía es usada durante producciones a doble o más hilos, esto quiere decir que

llegado un punto en el proceso, la barra laminada es dividida en 2 a más secciones, para obtener mayor rendimiento de la barra en proceso.

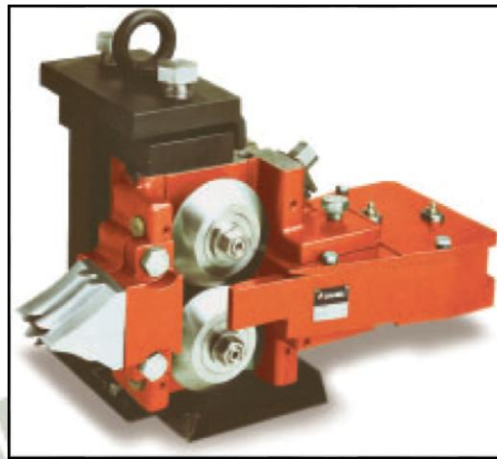


Fig. N°13 Guía divisora

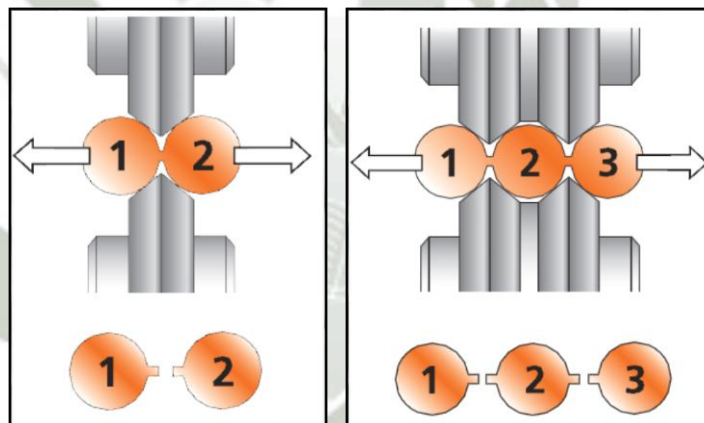


Fig. N°14. Proceso de separacion de barra dentro de la guía.

Esta separación es posible, gracias a los rodillos de la guía los cuales tienen un ángulo determinado, para que al momento que pase la barra esta sea separada.

## CAPITULO III: INGENIERÍA DEL PROYECTO

### 3.1. ALTERNATIVA Y SELECCIÓN DE DISEÑO

Se detalla en el Anexo N°28.

#### 3.1.1. Lista de deseos y exigencias.

<b>Nombre del Proyecto:</b>	
Diseño de máquina rectificadora de rodillos de guías de laminación para la Corporación Aceros Arequipa s.a. – Planta N°1.	
<b>Responsable:</b>	<b>Fecha:</b>
Jorge Fernando García García	10/09/2014
<b>Normas de Diseño</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>ANSI B106.IM-1985:</b> Diseño de ejes de transmisión.</li> <li>- <b>SAE J636:</b> Bandas y poleas en V.</li> <li>- <b>AGMA 6022-C93:</b> Manual de diseño para tornillos sinfines y coronas cilíndricas.</li> </ul>
<b>E/D</b>	<b>Descripción</b>
D	1. Capacidad: 02 Rodillos / Hora
E	2. Espacio: 1.20m x 0.60m x 1.20m
E	3. Horas de trabajo: 16 horas (2 turnos)
E	4. Material de Rodillos: D2, SAE1045. En casos de emergencia SAE1020
E	5. Profundidad de Corte 0.4mm
E	6. Herramienta de corte: Barra redonda de 6mm Calidad PN 90.
E	7. Velocidad de corte: 0.015, 0.03 y 0.06m/s, para los materiales de rodillos mencionados en el punto 4.
E	8. La transmisión de las fuerzas se realizará por medio de sistemas mecánicos
E	9. Alimentación de rodillos : Manual, el operario colocara el rodillo y lo ajustara con la contrapunta
E	10. Tensión: trifásico 380 V
D	11. Montaje: nivelación de suelo mediante GROUT

E	12. Sistema de Protección: IP-50
E	13. Ergonomía de la altura de trabajo: 1 m
D	14. Limpieza: después de cada turno
E	15. Numero de operarios: Uno por cada turno
D	16. Contaminación: ninguna
E	17. Frecuencia de mantenimiento: Quincenal (autónomo)

### 3.1.2. Lista de funciones.

#### 3.1.2.1. Accionamiento.

El accionamiento se realiza mediante un motor eléctrico, el que hace girar una transmisión de poleas escalonadas, las que entregaran 03 velocidades, para cada tipo de material del rodillo a rectificar. Se selecciona la transmisión por poleas ya que las distancias entre ejes pueden ser mucho mayores y los costos de las poleas y las bandas son menores, en comparación con los engranajes.

#### 3.1.2.2. Transmisión mecánica.

El sistema de transmisión mecánica, se divide en dos partes, la primera es la que da el giro al rodillo a rectificar y la segunda es la que da el giro a la herramienta de corte,

**Transmisión mecánica sistema de giro.** El giro requerido vendrá directamente de las poleas conducidas, a través de un eje, el que llevará el giro directamente al rodillo.

**Transmisión mecánica sistema de corte.** Para la transmisión del sistema de corte, utilizaremos el eje de las poleas conducidas, al que le adicionaremos una polea sobre el eje, el cual conjuntamente con un sistema de transmisión por Corona – Sin fin, reduciremos, hasta alcanzar la velocidad requerida para el corte de material. Se selecciona la transmisión por Corona – Sinfín debido a que este es muy utilizado en lugares donde se debe reducir mucho la velocidad angular.










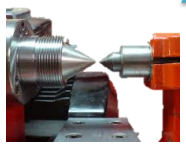
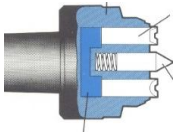
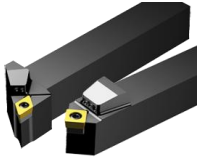


### 3.1.2.3. Sujeción de pieza.

La sujeción del rodillo será por medio de contrapuntas, lo que facilitara el centrado del rodillo a rectificar.

### 3.1.2.4. Corte de material.

Para realizar el corte del material, se utilizará un Utillaje, el que cuenta con un cabezal giratorio, al que se le inserta la barra redonda, con la que se realizara el corte. El cabezal giratorio será intercambiable, esto para poder rectificar rodillos de diferentes diámetros.

### 3.1.3. Matriz morfológica

Funciones		A	B	C	D
1	Accionamiento	 Motor Electrico			
2	Trasmision mecánica				
2	Transmision giro	 Cadenas	 Poleas	 Engranajes	
2	Transmision corte	 Cadenas	 Poleas	 Corona Sin Fin	 Engranajes
3	Sujeccion de rodillo	 Plato de garras	 Contrapunta	 Arrastre frontal	
4	Corte de Material	 Insertos de corte	 Cuchilla de forma	 Husillo con barra redonda	

3.2. BOSQUEJO PRELIMINAR DE LA MÁQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMINACIÓN.

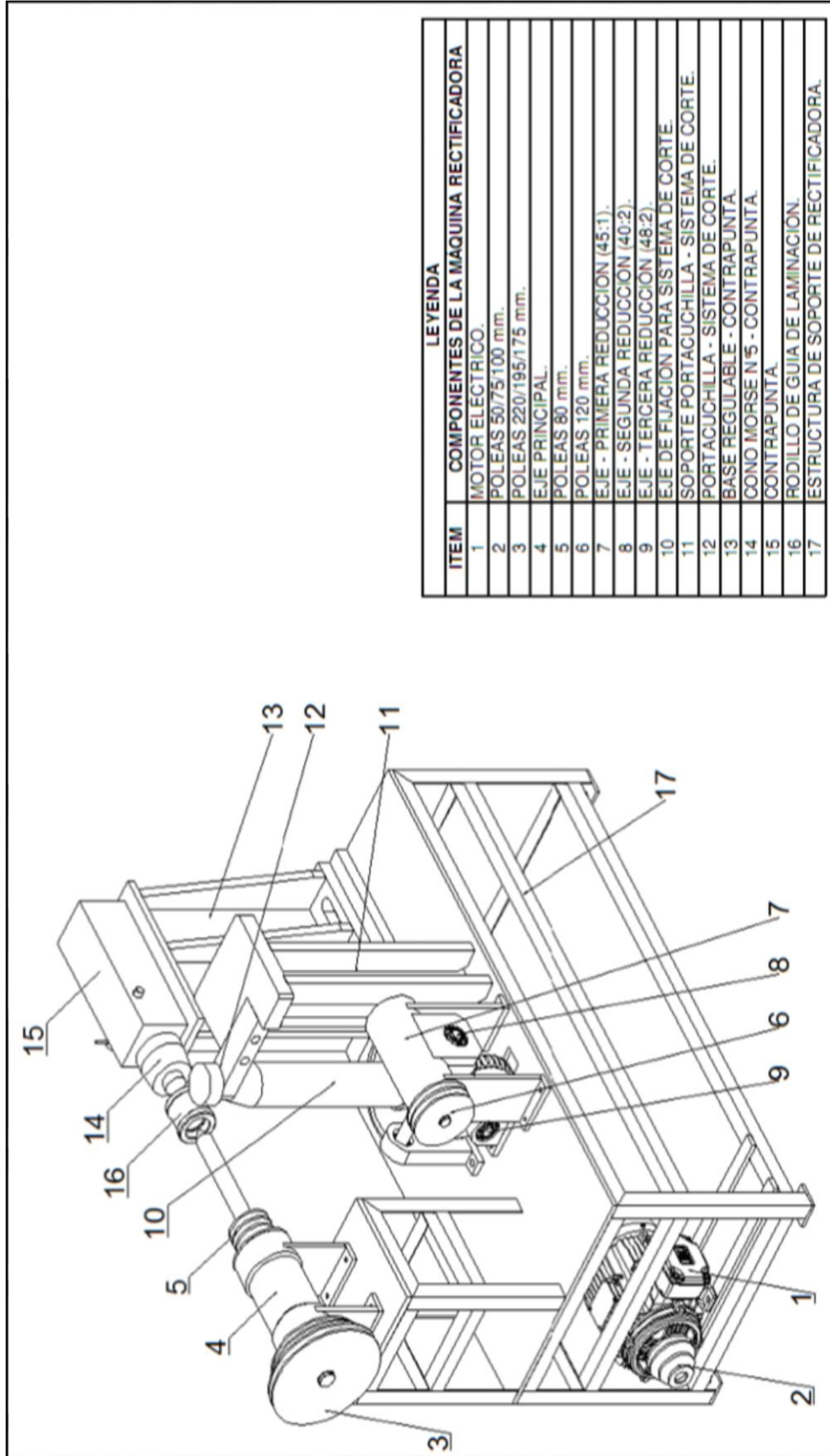


Fig. N°15. Bosquejo preliminar de la máquina rectificadora de rodillos de guías de laminación.

### 3.3. DISEÑO DE COMPONENTES.

#### 3.3.1. Diseño de eje principal.

En el punto A, se ubica la polea escalonada de diámetros 220/195/175mm, en los puntos X y Y, irán los rodamientos de apoyo del eje y en el punto B, se ubicara la polea que entrega el movimiento hacia el eje de la primera reducción. Se procederá a diseñar según las Normas ANSI B106.1M-1985: Diseño de ejes de transmisión y SAE J636: Bandas y poleas en V.

El material del Eje principal: SAE 4140 recocido.

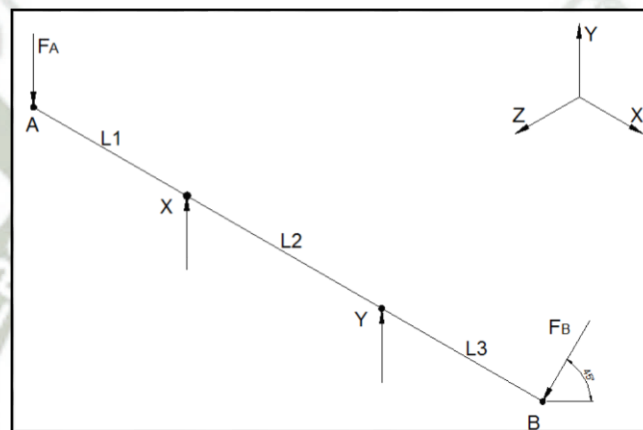


Fig. N°16. DCL de eje principal.

#### Calculo de torque en el eje:

De la ecuación:

$$T[\text{Lbf} * \text{pulg}] = \frac{63000 \times P[\text{HP}]}{n[\text{RPM}]}$$

Dónde:

T = Par torsional en el eje, (Lbf\*pulg).

P = Potencia que se transmite, (HP).

n = velocidad de giro, (RPM).

Los valores de  $n$  y  $P$ , los obtenemos de los puntos 3.4.1 y 3.4.2.

Al tener 03 velocidades de giro, por requerimientos de la máquina, se evaluara el Torque para los 03 casos, obteniendo:

Relación de Poleas	RPM en el eje	Torque (Lbf* <i>pulg</i> )
100 / 175	480.00	75.68
70 / 195	301.54	120.48
50 / 220	190.91	<b>190.30</b>

Para el cálculo de las fuerzas en las poleas, usaremos el mayor torque, para tener la mayor fuerza de la polea.

### Calculo de Fuerza en Polea A.

Para el cálculo de la fuerza de la polea sobre el eje, obteniendo la ecuación para el cálculo, de la siguiente figura:

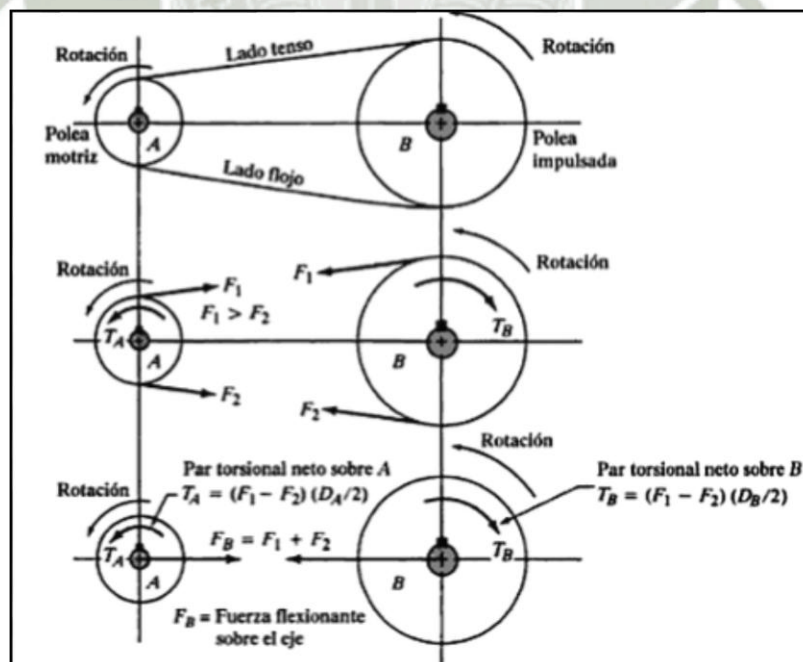


Fig. N°17. Fuerzas sobre poleas.

$$F_A [Lbf] = \frac{1.5 \times T_A [Lbf * pulg]}{\left(\frac{D_A [pulg]}{2}\right)}$$

Dónde:

$F_A$  = Fuerza sobre el eje, (Lbf).

$T_A$  = Torque en el eje, (Lbf\*pulg).

$D_A$  = Diámetro de polea, (pulg).

El valor del diámetro de la polea lo obtenemos del punto 3.4.2.

Reemplazando obtenemos:

$$F_A = \frac{1.5 \times 190.30 Lbf * pulg}{\left(\frac{8.66 pulg}{2}\right)}$$

$$F_A = 65.92 Lbf$$

$$F_A = 293.20 N$$

### Calculo de Fuerza en Polea B.

De la formula anterior,

$$F_B [Lbf] = \frac{1.5 \times T_B [Lbf * pulg]}{\left(\frac{D_B [pulg]}{2}\right)}$$

El valor del diámetro de la polea lo obtenemos del punto 3.4.2., reemplazando obtenemos:

$$F_B = \frac{1.5 \times 190.30 Lbf * pulg}{\left(\frac{3.15 pulg}{2}\right)}$$

$$F_B = 181.24 Lbf$$

$$F_B = 806.20 \text{ N}$$

Al tener 02 poleas trabajando en el punto B, el valor de la fuerza se multiplicara por 2, obteniendo:

$$F_B = 1612.40 \text{ N}$$

Como se observa en el bosquejo de la máquina, la transmisión por poleas, en el punto B, tiene un ángulo de  $45^\circ$ , por lo que descomponemos la fuerza para realizar el cálculo de las reacciones en el eje:

$$F_{By} = F_B [N] \times \text{sen } 45^\circ$$

$$F_{Bx} = F_B [N] \times \text{cos } 45^\circ$$

$$F_{By} = 1140.14 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = 1140.14 \text{ N}$$

**Calculo de reacciones en eje principal:**

**Plano XY**

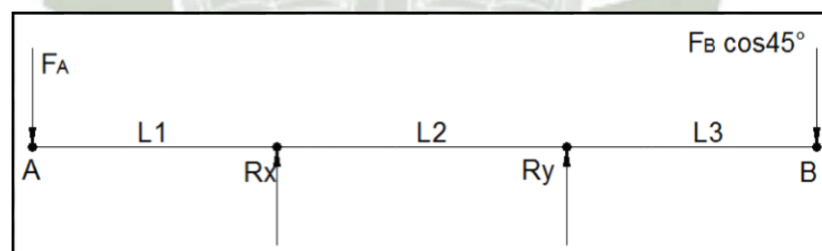


Fig. N°18. Diagrama de cuerpo libre Eje principal Plano XY

Dónde:

$$L1 = 48.10\text{mm.}$$

$$L2 = 199.00\text{mm.}$$

$$L3 = 59.30\text{mm.}$$

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 24.32 \text{ N}$$

$$R_y = 1409.00 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

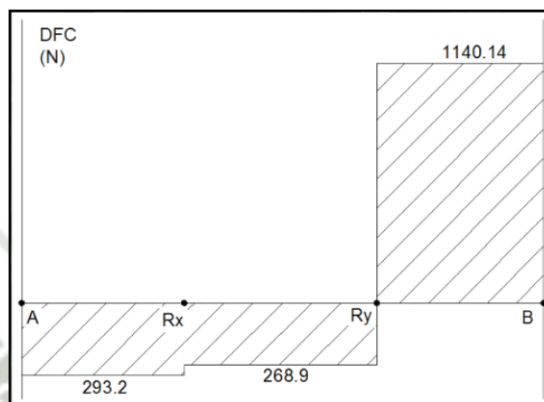


Fig. N°19. Diagrama de fuerzas cortantes Eje principal Plano XY.

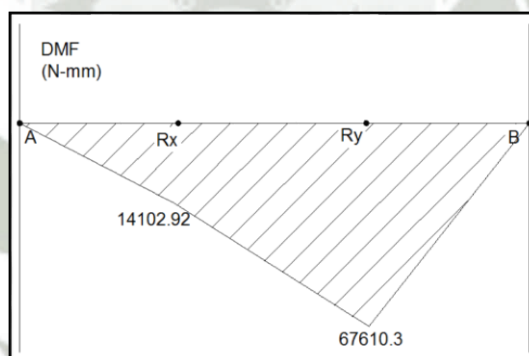


Fig. N°20. Diagrama de momentos Eje principal Plano XY.

**Plano XZ.**

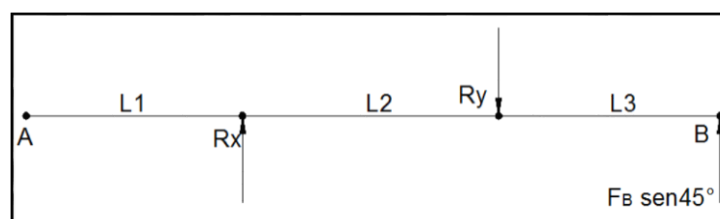


Fig. N°21. Diagrama de cuerpo libre Eje principal Plano XZ.

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 339.80 \text{ N}$$

$$R_y = -1479.90 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

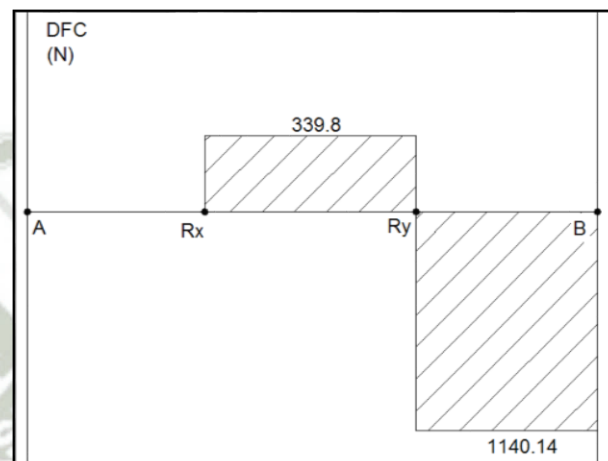


Fig. N°22. Diagrama de fuerzas cortantes Eje principal Plano XZ.

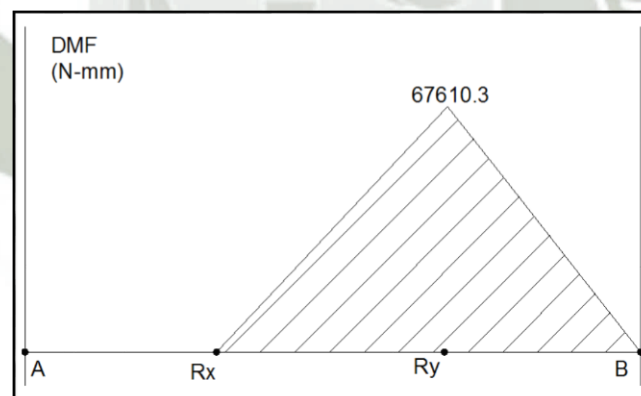


Fig. N°23. Diagrama de momentos Eje principal Plano XZ.

**Calculo de la fuerza cortante resultante:**

$$V_A = \sqrt{(293.2 \text{ N})^2 + (0 \text{ N})^2}$$

$$V_A = 293.20 \text{ N}$$

$$V_A = 65.92 \text{ Lbf}$$

$$V_B = \sqrt{(1140.14 \text{ N})^2 + (1140.14 \text{ N})^2}$$

$$V_B = 1612.40 \text{ N}$$

$$V_B = 362.50 \text{ Lbf}$$

**Calculo del momento flexionante resultante:**

$$M_X = \sqrt{(14102.92 \text{ N} - \text{mm})^2 + (0 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_X = 14102.92 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_X = 124.80 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

$$M_Y = \sqrt{(67610.30 \text{ N} - \text{mm})^2 + (67610.30 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_Y = 95615.40 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_Y = 846.27 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

**Calculo de diámetros de eje:**

Para el cálculo del diámetro del eje principal, usaremos las ecuaciones:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Para ejes donde una fuerza cortante vertical sea la única carga importante presente.

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Para ejes donde existan fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Dónde:

$D$  = Diámetro requerido del eje. (*pulg*).

$N$  = Factor de diseño, se asume 2.

$K_t$  = Factor de concentración de esfuerzos. Anexo N°7.

$V$  = Fuerza cortante. (*Lbf*).

$M$  = Momento flexionante. (*lbf – pulg*).

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*PSI*).

$T$  = Torque en el eje. (*lbf – pulg*).

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia. (*PSI*). Anexo N°8.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada, usamos la ecuación:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

Dónde:

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*KSI*). Anexo N°9.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga. (*KSI*). Anexo N°9.

$C_m$  = Factor de material. Anexo N°9.

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo. Anexo N°9.

$C_R$  = Factor de confiabilidad. Anexo N°9.

$C_s$  = Factor de tamaño. Anexo N°9.

Reemplazando, obtenemos:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

$$S_n' = 35KSI \times 0.81 \times 0.85$$

$$S_n' = 24.098 KSI$$

$$S_n' = 24098 \text{ PSI}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección A:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 65.92 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.22 \text{ pulg}$$

$$D = 5.60 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección B:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 362.5 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.52 \text{ pulg}$$

$$D = 13.21 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección X:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 124.8 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{190.3 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.69 \text{ pulg}$$

$$D = 17.40 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección Y:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 846.27 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{190.3 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 1.29 \text{ pulg}$$

$$D = 30.50 \text{ mm}$$

Para la sección que, se encuentra entre los puntos X y Y (apoyos de rodamientos), el diámetro lo obtenemos, del Anexo N°7, donde obtenemos, los siguientes datos:

- $K_t = 3$ .
- $D/d = 1.2$ .
- $r/d = 0.015$ .

Entonces, para la sección entre los puntos X y Y, calculamos su diámetro, asumiendo un diámetro inicial  $d = 45.00 \text{ mm}$ :

$$\frac{D [\text{mm}]}{d [\text{mm}]} = 1.2$$

$$\frac{D}{45.00 \text{ mm}} = 1.2$$

$$D = 54.00 \text{ mm}$$

Y el radio entre diámetros será de:

$$\frac{r [mm]}{d [mm]} = 0.015$$

$$\frac{r}{45.00mm} = 0.015$$

$$r = 0.70mm$$

En resumen, para el eje principal, tenemos:

Sección	Diámetro. (mm)	Diámetro Final (mm)
A	5.60	30.0
X	17.40	45.0
X-Y	54.00	55.0
Y	30.50	45.0
B	13.21	30.0

*Nota: Se toman estos diámetros finales, considerando los diámetros internos de los rodamientos a seleccionar.*

### 3.3.2. Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Primera reducción.

Se procederá a diseñar según la Norma AGMA 6022-C93: Manual de diseño para tornillos sinfines y coronas cilíndricas.

Asumimos:

- Reducción = 45:1, donde  $N_g = 45$  y  $N_w = 1$ .
- Distancia entre centros de sinfín y rueda dentada  $C = 75.00mm$ .

Las RPM's de entrada y salida serán:

Relación de Poleas	RPM Entrada $\eta_w$	RPM Salida $\eta_g$
100 / 175	320.00	2.83
70 / 195	201.03	4.47
50 / 220	127.27	7.11

Diámetro de paso del tornillo estimado:

$$D_w [mm] = 0.681 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_w = 0.681 \times (75.00mm)^{0.875}$$

$$D_w = 29.77mm$$

Valores restrictivos de los diámetros:

$$D_{w_{max}} [mm] = 0.881 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_{w_{max}} = 0.881 \times (75.00mm)^{0.875}$$

$$D_{w_{max}} = 38.52mm$$

$$D_{w_{min}} [mm] = 0.5 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_{w_{min}} = 0.5 \times (75.00mm)^{0.875}$$

$$D_{w_{min}} = 21.86mm$$

Diámetro de paso de la rueda dentada:

$$D_g [mm] = 2C[mm] - D_w[mm]$$

$$D_g = 2(75.00mm) - 29.77mm$$

$$D_g = 120.23mm$$

Paso axial:

$$P_x [mm] = \frac{\pi D_g [mm]}{N_g}$$

$$Px = \frac{\pi(120.23mm)}{45}$$

$$Px = 8.39mm$$

De la tabla de pasos axiales recomendados, tomamos el valor más próximo al Paso axial calculado:

**PASOS AXIALES RECOMENDADOS**

Pulg	mm	Pulg	mm
1/4	6,3500	1	25,4000
5/16	7,9379	1 1/4	31,7500
3/8	9,5250	1 1/2	38,1000
1/2	12,700	1 3/4	44,4500
5/8	15,875	2	50,8000
3/4	19,050		

$$Px = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.9379mm$$

Recalculamos el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$Dg [mm] = \frac{Px[mm] \times Ng}{\pi}$$

$$Dg = \frac{7.9379 \text{ mm} \times 45}{\pi}$$

$$Dg = 113.70mm$$

Recalculamos el Diámetro de paso del tornillo:

$$Dw[mm] = 2C[mm] - Dg[mm]$$

$$Dw = 2(75.00mm) - 113.70mm$$

$$Dw = 36.30mm$$

Se debe de cumplir lo siguiente:

$$Dw_{min} \leq Dw \leq Dw_{max}$$

$$21.86mm \leq 36.30mm \leq 38.52mm \text{ Ok.}$$

Ángulo de avance:

$$\tan \lambda = \frac{Px \times Nw}{\pi \times Dg}$$

$$\tan \lambda = \frac{7.9379 \times 1}{\pi \times 45}$$

$$\lambda = 3.982^\circ$$

De la tabla, límites del ángulo para la rueda dentada:

NUMERO DE ENTRADAS	ANGULO DE AVANCE
1	$\leq 6^\circ$
1 - 2	$\leq 12^\circ$
3 - 4	$10^\circ - 24^\circ$
5 - 6	$15^\circ - 36^\circ$
$\geq 7$	$\geq 20^\circ$

Verificamos el ángulo de avance calculado con el de la tabla, teniendo que el valor calculado es menor al de la tabla, siendo conforme el cálculo.

Ángulo de presión normal:

Del Anexo N°15, tenemos, que  $\phi_n = 20^\circ$ :

Dedendum:

$$bg [mm] = 0.3683 \times Px [mm]$$

$$bg = 0.3683 \times 7.9379mm$$

$$bg = 2.92mm$$

Diámetro raíz del tornillo sinfín:

$$Dr [mm] = Dw[mm] - 2bg[mm]$$

$$Dr = 36.30mm - 2(2.92mm)$$

$$Dr = 30.46mm$$

Adendum:

$$a [mm] = 0.3183 \times Px[mm]$$

$$a = 0.3183 \times 7.9379$$

$$a = 2.53mm$$

Diámetro exterior del tornillo sinfín:

$$Dow [mm] = Dw [mm] + 2a [mm]$$

$$Dow = 36.30mm + 2(2.53mm)$$

$$Dow = 41.36mm$$

Ancho de la rueda dentada:

$$F [mm] = 1.05\sqrt{(Dow[mm])^2 - (Dw[mm])^2}$$

$$F = 1.05\sqrt{41.36mm^2 - 36.30mm^2}$$

$$F = 20.81mm$$

Longitud del tornillo sinfín:

$$Lw [mm] = Px[mm] \left( 4.5 + \frac{Ng}{50} \right)$$

$$Lw = 7.9379mm \left( 4.5 + \frac{45}{50} \right)$$

$$Lw = 42.87mm$$

Diámetro de garganta de la rueda dentada:

$$Dt [mm] = Dg [mm] + 2a [mm]$$

$$Dt = 113.70mm + 2(2.53mm)$$

$$Dt = 118.76mm$$

Diámetro exterior de la rueda dentada:

$$Dog [mm] = Dt[mm] + (Dw[mm] - 2a[mm]) - \sqrt{(Dw[mm] - 2a[mm])^2 - (0.8F[mm])^2}$$

$$Dog = 118.76mm + (36.30mm - 2(2.53mm)) - \sqrt{(36.30mm - 2(2.53mm))^2 - (0.8(20.81mm))^2}$$

$$Dog = 123.57mm$$

Radio de redondeo en el extremo del círculo exterior de la rueda dentada:

$$r_e [mm] = 0.1F [mm]$$

$$r_e = 0.1(20.81mm)$$

$$r_e = 2.08mm$$

Velocidad de deslizamiento:

$$Vs [m/s] = \frac{\pi \times Dw[mm] \times \eta_w [RPM]}{60000 \cos \lambda}$$

De la formula, obtenemos las velocidades para cada relación de poleas:

Relación de Poleas	$\eta_w$ (RPM)	Vs (m/s)
100 / 175	320.00	0.61
70 / 195	201.03	0.38
50 / 220	127.27	0.24

**Calculo de la potencia mecánica:**

Carga nominal tangencial:

$$W_{tR}[Kgf] = 1.3455 \times 10^{-3} C_S \times (D_G[mm])^{0.8} \times Fe[mm] \times C_m \times C_v$$

Dónde:

$W_{Tr}$  = carga nominal tangencial. (Kgf).

$C_S$  = Factor por material, Anexo N°16.

$D_G$  = Diámetro de paso de la corona. (mm).

$Fe$  = Ancho efectivo de la rueda. (mm).

$C_m$  = factor de corrección por relación. Anexo N°17.

$C_v$  = factor por velocidad. Anexo N°18.

Ancho efectivo de la rueda:

$$Fe[mm] = \frac{2}{3} Dw[mm]$$

$$Fe = \frac{2}{3} 36.30mm$$

$$Fe = 24.20mm$$

Se compara el valor de  $Fe$  y  $F$ , se usara el valor mínimo de estos, por lo que usaremos el valor de  $F$ .

Reemplazando, obtenemos:

$$W_{tR} = 1.3455 \times 10^{-3} \times 700 \times (113.70mm)^{0.8} \times 20.81mm \times 0.8 \times \begin{matrix} 0.58 \\ 0.65 \end{matrix}$$

Relación de Poleas	$W_{tR}$ (Kgf)
100 / 175	401.07
70 / 195	414.90
50 / 220	449.47

Potencia en el eje de salida:

$$P_o [CV] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times D_g [mm] \times \eta_w [RPM]}{1.4324 \times 10^6 \times mg}$$

$$P_o = \frac{\begin{matrix} 401.07 \text{ Kgf} & 320.00 \text{ RPM} \\ 414.90 \text{ Kgf} \times 113.70 \text{ mm} \times 201.03 \text{ RPM} \\ 449.47 \text{ Kgf} & 127.27 \text{ RPM} \end{matrix}}{1.4324 \times 10^6 \times 45}$$

Relación de Poleas	$P_o$ (CV)
100 / 175	0.23
70 / 195	0.15
50 / 220	0.10

Fuerza de fricción:

$$W_f [Kgf] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times f}{\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \cos \lambda}$$

Dónde:

$W_f$  = Fuerza de fricción. (Kgf).

$f$  = Coeficiente de fricción, Anexo N°18.

Reemplazando, obtenemos:

$$W_f = \frac{401.07 \text{ Kgf} \cdot 0.053 + 414.90 \text{ Kgf} \times 0.059 + 449.47 \text{ Kgf} \cdot 0.066}{\cos 20 \times \cos 3.982 - 0.059 \cos 3.982 - 0.066}$$

Relación de Poleas	Wf (Kgf)
100 / 175	24.03
70 / 195	27.86
50 / 220	34.04

Potencia perdida de fricción:

$$P_f [CV] = \frac{W_f [Kgf] \times V_s [m/s]}{75}$$

$$P_f = \frac{24.03 \text{ Kgf} \cdot 0.61 \text{ m/s} + 27.86 \text{ Kgf} \times 0.38 \text{ m/s} + 34.04 \text{ Kgf} \cdot 0.24 \text{ m/s}}{75}$$

Relación de Poleas	Pf (CV)
100 / 175	0.20
70 / 195	0.14
50 / 220	0.11

Potencia en el eje de entrada:

$$P_i [CV] = \frac{P_o [CV] + P_f [CV]}{\eta_m}$$

Dónde:

$\eta_m$  = Eficiencia por pérdidas menores, consideraremos como pérdidas menores de potencia 5%, por lo que la eficiencia será de 95%.

Reemplazando, obtenemos

$$P_i = \frac{0.23 \text{ CV} \quad 0.20 \text{ CV}}{0.15 \text{ CV} + 0.14 \text{ CV}} = \frac{0.10 \text{ CV} \quad 0.11 \text{ CV}}{0.95}$$

Relación de Poleas	Pi (CV)
100 / 175	0.45
70 / 195	0.31
50 / 220	0.22

Torque en Polea Ø120.00mm:

$$T_i [\text{Lbf} * \text{pulg}] = \frac{63000 \times P_i [\text{HP}]}{\text{RPM}}$$

$$T_i = \frac{63000 \times 0.45 \text{ HP}}{320.00 \text{ RPM}} = 88.59$$

$$T_i = \frac{63000 \times 0.31 \text{ HP}}{201.03 \text{ RPM}} = 97.15$$

$$T_i = \frac{63000 \times 0.22 \text{ HP}}{127.30 \text{ RPM}} = 108.88$$

Relación de Poleas	Ti (Lbf*pulg)
100 / 175	88.59
70 / 195	97.15
50 / 220	108.88

Fuerzas en el tornillo sin fin:

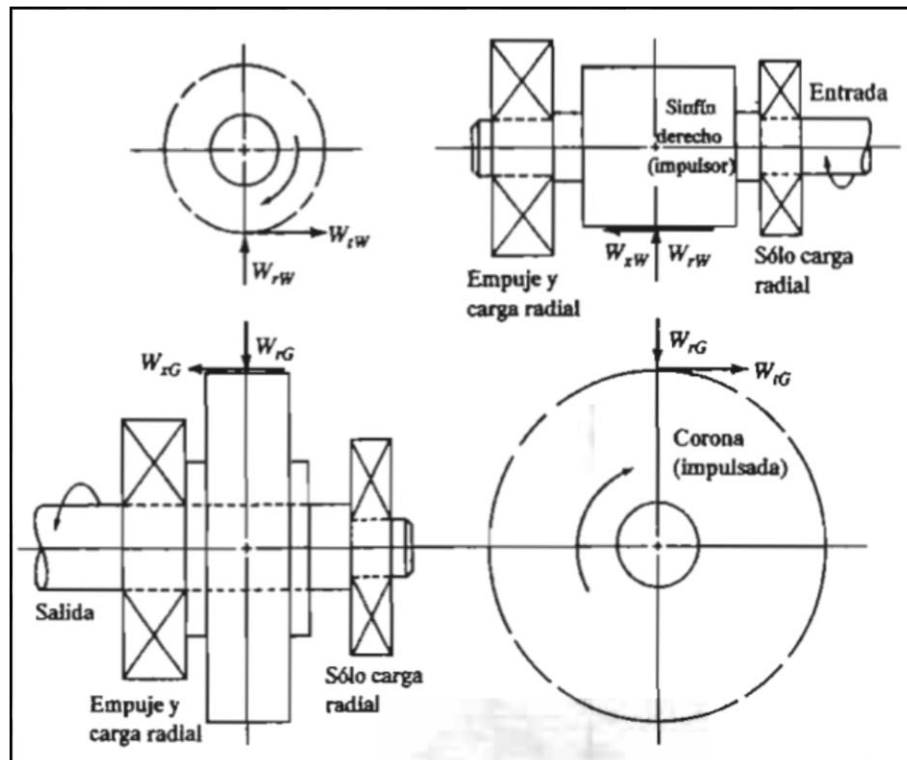


Fig. N°24. Fuerzas sobre tornillo sinfín y rueda dentada.

Donde se cumple, que las direcciones de las fuerzas del tornillo sinfín y la rueda dentada son opuestas por el principio de acción y reacción, teniendo la siguiente regla:

$$\left. \begin{aligned} W_{tG} &= W_{xW} \\ W_{xG} &= W_{tW} \\ W_{rG} &= W_{rW} \end{aligned} \right\}$$

Fig. N°25. Fuerzas sobre los tornillos sinfines y ruedas dentadas.

Torque a la salida del tornillo sinfín ( $Lbf \cdot pulg$ ):

$$T_o [Lbf \cdot pulg] = \frac{63000 \times P_o [HP]}{RPM}$$

$$T_o = \frac{0.23 \text{ HP}}{320.00 \text{ RPM}} = \frac{63000 \times 0.15 \text{ HP}}{201.03 \text{ RPM}} = \frac{0.10 \text{ HP}}{127.30 \text{ RPM}}$$

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	45.28
70 / 195	47.01
50 / 220	49.50

Fuerza tangencial:

$$W_{tg} [\text{Lbf}] = \frac{2T_o[\text{Lbf} * \text{pulg}]}{D_g[\text{pulg}]}$$

$$W_{tg} = \frac{2 \begin{pmatrix} 45.28 \text{ Lbf} * \text{pulg} \\ 47.01 \text{ Lbf} * \text{pulg} \\ 49.50 \text{ Lbf} * \text{pulg} \end{pmatrix}}{4.476 \text{ pulg}}$$

Relación de Poleas	Wtg (Lbf)	Wtg (N)
100 / 175	20.23	89.99
70 / 195	21.01	93.46
50 / 220	22.11	98.35

Para realizar los cálculos para la fuerza axial y radial, usaremos el valor máximo de la fuerza tangencia

Fuerza axial:

$$W_{xg} [\text{Lbf}] = W_{tg}[\text{Lbf}] \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{xg} = 22.11 \text{ Lbf} \frac{\cos 20 \sin 3.982 + 0.066 \cos 3.982}{\cos 20 \cos 3.982 - 0.066 \sin 3.982}$$

$$W_{xg} = 3.11Lbf$$

$$W_{xg} = 13.83N$$

Fuerza radial:

$$W_{rg} [Lbf] = \frac{W_{tg}[Lbf] \sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{rg} = \frac{22.11 Lbf \sin 20}{\cos 20 \cos 3.982 - 0.066 \sin 3.982}$$

$$W_{rg} = 8.11Lbf$$

$$W_{rg} = 36.08N$$

### 3.3.3. Diseño de eje – Primera reducción.

En el punto B, se ubica la polea de diámetro 120mm, con ángulo de 45°, en los puntos X y Y, irán los rodamientos de apoyo del eje y en el punto C, se ubicara el tornillo sinfín, que entrega el movimiento a la rueda dentada hacia la segunda reducción. Se procederá a diseñar según las Normas ANSI B106.1M-1985: Diseño de ejes de transmisión y SAE J636: Bandas y poleas en V.

El material del eje – primera reducción: SAE 4140 recocido.

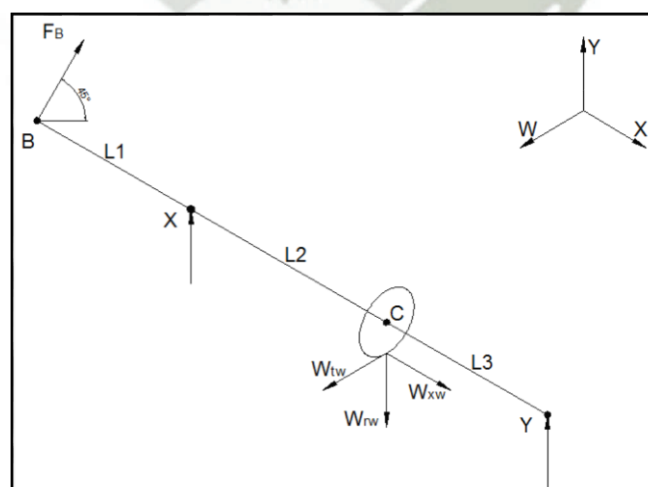


Fig. N°26. DCL de eje – Primera reducción.

### Calculo de torque en el eje:

El torque en el eje, es el calculado en el punto 3.3.2:

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	45.28
70 / 195	47.01
50 / 220	49.50

Para el cálculo de las fuerzas en las poleas, usaremos el mayor torque, para obtener la mayor fuerza de la polea.

### Calculo de Fuerza en Polea B.

$$F_B [Lbf] = \frac{1.5 \times T_B [Lbf * pulg]}{\left(\frac{D_B [pulg]}{2}\right)}$$

El valor del diámetro de la polea lo obtenemos del punto 3.4.2., reemplazando obtenemos:

$$F_B = \frac{1.5 \times 49.50 \text{ Lbf} * \text{pulg}}{\left(\frac{4.72 \text{ pulg}}{2}\right)}$$

$$F_B = 31.46 \text{ Lbf}$$

$$F_B = 139.94 \text{ N}$$

Como se observa en el bosquejo de la máquina, la transmisión por poleas, en el punto A, tiene un ángulo de  $45^\circ$ , por lo que descomponemos la fuerza para realizar el cálculo de las reacciones en el eje:

$$F_{By} [N] = F_B [N] \times \text{sen } 45^\circ$$

$$F_{Bx} [N] = F_B [N] \times \text{cos } 45^\circ$$

$$F_{By} = 98.95 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = 98.95 \text{ N}$$

**Calculo de reacciones en eje – Primera reducción:**

**Plano XY**

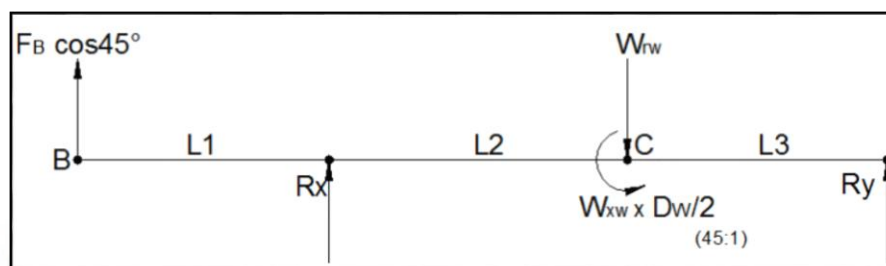


Fig. N°27. Diagrama de cuerpo libre Eje – Primera reducción. Plano XY

Dónde:

$$L1 = 34.00 \text{ mm.}$$

$$L2 = 96.00 \text{ mm.}$$

$$L3 = 81.00 \text{ mm.}$$

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = -91.36 \text{ N}$$

$$R_y = 28.49 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

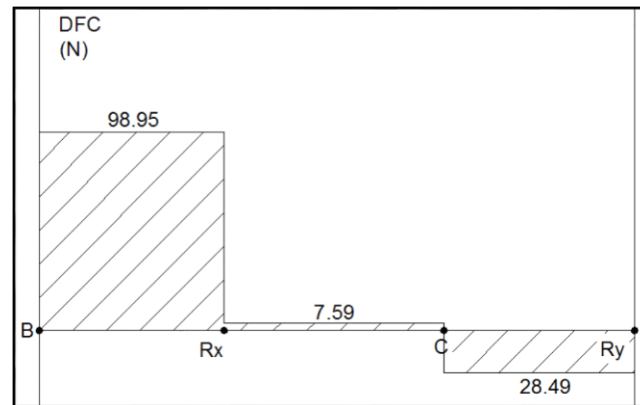


Fig. N°28. Diagrama de fuerzas cortantes Eje – Primera reducción Plano XY.

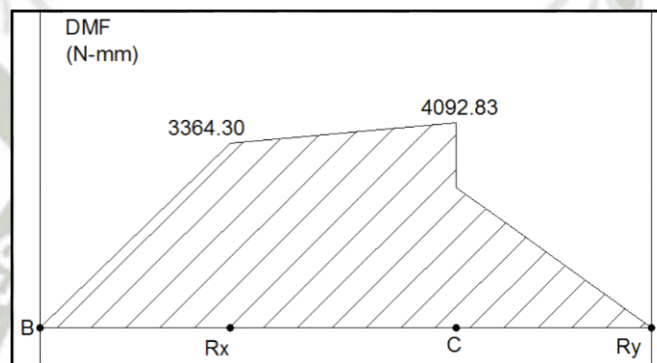


Fig. N°29. Diagrama de momentos Eje – Primera reducción Plano XY.

**Plano XZ.**

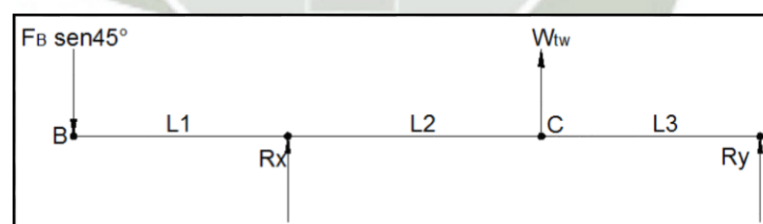


Fig. N°30. Diagrama de cuerpo libre Eje – Primera reducción Plano XZ.

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 111.63 \text{ N}$$

$$R_y = -26.51 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

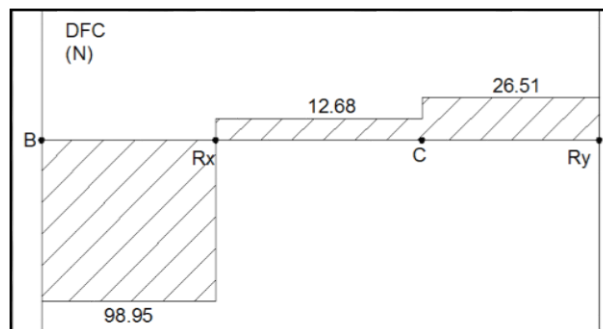


Fig. N°31. Diagrama de fuerzas cortantes Eje – Primera reducción Plano XZ.

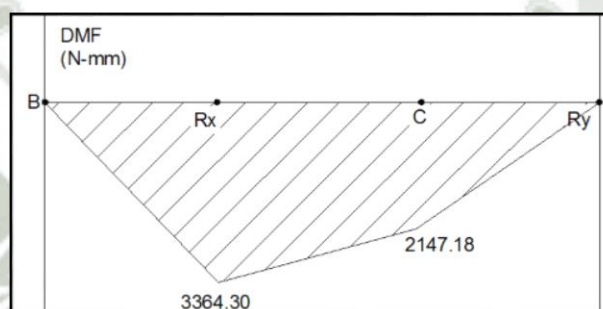


Fig. N°32. Diagrama de momentos Eje – Primera reducción Plano XZ.

**Calculo de la fuerza cortante resultante:**

$$V_B = \sqrt{(98.95 \text{ N})^2 + (98.95 \text{ N})^2}$$

$$V_B = 139.94 \text{ N}$$

$$V_B = 31.46 \text{ Lbf}$$

$$V_Y = \sqrt{(28.49 \text{ N})^2 + (26.51 \text{ N})^2}$$

$$V_Y = 38.92 \text{ N}$$

$$V_Y = 8.75 \text{ Lbf}$$

**Calculo del momento flexionante resultante:**

$$M_x = \sqrt{(3364.30 \text{ N} - \text{mm})^2 + (3364.30 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_x = 4757.84 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_x = 42.11 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

$$M_c = \sqrt{(4092.83 \text{ N} - \text{mm})^2 + (2147.18 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_c = 4621.87 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_c = 40.91 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

**Calculo de diámetros de eje:**

Para el cálculo del diámetro del Eje – Primera reducción, usaremos las ecuaciones:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Para ejes donde una fuerza cortante vertical sea la única carga importante presente.

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Para ejes donde existan fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Dónde:

D = Diámetro requerido del eje. (*pulg*).

N = Factor de diseño, se asume 2.

K<sub>t</sub> = Factor de concentración de esfuerzos. Anexo N°7.

$V$  = Fuerza cortante. (*Lbf*).

$M$  = Momento flexionante. (*lbf – pulg*).

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*PSI*).

$T$  = Torque en el eje. (*lbf – pulg*).

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia. (*PSI*). Anexo N°8.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada, usamos la ecuación:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

Dónde:

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*KSI*). Anexo N°9.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga. (*KSI*). Anexo N°9.

$C_m$  = Factor de material. Anexo N°9.

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo. Anexo N°9.

$C_R$  = Factor de confiabilidad. Anexo N°9.

Reemplazando, obtenemos:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

$$S_n' = 35 \text{ KSI} \times 0.81 \times 0.85$$

$$S_n' = 24.098 \text{ KSI}$$

$$S_n' = 24098 \text{ PSI}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección B:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 31.46 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.15 \text{ pulg}$$

$$D = 3.81 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección Y:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 8.75 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.08 \text{ pulg}$$

$$D = 2.03 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección X:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 42.11 \text{ Lbf} * \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{49.50 \text{ Lbf} * \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.48 \text{ pulg}$$

$$D = 12.20 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección C:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 40.91 \text{ Lbf} \cdot \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{49.50 \text{ Lbf} \cdot \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.47 \text{ pulg}$$

$$D = 11.94 \text{ mm}$$

Para la sección que, se encuentra entre los puntos X y Y (apoyos de rodamientos), el diámetro lo obtenemos del Anexo N°7, donde obtenemos, los siguientes datos:

- $K_t = 3$ .
- $D/d = 1.01$ .
- $r/d = 0.01$ .

Entonces, para la sección entre los puntos X y Y, calculamos su diámetro, asumiendo un diámetro inicial  $d = 35.00 \text{ mm}$ :

$$\frac{D [\text{mm}]}{d [\text{mm}]} = 1.01$$

$$\frac{D}{35.00 \text{ mm}} = 1.01$$

$$D = 35.40 \text{ mm}$$

Y el radio entre diámetros será de:

$$\frac{r [\text{mm}]}{d [\text{mm}]} = 0.01$$

$$\frac{r}{35.00 \text{ mm}} = 0.01$$

$$r = 0.35 \text{ mm}$$

En resumen, para el eje – Primera reducción, tenemos:

Sección	Diámetro. (mm)	Diámetro Final (mm)
B	3.81	25.00
X	12.20	35.00
X-Y	35.40	36.00
Y	2.03	35.00
C	11.94	36.00

*Nota: Se toman estos diámetros finales, considerando los diámetros internos de los rodamientos a seleccionar.*

### 3.3.4. Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Segunda reducción.

Se procederá a diseñar según la Norma AGMA 6022-C93: Manual de diseño para tornillos sinfines y coronas cilíndricas.

Asumimos:

- Reducción = 40:2, donde  $N_g = 40$  y  $N_w = 2$ .
- Distancia entre centros de sinfín y rueda dentada  $C = 100\text{mm}$ .

Las RPM's de entrada y salida serán:

Relación de Poleas	RPM Entrada $\eta_w$	RPM Salida $\eta_g$
100 / 175	7.11	0.36
70 / 195	4.47	0.2235
50 / 220	2.83	0.1415

Diámetro de paso del tornillo estimado:

$$D_w [mm] = 0.681 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_w = 0.681 \times (100\text{mm})^{0.875}$$

$$Dw = 38.30mm$$

Valores restrictivos de los diámetros:

$$Dw_{max} [mm] = 0.881 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$Dw_{max} = 0.881 \times (100 mm)^{0.875}$$

$$Dw_{max} = 49.54mm$$

$$Dw_{min} [mm] = 0.5 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$Dw_{min} = 0.5 \times (100 mm)^{0.875}$$

$$Dw_{min} = 28.12mm$$

Diámetro de paso de la rueda dentada:

$$Dg [mm] = 2C[mm] - Dw[mm]$$

$$Dg = 2(100 mm) - 38.30mm$$

$$Dg = 161.70mm$$

Paso axial:

$$Px [mm] = \frac{\pi Dg [mm]}{Ng}$$

$$Px = \frac{\pi(161.70 mm)}{40}$$

$$Px = 12.70mm$$

De la tabla de pasos axiales recomendados, tomamos el valor más próximo al Paso axial calculado,

**PASOS AXIALES RECOMENDADOS**

Pulg	mm	Pulg	mm
1/4	6,3500	1	25,4000
5/16	7,9379	1 1/4	31,7500
3/8	9,5250	1 1/2	38,1000
1/2	12,7000	1 3/4	44,4500
5/8	15,8750	2	50,8000
3/4	19,0500		

$$Px = \frac{1}{2} \text{pulg} = 12.70\text{mm}$$

Recalculamos el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$Dg [\text{mm}] = \frac{Px[\text{mm}] \times Ng}{\pi}$$

$$Dg = \frac{12.70 \text{ mm} \times 40}{\pi}$$

$$Dg = 161.70\text{mm}$$

Recalculamos el Diámetro de paso del tornillo:

$$Dw[\text{mm}] = 2C[\text{mm}] - Dg[\text{mm}]$$

$$Dw = 2(100\text{mm}) - 161.70\text{mm}$$

$$Dw = 38.30\text{mm}$$

Se debe de cumplir lo siguiente:

$$Dw_{min} \leq Dw \leq Dw_{max}$$

$$28.12\text{mm} \leq 38.30\text{mm} \leq 49.54\text{mm} \text{ Ok.}$$

Ángulo de avance:

$$\tan \lambda = \frac{Px \times Nw}{\pi \times Dg}$$

$$\tan \lambda = \frac{12.70 \times 2}{\pi \times 40}$$

$$\lambda = 11.92^\circ$$

De la tabla, límites del ángulo para la rueda dentada:

NUMERO DE ENTRADAS	ANGULO DE AVANCE
1	$\leq 6^\circ$
1 - 2	$\leq 12^\circ$
3 - 4	$10^\circ - 24^\circ$
5 - 6	$15^\circ - 36^\circ$
$\geq 7$	$\geq 20^\circ$

Verificamos el ángulo de avance calculado con el de la tabla, teniendo que el valor calculado es menor al de la tabla, siendo conforme el cálculo.

Ángulo de presión normal:

Del Anexo N°15, tenemos, que  $\phi_n=20^\circ$ :

Dedendum:

$$bg [mm] = 0.3683 \times Px [mm]$$

$$bg = 0.3683 \times 12.70mm$$

$$bg = 4.68mm$$

Diámetro raíz del tornillo sinfín:

$$Dr [mm] = Dw [mm] - 2bg [mm]$$

$$Dr = 38.30mm - 2(4.68mm)$$

$$Dr = 28.94mm$$

Adendum:

$$a [mm] = 0.3183 \times Px [mm]$$

$$a = 0.3183 \times 12.70mm$$

$$a = 4.04mm$$

Diámetro exterior del tornillo sinfín:

$$Dow [mm] = Dw [mm] + 2a [mm]$$

$$Dow = 38.30mm + 2(4.04mm)$$

$$Dow = 46.38mm$$

Ancho de la rueda dentada:

$$F [mm] = 1.05\sqrt{(Dow[mm])^2 - (Dw[mm])^2}$$

$$F = 1.05\sqrt{(46.38mm)^2 - (38.30mm)^2}$$

$$F = 27.50mm$$

Longitud del tornillo sinfín:

$$Lw [mm] = Px[mm] \left( 4.5 + \frac{Ng}{50} \right)$$

$$Lw = 12.70mm \left( 4.5 + \frac{40}{50} \right)$$

$$Lw = 45.72mm$$

Diámetro de garganta de la rueda dentada:

$$Dt [mm] = Dg [mm] + 2a [mm]$$

$$Dt = 161.70mm + 2(4.04mm)$$

$$Dt = 169.78mm$$

Diámetro exterior de la rueda dentada:

$$Dog [mm] = Dt[mm] + (Dw[mm] - 2a[mm]) - \sqrt{(Dw[mm] - 2a[mm])^2 - (0.8F[mm])^2}$$

$$Dog = 169.78mm + (38.30mm - 2(4.04mm)) - \sqrt{(38.30mm - 2(4.04mm))^2 - (0.8(27.50mm))^2}$$

$$Dog = 179.30mm$$

Radio de redondeo en el extremo del círculo exterior de la rueda dentada:

$$r_e[mm] = 0.1F[mm]$$

$$r_e = 0.1(27.50mm)$$

$$r_e = 2.75mm$$

Velocidad de deslizamiento:

$$Vs [m/s] = \frac{\pi \times Dw[mm] \times \eta_w [RPM]}{60000 \cos \lambda}$$

De la formula, obtenemos las velocidades para cada relación de poleas:

Relación de Poleas	$\eta_w$ (RPM)	Vs (m/s)
100 / 175	7.11	0.015
70 / 195	4.47	0.009
50 / 220	2.83	0.006

**Calculo de la potencia mecánica:**

Carga nominal tangencial:

$$W_{tR}[Kgf] = 1.3455 \times 10^{-3} C_S \times (D_G[mm])^{0.8} \times Fe[mm] \times C_m \times C_v$$

Dónde:

$W_{Tr}$  = carga nominal tangencial. (Kgf).

$C_s$  = Factor por material, Anexo N°16.

$D_G$  = Diámetro de paso de la corona. (mm).

$F_e$  = Ancho efectivo de la rueda. (mm).

$C_m$  = factor de corrección por relación. Anexo N°17.

$C_v$  = factor por velocidad. Anexo N°18.

Ancho efectivo de la rueda:

$$F_e [mm] = \frac{2}{3} D_w [mm]$$

$$F_e = \frac{2}{3} 38.30mm$$

$$F_e = 25.5mm$$

Se compara el valor de  $F_e$  y  $F$ , se usara el valor mínimo de estos, por lo que usaremos el valor de  $F_e$ .

Reemplazando, obtenemos:

$$W_{tR} = 1.3455 \times 10^{-3} 700 \times (161.70mm)^{0.8} \times 25.5mm \times 0.82 \times 0.65$$

0.65  
0.65

Relación de Poleas	$W_{tR}$ (Kgf)
100 / 175	748.54
70 / 195	748.54
50 / 220	748.54

Potencia en el eje de salida:

$$P_o [CV] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times D_g [mm] \times \eta_w [RPM]}{1.4324 \times 10^6 \times mg}$$

$$Po = \frac{\begin{matrix} 748.54 \text{ Kgf} & 7.11 \text{ RPM} \\ 748.54 \text{ Kgf} \times 161.7 \times 4.47 \text{ RPM} \\ 748.54 \text{ Kgf} & 2.83 \text{ RPM} \end{matrix}}{1.4324 \times 10^6 \times 20}$$

Relación de Poleas	Po (CV)
100 / 175	0.03
70 / 195	0.019
50 / 220	0.012

Fuerza de fricción:

$$Wf [Kgf] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times f}{\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \cos \lambda}$$

Dónde:

Wf = Fuerza de fricción. (Kgf).

f = Coeficiente de fricción, Anexo N°18.

Reemplazando, obtenemos:

$$Wf = \frac{\begin{matrix} 748.54 \text{ Kgf} & 0.11 \\ 748.54 \text{ Kgf} \times 0.13 \\ 748.54 \text{ Kgf} & 0.15 \end{matrix}}{\begin{matrix} 0.11 \\ \cos 20 \times \cos 11.92 - 0.13 \cos 11.92 \\ 0.15 \end{matrix}}$$

Relación de Poleas	Wf (Kgf)
100 / 175	91.82
70 / 195	109.02
50 / 220	126.38

Potencia perdida de fricción:

$$Pf [CV] = \frac{Wf [Kgf] \times Vs [m/s]}{75}$$

$$Pf = \frac{91.82 \text{ Kgf} \cdot 0.015 \text{ m/s} + 109.02 \text{ Kgf} \cdot 0.009 \text{ m/s} + 126.38 \text{ Kgf} \cdot 0.006 \text{ m/s}}{75}$$

Relación de Poleas	Pf (CV)
100 / 175	0.018
70 / 195	0.013
50 / 220	0.01

Potencia en el eje de entrada:

$$Pi [CV] = \frac{Po [CV] + Pf [CV]}{\eta_m}$$

Dónde:

$\eta_m$  = Eficiencia por pérdidas menores, consideraremos como pérdidas menores de potencia 5%, por lo que la eficiencia será de 95%.

Reemplazando, obtenemos

$$Pi = \frac{0.03 \text{ CV} + 0.013 \text{ CV} + 0.019 \text{ CV} + 0.013 \text{ CV}}{0.95} = \frac{0.012 \text{ CV} + 0.011 \text{ CV}}{0.95}$$

Relación de Poleas	Pi (CV)
100 / 175	0.051
70 / 195	0.034
50 / 220	0.023

Fuerzas en el tornillo sin fin:

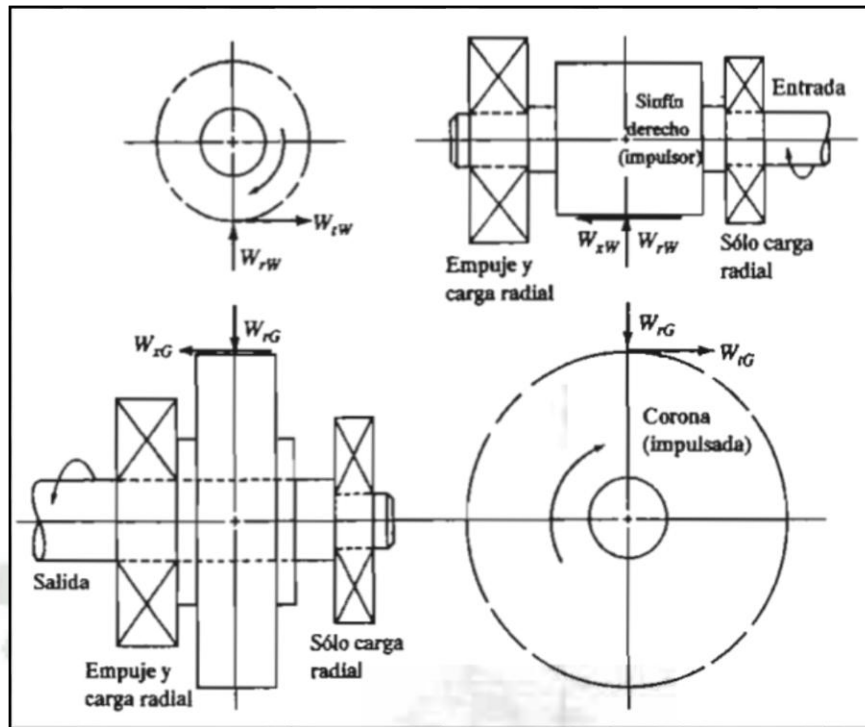


Fig. N°33. Fuerzas sobre tornillo sinfín y rueda dentada.

Donde se cumple, que las direcciones de las fuerzas del tornillo sinfín y la rueda dentada son opuestas por el principio de acción y reacción, teniendo la siguiente regla:

$$\left. \begin{aligned} W_{rg} &= W_{xw} \\ W_{xg} &= W_{rw} \\ W_{rg} &= W_{rw} \end{aligned} \right\}$$

Fig. N°34. Fuerzas sobre los tornillos sinfines y ruedas dentadas.

Torque a la salida del tornillo sinfín:

$$T_o [Lbf * pulg] = \frac{63000 \times P_o [HP]}{RPM}$$

$$T_o = \frac{0.03 \text{ HP}}{63000 \times 0.019 \text{ HP}} = \frac{0.012 \text{ HP}}{7.11 \text{ RPM}} = \frac{4.47 \text{ RPM}}{2.83 \text{ RPM}}$$

Relación de Poleas	To (Lbfpulg)
100 / 175	265.80
70 / 195	267.80
50 / 220	267.14

Fuerza tangencial:

$$W_{tg} [\text{Lbf}] = \frac{2T_o[\text{Lbf} * \text{pulg}]}{D_g[\text{pulg}]}$$

$$W_{tg} = \frac{2 \begin{pmatrix} 265.80 \text{ Lbf} * \text{pulg} \\ 267.80 \text{ Lbf} * \text{pulg} \\ 267.14 \text{ Lbf} * \text{pulg} \end{pmatrix}}{6.37 \text{ pulg}}$$

Relación de Poleas	Wtg (Lbf)	Wtg (N)
100 / 175	83.45	371.20
70 / 195	84.08	374.00
50 / 220	83.87	373.10

Para realizar los cálculos para la fuerza axial y radial, usaremos el valor máximo de la fuerza tangencia

Fuerza axial:

$$W_{xg} [\text{Kgf}] = W_{tg}[\text{Kgf}] \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{xg} = 84.08 \text{ Kgf} \frac{\cos 20 \sin 11.92 + 0.13 \cos 11.92}{\cos 20 \cos 11.92 - 0.13 \sin 11.92}$$

$$W_{xg} = 30.26Lbs$$

$$W_{xg} = 134.60N$$

Fuerza radial:

$$W_{rg} [Kgf] = \frac{W_{tg}[Kgf] \times \sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{rg} = \frac{84.08 Kgf \times \sin 20}{\cos 20 \cos 11.92 - 0.13 \sin 11.92}$$

$$W_{rg} = 32.22Lbs$$

$$W_{rg} = 143.30N$$

### 3.3.5. Diseño de eje – Segunda reducción.

En el punto D, se ubica la rueda dentada de la primera reducción (45:1), en el punto E se ubica tornillo sinfín de la segunda reducción (40:2), y en los puntos X y Y, irán los rodamientos de apoyo del eje. Se procederá a diseñar según la Norma ANSI B106.1M-1985: Diseño de ejes de transmisión.

El material de eje - segunda reducción: SAE 4140 recocido.

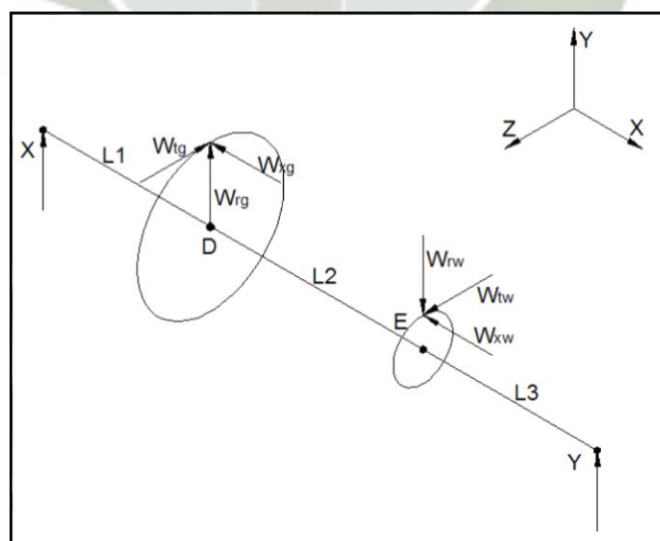


Fig. N°35. DCL de eje – Segunda reducción.

### Calculo de torque en el eje:

El torque en el eje, es el calculado en el punto 3.3.4:

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	265.80
70 / 195	267.80
50 / 220	267.14

### Calculo de reacciones en eje:

#### Plano XY

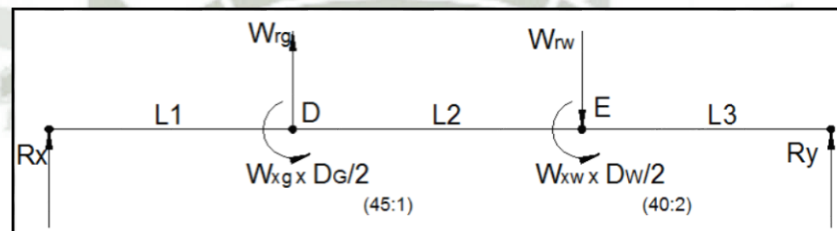


Fig. N°36. Diagrama de cuerpo libre eje - segunda reducción. Plano XY

Dónde:

$$L1 = 42.10\text{mm.}$$

$$L2 = 92.70\text{mm.}$$

$$L3 = 113.00\text{mm.}$$

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 67.47\text{ N}$$

$$R_y = 39.75\text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

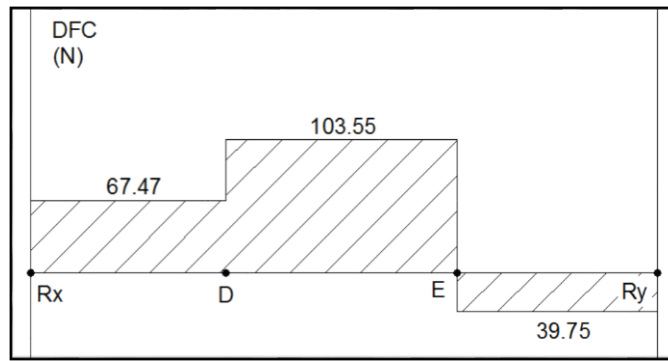


Fig. N°37. Diagrama de fuerzas cortantes eje - segunda reducción Plano XY.

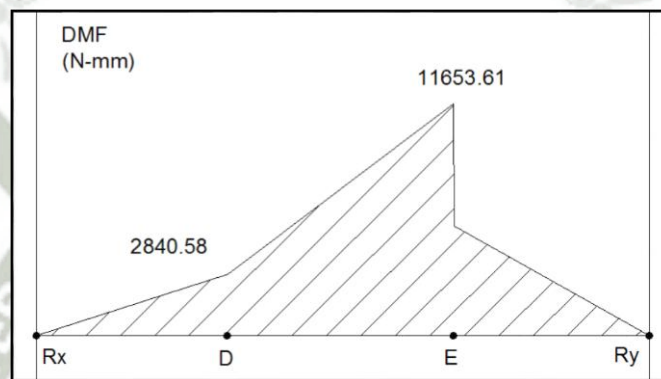


Fig. N°38. Diagrama de momentos eje - segunda reducción Plano XY.

**Plano XZ.**

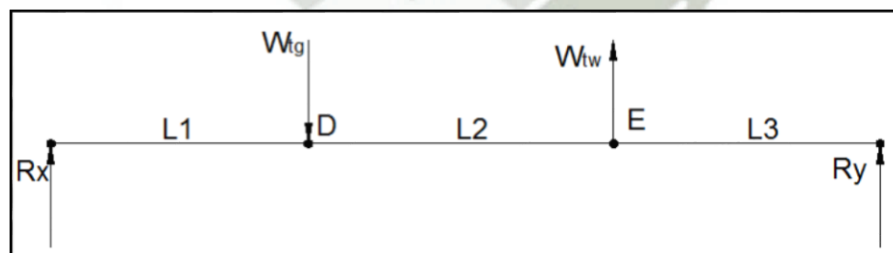


Fig. N°39. Diagrama de cuerpo libre eje - segunda reducción Plano XZ.

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 20.26 \text{ N}$$

$$R_y = -56.51 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

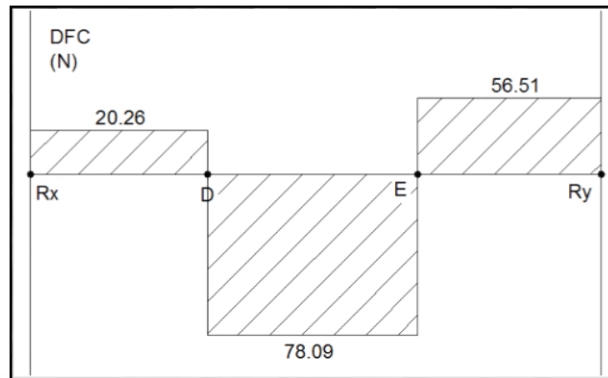


Fig. N°40. Diagrama de fuerzas cortantes eje - segunda reducción Plano XZ.

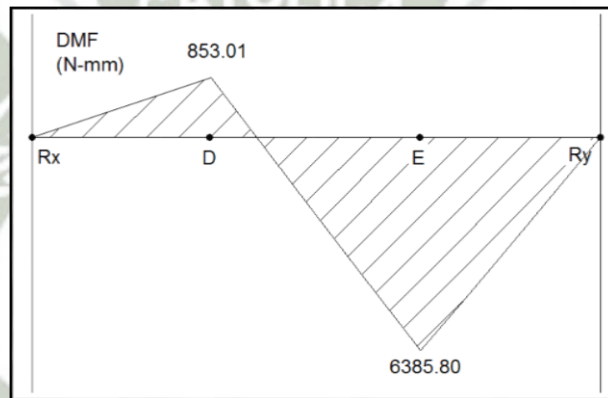


Fig. N°41. Diagrama de momentos eje - segunda reducción Plano XZ.

**Calculo de la fuerza cortante resultante:**

$$V_x = \sqrt{(67.47 \text{ N})^2 + (20.26 \text{ N})^2}$$

$$V_x = 70.45 \text{ N}$$

$$V_x = 15.84 \text{ Lbf}$$

$$V_y = \sqrt{(39.75 \text{ N})^2 + (56.51 \text{ N})^2}$$

$$V_y = 69.09 \text{ N}$$

$$V_y = 15.53 \text{ Lbf}$$

**Calculo del momento flexionante resultante:**

$$M_D = \sqrt{(2840.58 \text{ N} - \text{mm})^2 + (853.01 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_D = 2965.90 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_D = 26.25 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

$$M_E = \sqrt{(11653.61 \text{ N} - \text{mm})^2 + (6385.8 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_E = 13288.53 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_E = 117.61 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

**Calculo de diámetros de eje:**

Para el cálculo del diámetro del eje - segunda reducción, usaremos las ecuaciones:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Para ejes donde una fuerza cortante vertical sea la única carga importante presente.

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Para ejes donde existan fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Dónde:

D = Diámetro requerido del eje. (*pulg*).

N = Factor de diseño, se asume 2.

$K_t$  = Factor de concentración de esfuerzos. Anexo N°7.

$V$  = Fuerza cortante. (*Lbf*).

$M$  = Momento flexionante. (*lbf – pulg*).

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*PSI*).

$T$  = Torque en el eje. (*lbf – pulg*).

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia. (*PSI*). Anexo N°8.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada, usamos la ecuación:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

Dónde:

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*KSI*). Anexo N°9.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga. (*KSI*). Anexo N°9.

$C_m$  = Factor de material. Anexo N°9.

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo. Anexo N°9.

$C_R$  = Factor de confiabilidad. Anexo N°9.

$C_s$  = Factor de tamaño. Anexo N°9.

Reemplazando, obtenemos:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

$$S_n' = 35 KSI \times 0.81 \times 0.85$$

$$S_n' = 24.098 KSI$$

$$S_n' = 24098 PSI$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección X:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 15.84 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.11 \text{ pulg}$$

$$D = 2.80 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección Y:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 15.53 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.11 \text{ pulg}$$

$$D = 2.80 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección D:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- N = 2.
- K<sub>t</sub> = 3, al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 26.25 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{267.80 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.47 \text{ pulg}$$

$$D = 11.94 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección E:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- N = 2.
- K<sub>t</sub> = 3, al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 117.61 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{267.80 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.68 \text{ pulg}$$

$$D = 17.27 \text{ mm}$$

Según el Anexo N°7, donde obtenemos, los siguientes datos:

- $K_t = 3.$
- $D/d = 1.01.$
- $r/d = 0.01.$

Calculamos el radio entre diámetros será de, asumiendo como diámetro final máximo = 28.00mm:

$$\frac{r \text{ [mm]}}{d \text{ [mm]}} = 0.01$$

$$\frac{r}{28.00 \text{ [mm]}} = 0.01$$

$$r = 0.28 \text{ mm}$$

En resumen, para el eje - segunda reducción, tenemos:

Sección	Diámetro. (mm)	Diámetro Final (mm)
X	2.80	20.00
D	11.94	25.00
E	17.27	28.00
Y	2.80	20.00

*Nota: Se toman estos diámetros finales, considerando los diámetros internos de los rodamientos a seleccionar.*

### 3.3.6. Diseño de tornillo sinfín y rueda dentada - Tercera reducción.

Se procederá a diseñar según la Norma AGMA 6022-C93: Manual de diseño para tornillos sinfines y coronas cilíndricas.

Asumimos:

- Reducción = 48:2, donde  $N_g = 48$  y  $N_w = 2$ .
- Distancia entre centros de sinfín y rueda dentada  $C = 120\text{mm}$ .

Las RPM's de entrada y salida serán:

Relación de Poleas	RPM Entrada $\eta_w$	RPM Salida $\eta_g$
100 / 175	0.36	0.015
70 / 195	0.2235	0.009
50 / 220	0.1415	0.006

Diámetro de paso del tornillo estimado:

$$D_w [mm] = 0.681 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_w = 0.681 \times (120.00 \text{ mm})^{0.875}$$

$$D_w = 44.92\text{mm}$$

Valores restrictivos de los diámetros:

$$D_{w_{max}} [mm] = 0.881 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_{w_{max}} = 0.881 \times (120.00 \text{ mm})^{0.875}$$

$$D_{w_{max}} = 58.11\text{mm}$$

$$D_{w_{min}} [mm] = 0.5 \times (C[mm])^{0.875}$$

$$D_{w_{min}} = 0.5 \times (120.00 \text{ mm})^{0.875}$$

$$D_{w_{min}} = 32.98\text{mm}$$

Diámetro de paso de la rueda dentada:

$$Dg [mm] = 2C[mm] - Dw[mm]$$

$$Dg = 2(120.00 \text{ mm}) - 44.92\text{mm}$$

$$Dg = 195.10\text{mm}$$

Paso axial:

$$Px [mm] = \frac{\pi Dg [mm]}{Ng}$$

$$Px = \frac{\pi(195.10\text{mm})}{48}$$

$$Px = 12.77\text{mm}$$

De la tabla de pasos axiales recomendados, tomamos el valor más próximo al Paso axial calculado,

**PASOS AXIALES RECOMENDADOS**

Pulg	mm	Pulg	mm
1/4	6,3500	1	25,4000
5/16	7,9379	1 1/4	31,7500
3/8	9,5250	1 1/2	38,1000
1/2	12,7000	1 3/4	44,4500
5/8	15,8750	2	50,8000
3/4	19,0500		

$$Px = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.7\text{mm}$$

Recalculamos el diámetro de paso de la rueda dentada:

$$Dg [mm] = \frac{Px[mm] \times Ng}{\pi}$$

$$Dg = \frac{12.70\text{mm} \times 48}{\pi}$$

$$Dg = 194.04\text{mm}$$

Recalculamos el Diámetro de paso del tornillo:

$$Dw[mm] = 2C[mm] - Dg[mm]$$

$$Dw = 2(120.00mm) - 194.04mm$$

$$Dw = 45.96mm$$

Se debe de cumplir lo siguiente:

$$Dw_{min} \leq Dw \leq Dw_{max}$$

$$32.98mm \leq 45.96mm \leq 58.11mm \text{ Ok.}$$

Ángulo de avance:

$$\tan \lambda = \frac{Px \times Nw}{\pi \times Dg}$$

$$\tan \lambda = \frac{12.7 \times 2}{\pi \times 48}$$

$$\lambda = 9.98^\circ$$

De la tabla, límites del ángulo para la rueda dentada:

**LIMITES DEL ANGULO  
PARA LA RUEDA DENTADA**

NUMERO DE ENTRADAS	ANGULO DE AVANCE
1	$\leq 6^\circ$
1 - 2	$\leq 12^\circ$
3 - 4	$10^\circ - 24^\circ$
5 - 6	$15^\circ - 36^\circ$
$\geq 7$	$\geq 20^\circ$

Verificamos el ángulo de avance calculado con el de la tabla, teniendo que el valor calculado es menor al de la tabla, siendo conforme el cálculo.

Ángulo de presión normal:

Del Anexo N°15, tenemos, que  $\phi_n=20^\circ$ :

Dedendum:

$$bg [mm] = 0.3683 \times Px[mm]$$

$$bg = 0.3683 \times 12.70 \text{ mm}$$

$$bg = 4.68 \text{ mm}$$

Diámetro raíz del tornillo sinfín:

$$Dr [mm] = Dw[mm] - 2bg[mm]$$

$$Dr = 45.96 \text{ mm} - 2(4.68 \text{ mm})$$

$$Dr = 36.60 \text{ mm}$$

Adendum:

$$a [mm] = 0.3183 \times Px[mm]$$

$$a = 0.3183 \times 12.70 \text{ mm}$$

$$a = 4.04 \text{ mm}$$

Diámetro exterior del tornillo sinfín:

$$Dow [mm] = Dw [mm] + 2a [mm]$$

$$Dow = 45.96 \text{ mm} + 2(4.04 \text{ mm})$$

$$Dow = 54.04 \text{ mm}$$

Ancho de la rueda dentada:

$$F [mm] = 1.05 \sqrt{(Dow[mm])^2 - (Dw[mm])^2}$$

$$F = 1.05 \sqrt{(54.04 \text{ mm})^2 - (45.96 \text{ mm})^2}$$

$$F = 29.85 \text{ mm}$$

Longitud del tornillo sinfín:

$$Lw [mm] = Px[mm] \left( 4.5 + \frac{Ng}{50} \right)$$

$$Lw = 12.70mm \left( 4.5 + \frac{48}{50} \right)$$

$$Lw = 54.90mm$$

Diámetro de garganta de la rueda dentada:

$$Dt [mm] = Dg [mm] + 2a [mm]$$

$$Dt = 194.04mm + 2(4.04mm)$$

$$Dt = 202.12mm$$

Diámetro exterior de la rueda dentada:

$$Dog [mm] = Dt[mm] + (Dw[mm] - 2a[mm])$$

$$- \sqrt{(Dw[mm] - 2a[mm])^2 - (0.8F[mm])^2}$$

$$Dog = 202.12mm + (45.96mm - 2(4.04mm))$$

$$- \sqrt{(45.96mm - 2(4.04mm))^2 - (0.8(29.85mm))^2}$$

$$Dog = 210.6mm$$

Radio de redondeo en el extremo del círculo exterior de la rueda dentada:

$$r_e [mm] = 0.1F [mm]$$

$$r_e = 0.1(29.85mm)$$

$$r_e = 2.99mm$$

Velocidad de deslizamiento:

$$Vs [m/s] = \frac{\pi \times Dw[mm] \times \eta_w [RPM]}{60000 \cos \lambda}$$

De la formula, obtenemos las velocidades para cada relación de poleas:

Relación de Poleas	$\eta_w$ (RPM)	Vs (m/s)
100 / 175	0.36	0.0004
70 / 195	0.224	0.0006
50 / 220	0.142	0.0009

### Calculo de la potencia mecánica:

Carga nominal tangencial:

$$W_{tr}[Kgf] = 1.3455 \times 10^{-3} C_s \times (D_G[mm])^{0.8} \times Fe[mm] \times C_m \times C_v$$

Dónde:

$W_{Tr}$  = carga nominal tangencial. (Kgf).

$C_s$  = Factor por material, Anexo N°16.

$D_G$  = Diámetro de paso de la corona. (mm).

$Fe$  = Ancho efectivo de la rueda. (mm).

$C_m$  = factor de corrección por relación. Anexo N°17.

$C_v$  = factor por velocidad. Anexo N°18.

Ancho efectivo de la rueda (mm):

$$Fe[mm] = \frac{2}{3} Dw [mm]$$

$$Fe = \frac{2}{3} 45.96mm$$

$$Fe = 30.64mm$$

Se compara el valor de  $Fe$  y  $F$ , se usara el valor mínimo de estos, por lo que usaremos el valor de  $F$ .

Reemplazando, obtenemos:

$$W_{tR} = 1.3455 \times 10^{-3} 700 \times (194.04mm)^{0.8} \times 29.85mm \times 0.82 \times 0.65 \times 0.65$$

Relación de Poleas	$W_{tR}$ (Kgf)
100 / 175	1013.80
70 / 195	1013.80
50 / 220	1013.80

Potencia en el eje de salida:

$$P_o [CV] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times D_g [mm] \times \eta_w [RPM]}{1.4324 \times 10^6 \times mg}$$

$$P_o = \frac{\begin{matrix} 1013.80 \text{ Kgf} & 0.36 \text{ RPM} \\ 1013.80 \text{ Kgf} \times 194.04mm \times 0.224 \text{ RPM} \\ 1013.80 \text{ Kgf} & 0.142 \text{ RPM} \end{matrix}}{1.4324 \times 10^6 \times 24}$$

Relación de Poleas	$P_o$ (CV)
100 / 175	0.0021
70 / 195	0.0013
50 / 220	0.00082

Fuerza de fricción:

$$W_f [Kgf] = \frac{W_{tR} [Kgf] \times f}{\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \cos \lambda}$$

Dónde:

$W_f$  = Fuerza de fricción. (Kgf).

$f$  = Coeficiente de fricción, Anexo N°18.

Reemplazando, obtenemos:

$$W_f = \frac{1013.80 \text{ Kgf} \cdot 0.121 + 1013.80 \text{ Kgf} \times 0.122}{1013.80 \text{ Kgf} \cdot 0.122} \cdot \frac{0.121}{\cos 20 \times \cos 9.98 - 0.122 \cos 9.98 - 0.122}$$

Relación de Poleas	Wf (Kgf)
100 / 175	135.60
70 / 195	136.80
50 / 220	136.80

Potencia perdida de fricción:

$$P_f [CV] = \frac{W_f [Kgf] \times V_s [m/s]}{75}$$

$$P_f = \frac{135.60 \text{ Kgf} \cdot 0.0004 \text{ m/s} + 136.80 \text{ Kgf} \times 0.0006 \text{ m/s} + 136.80 \text{ Kgf} \cdot 0.0009 \text{ m/s}}{75}$$

Relación de Poleas	Pf (CV)
100 / 175	0.0016
70 / 195	0.001
50 / 220	0.0006

Potencia en el eje de entrada:

$$P_i [CV] = \frac{P_o [CV] + P_f [CV]}{\eta_m}$$

Dónde:

$\eta_m$  = Eficiencia por pérdidas menores, consideraremos como pérdidas menores de potencia 5%, por lo que la eficiencia será de 95%.

Reemplazando, obtenemos

$$P_i = \frac{0.0021 \text{ CV} + 0.0013 \text{ CV}}{0.95} = \frac{0.0034 \text{ CV}}{0.95} = 0.0035789 \text{ CV} \approx 0.0036 \text{ CV}$$

Relación de Poleas	Pi (CV)
100 / 175	0.004
70 / 195	0.0024
50 / 220	0.0015

Fuerzas en el tornillo sin fin:

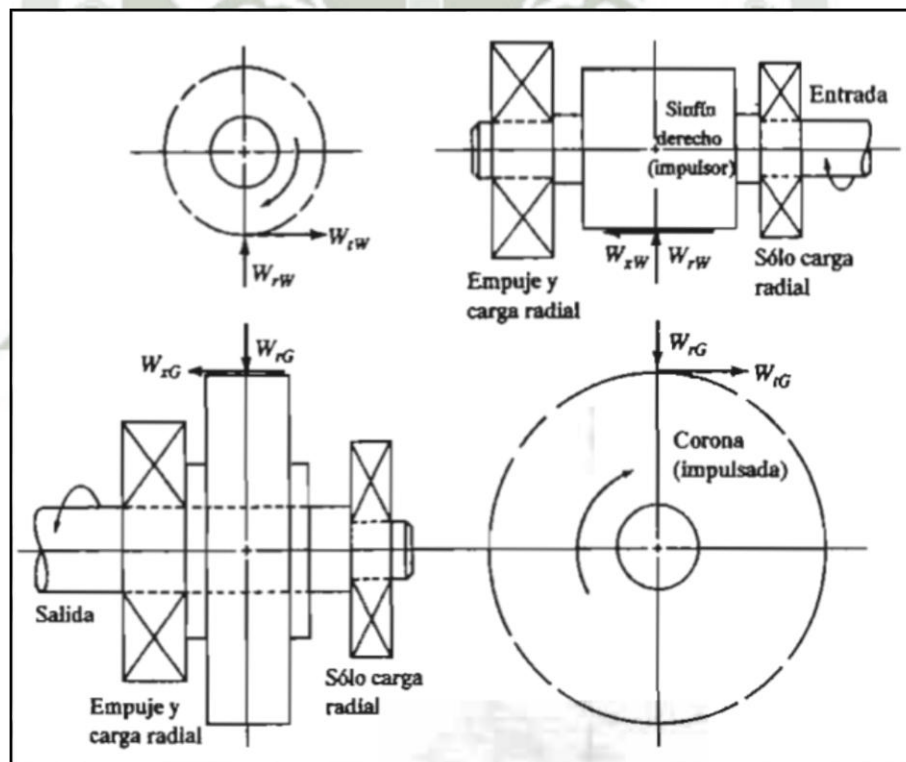


Fig. N°42. Fuerzas sobre tornillo sin fin y rueda dentada.

Donde se cumple, que las direcciones de las fuerzas del tornillo sin fin y la rueda dentada son opuestas por el principio de acción y reacción, teniendo la siguiente regla:

$$\left. \begin{aligned} W_{iG} &= W_{xW} \\ W_{xG} &= W_{iW} \\ W_{rG} &= W_{rW} \end{aligned} \right\}$$

Fig. N°43. Fuerzas sobre los tornillos sinfines y ruedas dentadas.

Torque a la salida del tornillo sinfín (Lbf\*pulg):

$$To[Lbf * pulg] = \frac{63000 \times Po [HP]}{RPM}$$

$$To = \frac{\begin{aligned} &0.00083 \text{ HP} \\ &63000 \times 0.0013 \text{ HP} \\ &0.0021 \text{ HP} \end{aligned}}{\begin{aligned} &0.36 \text{ RPM} \\ &0.224 \text{ RPM} \\ &0.144 \text{ RPM} \end{aligned}}$$

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	371.63
70 / 195	365.63
50 / 220	363.13

Fuerza tangencial:

$$Wtg [Lbf] = \frac{2To[Lbf * pulg]}{Dg[pulg]}$$

$$Wtg = \frac{2 \begin{pmatrix} 371.63 \text{ Lbf * pulg} \\ 365.63 \text{ Lbf * pulg} \\ 363.13 \text{ Lbf * pulg} \end{pmatrix}}{7.64 \text{ pulg}}$$

Relación de Poleas	Wtg (Lbf)	Wtg (N)
100 / 175	97.29	432.80
70 / 195	95.71	425.70
50 / 220	95.10	423.03

Para realizar los cálculos para la fuerza axial y radial, usaremos el valor máximo de la fuerza tangencia

Fuerza axial:

$$W_{xg} [Kgf] = W_{tg}[Kgf] \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{xg} = 97.29 Kgf \frac{\cos 20 \sin 9.98 + 0.121 \cos 9.98}{\cos 20 \cos 9.98 - 0.121 \sin 9.98}$$

$$W_{xg} = 30.33 Lbf$$

$$W_{xg} = 134.90 N$$

Fuerza radial:

$$W_{rg} [Kgf] = \frac{W_{tg}[Kgf] \times \sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda}$$

$$W_{rg} = \frac{97.29 Kgf \times \sin 20}{\cos 20 \cos 9.98 - 0.121 \sin 9.98}$$

$$W_{rg} = 36.80 Lbf$$

$$W_{rg} = 163.70 N$$

### 3.3.7. Diseño de eje – Tercera reducción.

En el punto F, se ubica la rueda dentada de la segunda reducción (40:2), en el punto G se ubica tornillo sinfín de la tercera reducción (48:2), y en los puntos X y Y, irán los rodamientos de apoyo del eje. Se procederá a diseñar según la Norma ANSI B106.1M-1985: Diseño de ejes de transmisión.

El material de eje - Tercera reducción: SAE 4140 recocido.

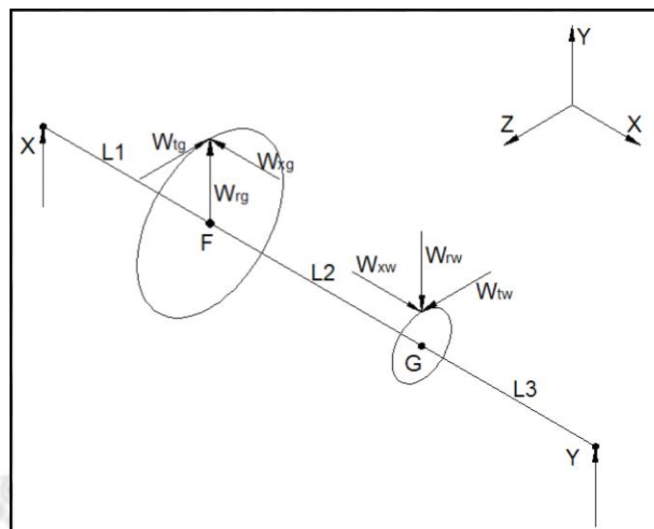


Fig. N°44. DCL de eje – Tercera reducción.

**Calculo de torque en el eje:**

El torque en el eje, es el calculado en el punto 3.3.6:

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	371.63
70 / 195	365.63
50 / 220	363.13

**Calculo de reacciones en eje:**

**Plano XY**

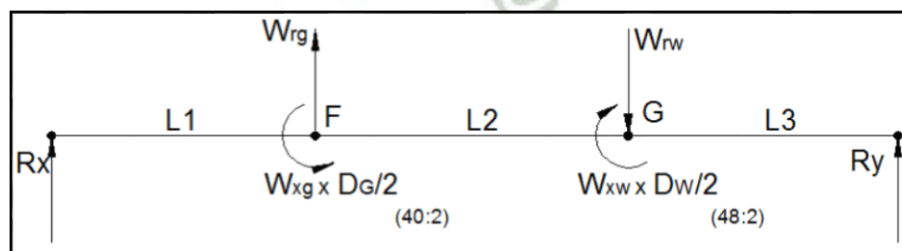


Fig. N°45. Diagrama de cuerpo libre eje - Tercera reducción. Plano XY

Dónde:

$$L1 = 69.50\text{mm.}$$

$$L2 = 149.00\text{mm.}$$

$$L3 = 107.00\text{mm.}$$

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = -56.01 \text{ N}$$

$$R_y = 76.41 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

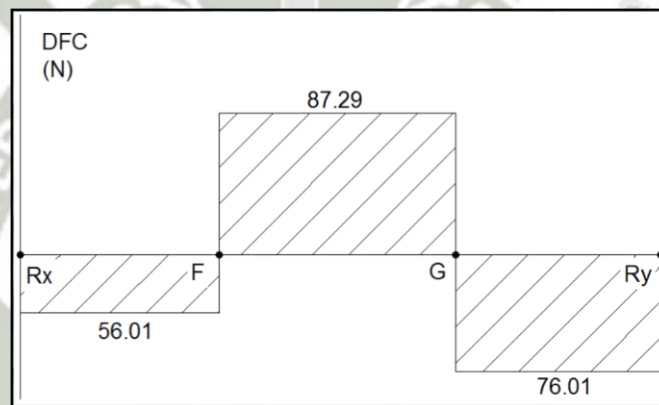


Fig. N°46. Diagrama de fuerzas cortantes eje - Tercera reducción Plano XY.

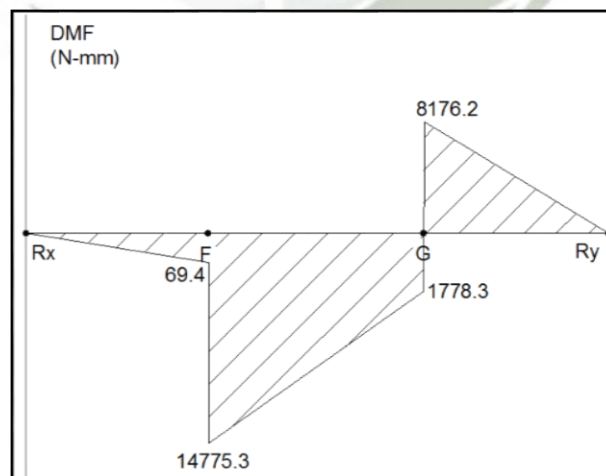
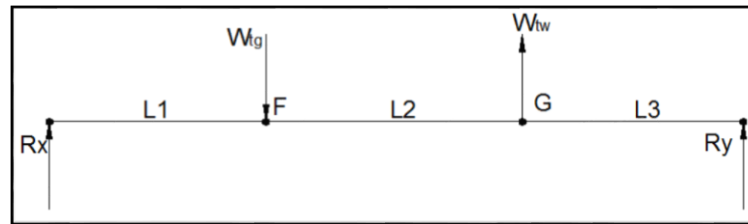


Fig. N°47. Diagrama de momentos eje - Tercera reducción Plano XY.

**Plano XZ.**



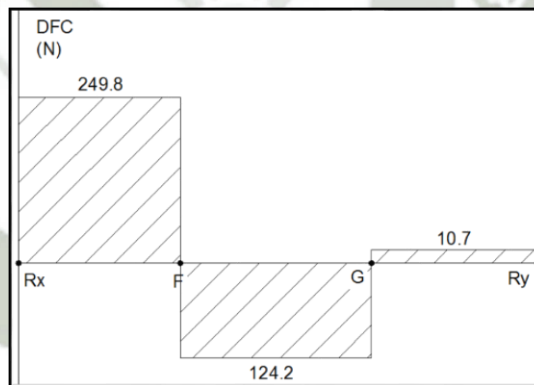
*Fig. N°48. Diagrama de cuerpo libre eje - Tercera reducción Plano XZ.*

Obtenemos, las reacciones:

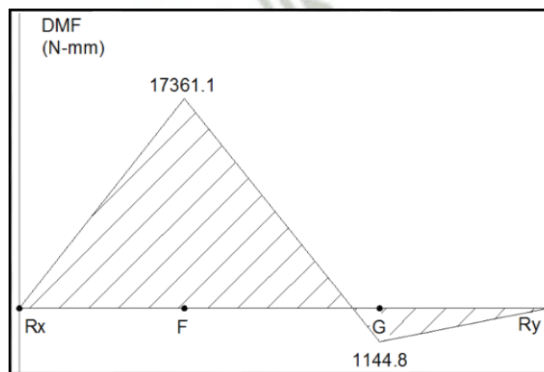
$$R_x = 249.80 \text{ N}$$

$$R_y = -10.70 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:



*Fig. N°49. Diagrama de fuerzas cortantes eje - Tercera reducción Plano XZ.*



*Fig. N°50. Diagrama de momentos eje - Tercera reducción Plano XZ.*

**Calculo de la fuerza cortante resultante:**

$$V_x = \sqrt{(56.01 N)^2 + (249.8 N)^2}$$

$$V_x = 256.0 N$$

$$V_x = 57.60 Lbf$$

$$V_y = \sqrt{(76.01 N)^2 + (10.70 N)^2}$$

$$V_y = 76.76 N$$

$$V_y = 17.26 Lbf$$

**Calculo del momento flexionante resultante:**

$$M_F = \sqrt{(14775.30 N - mm)^2 + (17361.10 N - mm)^2}$$

$$M_F = 22797.31 N - mm$$

$$M_F = 201.78 Lbf - pulg$$

$$M_G = \sqrt{(8176.20 N - mm)^2 + (1144.80 N - mm)^2}$$

$$M_G = 8255.96 N - mm$$

$$M_G = 73.10 Lbf - pulg$$

**Calculo de diámetros de eje:**

Para el cálculo del diámetro del eje - Tercera reducción, usaremos las ecuaciones:

$$D [pulg] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [Lbf] \times N}{S_n' [PSI]}}$$

Para ejes donde una fuerza cortante vertical sea la única carga importante presente.

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Para ejes donde existan fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Dónde:

D = Diámetro requerido del eje. (pulg).

N = Factor de diseño, se asume 2.

$K_t$  = Factor de concentración de esfuerzos. Anexo N°7.

V = Fuerza cortante. (Lbf).

M = Momento flexionante. (lbf – pulg).

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (PSI).

T = Torque en el eje. (lbf – pulg).

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia. (PSI). Anexo N°8.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada, usamos la ecuación:

$$S_n' [\text{KSI}] = S_n [\text{KSI}] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

Dónde:

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (KSI). Anexo N°9.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga. (KSI). Anexo N°9.

$C_m$  = Factor de material. Anexo N°9.

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo. Anexo N°9.

$C_R$  = Factor de confiabilidad. Anexo N°9.

$C_s$  = Factor de tamaño. Anexo N°9.

Reemplazando, obtenemos:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

$$S_n' = 35 \text{ KSI} \times 0.81 \times 0.85$$

$$S_n' = 24.098 \text{ KSI}$$

$$S_n' = 24098 \text{ PSI}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección X:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 57.6 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.21 \text{ pulg}$$

$$D = 5.30 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección Y:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 17.26 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.11 \text{ pulg}$$

$$D = 2.80 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección F:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 201.78 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{371.63 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.81 \text{ pulg}$$

$$D = 20.60 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección G:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- N = 2.
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 73.10 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{371.63 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.60 \text{ pulg}$$

$$D = 15.20 \text{ mm}$$

Según el Anexo N°7, donde obtenemos, los siguientes datos:

- $K_t = 3$ .
- $D/d = 1.01$ .
- $r/d = 0.01$ .

Calculamos el radio entre diámetros será de, asumiendo como diámetro final máximo = 20.00mm:

$$\frac{r [\text{mm}]}{d [\text{mm}]} = 0.01$$

$$\frac{r}{30.00 \text{ mm}} = 0.01$$

$$r = 0.30mm$$

En resumen, para el eje - Tercera reducción, tenemos:

Sección	Diámetro (mm)	Diámetro Final (mm)
X	5.30	20.0
F	20.60	30.0
G	15.20	30.0
Y	2.28	20.0

### 3.3.8. Diseño eje de fijación para sistema de corte.

En el punto H, se ubica la rueda dentada de la Tercera reducción (48:2), en el punto I se ubica la base de la cuchilla de corte. En los puntos X y Y, irán los rodamientos de apoyo del eje. Se procederá a diseñar según la Norma ANSI B106.1M-1985: Diseño de ejes de transmisión.

El material de eje - Tercera reducción: SAE 4140 recocado.

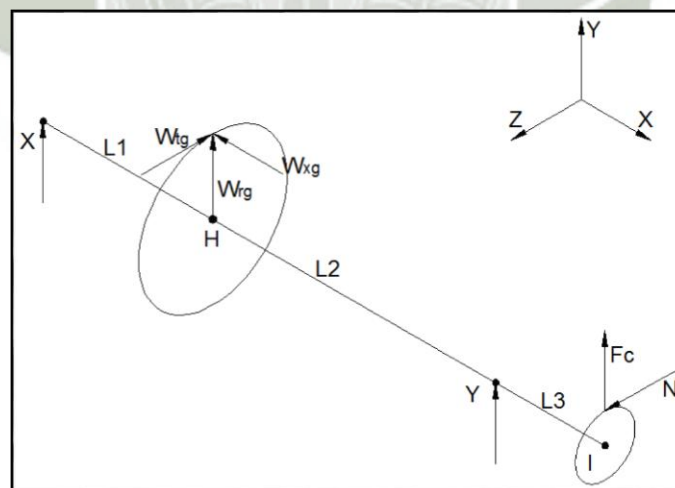


Fig. N°51. DCL de eje de fijación.

### Calculo de fuerzas de corte de cuchilla:

Asumimos:

- Avance por revolución: 0.40mm/rev.

De la lista de deseos y exigencias, tenemos:

- Profundidad de corte: 0.40mm.

### Espesor de corte

De la ecuación:

$$a_c [mm] = f_n [mm] \times \sin Kr$$

Dónde:

$a_c$  = espesor de corte. (mm).

$f$  = avance. (mm).

$K_r$  = ángulo de posición, el ángulo será de  $60^\circ$ .

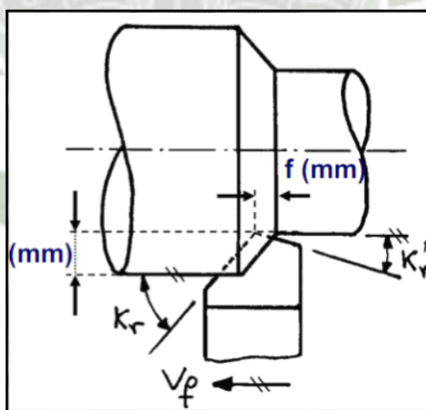


Fig. N°52. Angulo de posición de corte.

Entonces, obtenemos:

$$a_c = 0.40 \text{ mm} \times \sin 60^\circ$$

$$a_c = 0.35 \text{ mm}$$

**Anchura de viruta:**

De la ecuación:

$$a_w [\text{mm}] = \frac{a_p [\text{mm}]}{\sin Kr}$$

Dónde:

$a_w$  = anchura de viruta. (mm).

$a_p$  = profundidad de pasada. (mm).

Entonces, obtenemos:

$$a_w = \frac{0.40 \text{ mm}}{\sin 60^\circ}$$

$$a_w = 0.46 \text{ mm}$$

**Sección de viruta:**

De la ecuación:

$$S_c [\text{mm}^2] = a_c [\text{mm}] \times a_w [\text{mm}]$$

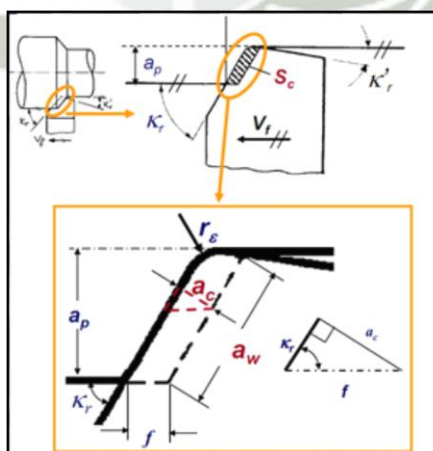


Fig. N°53. Sección de viruta.

Entonces, obtenemos:

$$S_c = 0.35 \text{ mm} \times 0.46 \text{ mm}$$

$$S_c = 0.16 \text{ mm}^2$$

### Fuerza de corte:

De la ecuación:

$$F_c [N] = P_s [N/\text{mm}^2] \times S_c [\text{mm}^2]$$

Dónde:

$F_c$  = Fuerza de corte. (N).

$S_c$  = sección de viruta. ( $\text{mm}^2$ ).

$P_s$  = energía específica de corte. ( $N/\text{mm}^2$ ). Anexo N°22.

Remplazando, obtenemos:

$$F_c = 4.20 \text{ N}/\text{mm}^2 \times 0.16 \text{ mm}^2$$

$$F_c = 672.00 \text{ N}$$

### Velocidad de corte:

De la ecuación:

$$V_c [\text{mm}/\text{min}] = f_n [\text{mm}/\text{rev}] \times n [\text{RPM}]$$

Dónde:

$V_c$  = velocidad de corte. ( $\text{mm}/\text{min}$ ).

$f_n$  = avance por revolución. ( $\text{mm}/\text{rev}$ )

$n$  = RPM's de la pieza.

Las RPM's de la pieza, son las RPM's de la patea conducida del sistema de transmisión:

Relación de Poleas	n (RPM)
100 / 175	480.00
70 / 195	301.54
50 / 220	190.91

Remplazando, obtenemos:

$$V_c = 0.40 \text{ mm/rev} \times \begin{matrix} 480.00 \text{ RPM} \\ 301.54 \text{ RPM} \\ 190.91 \text{ RPM} \end{matrix}$$

Relación de Poleas	Vc (mm/min)	Vc (m/seg)
100 / 175	192.00	0.0032
70 / 195	120.62	0.002
50 / 220	76.36	0.0013

**Potencia de corte (W):**

De la ecuación:

$$P_c [W] = V_c [m/s] \times F_c [N]$$

Remplazando, obtenemos:

$$P_c = \begin{matrix} 0.0032 \text{ m/s} \\ 0.002 \text{ m/s} \\ 0.0013 \text{ m/s} \end{matrix} \times 672.00 \text{ N}$$

Relación de Poleas	Pc (W)	Pc (HP)
100 / 175	2.15	0.003
70 / 195	1.34	0.002
50 / 220	0.87	0.0012

## Fuerza de fricción y normal

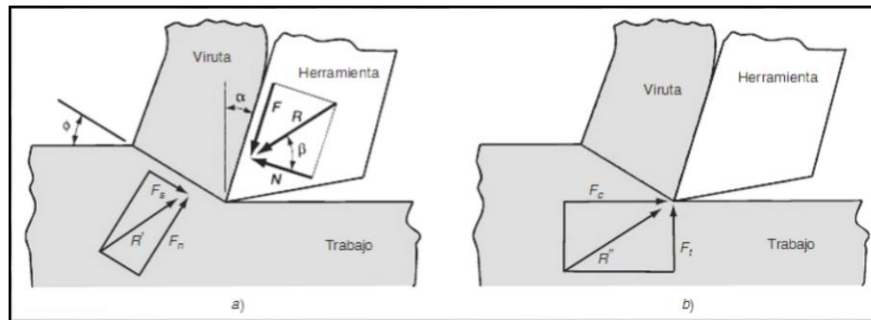


Fig. N°54. Fuerzas en el corte de los metales. a) fuerzas sobre la viruta. b) fuerzas sobre la herramienta (se pueden medir).

Se puede deducir ecuaciones para relacionar las cuatro fuerzas componentes que no pueden medirse con las dos fuerzas que pueden medirse. Utilizando el diagrama de fuerzas de la figura, se puede deducir las relaciones trigonométricas siguientes:

$$F = F_c \operatorname{sen} \alpha + F_t \operatorname{cos} \alpha$$

$$N = F_c \operatorname{cos} \alpha - F_t \operatorname{sen} \alpha$$

$$F_s = F_c \operatorname{cos} \phi - F_t \operatorname{sen} \phi$$

$$F_n = F_c \operatorname{sen} \phi + F_t \operatorname{cos} \phi$$

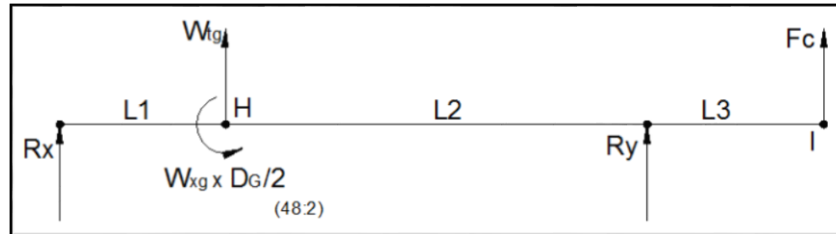
Si la fuerza de corte y la fuerza de empuje son conocidas, se puede usar estas cuatro ecuaciones para calcular estimaciones de la fuerza cortante, la fuerza de fricción y la fuerza normal a la de fricción, y con base en estos estimados se puede determinar el esfuerzo cortante y el coeficiente de fricción. Se puede observar que en el caso especial del corte ortogonal, cuando el ángulo inclinado  $\alpha = 0$ , las dos primeras ecuaciones se reducen a  $F = F_t$ , y  $N = F_c$ , respectivamente. Entonces en este caso especial, la fuerza de fricción y su fuerza normal podrían ser medidas de manera directa, entonces:

$$F_c = 672.00 \text{ N}$$

$$N = 672.00 \text{ N}$$

**Calculo de reacciones en eje:**

**Plano XY**



*Fig. N°55 Diagrama de cuerpo libre eje. Plano XY*

Dónde:

$$L1 = 33.70\text{mm.}$$

$$L2 = 419.80\text{mm.}$$

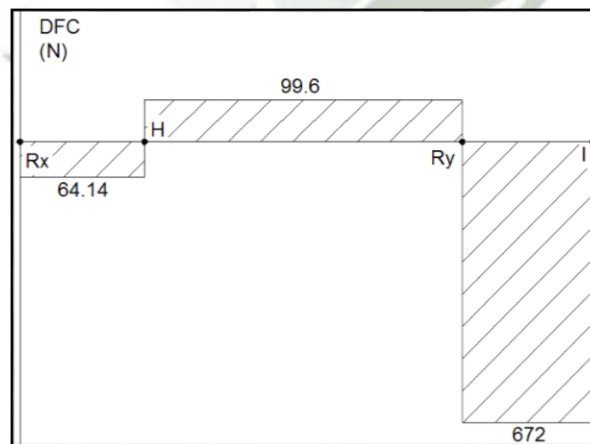
$$L3 = 39.50\text{mm.}$$

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = -64.14 \text{ N}$$

$$R_y = -771.56 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:



*Fig. N°56. Diagrama de fuerzas cortantes eje Plano XY.*

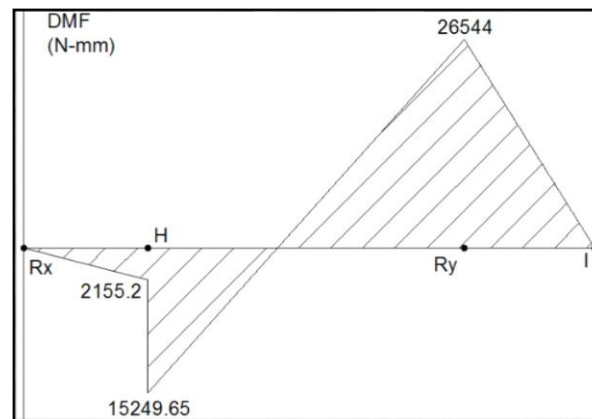


Fig. N°57. Diagrama de momentos eje Plano XY.

Plano XZ.

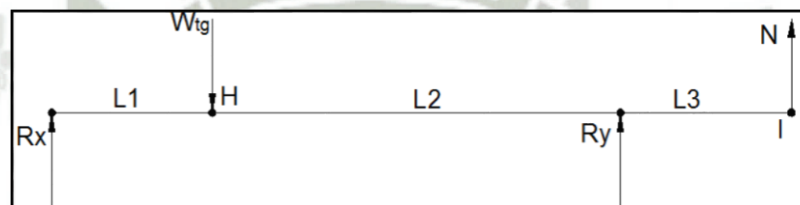


Fig. N°58. Diagrama de cuerpo libre eje Plano XZ.

Obtenemos, las reacciones:

$$R_x = 459.17 \text{ N}$$

$$R_y = -698.37 \text{ N}$$

Adicionalmente, obtenemos los siguientes diagramas:

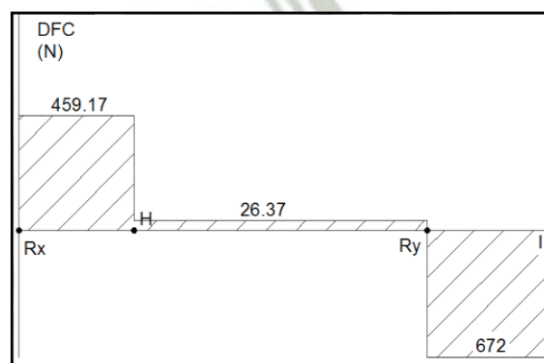


Fig. N°59. Diagrama de fuerzas cortantes eje Plano XZ.

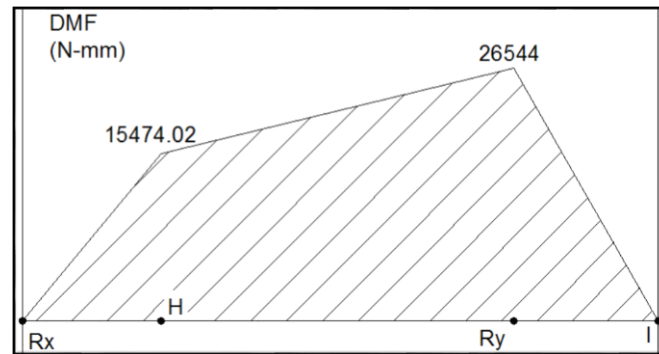


Fig. N°60. Diagrama de momentos eje Plano XZ.

**Calculo de la fuerza cortante resultante:**

$$V_X = \sqrt{(64.14 \text{ N})^2 + (459.17 \text{ N})^2}$$

$$V_X = 463.63 \text{ N}$$

$$V_X = 104.23 \text{ Lbf}$$

$$V_I = \sqrt{(672.00 \text{ N})^2 + (672.00 \text{ N})^2}$$

$$V_I = 950.40 \text{ N}$$

$$V_I = 213.66 \text{ Lbs}$$

**Calculo del momento flexionante resultante:**

$$M_H = \sqrt{(15249.65 \text{ N} - \text{mm})^2 + (15474.02 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_H = 21725.50 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_H = 192.03 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

$$M_Y = \sqrt{(26544.0 \text{ N} - \text{mm})^2 + (26544.0 \text{ N} - \text{mm})^2}$$

$$M_Y = 37538.90 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M_Y = 332.25 \text{ Lbf} - \text{pulg}$$

### Calculo de torque en el eje:

El torque en el eje, lo calculamos de la ecuación:

$$T_o[Lbf * pulg] = \frac{63000 \times P_o [HP]}{RPM}$$

La potencia, es calculada en el punto 3.3.6, entonces obtenemos:

$$T_o = \frac{0.0021 HP + 63000 \times 0.0013 HP + 0.00083 HP}{0.015 RPM + 0.009 RPM + 0.006 RPM}$$

Relación de Poleas	To (Lbf*pulg)
100 / 175	8820.0
70 / 195	9100.0
50 / 220	8715.0

### Calculo de diámetros de eje:

Para el cálculo del diámetro del eje de fijación, usaremos las ecuaciones:

$$D [pulg] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [Lbf] \times N}{S_n' [PSI]}}$$

Para ejes donde una fuerza cortante vertical sea la única carga importante presente.

$$D [pulg] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [Lbf - pulg]}{S_n' [PSI]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [Lbf - pulg]}{S_y [PSI]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Para ejes donde existan fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Dónde:

D = Diámetro requerido del eje. (*pulg*).

N = Factor de diseño, se asume 2.

$K_t$  = Factor de concentración de esfuerzos. Anexo N°7.

V = Fuerza cortante. (*Lbf*).

M = Momento flexionante. (*lbf – pulg*).

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*PSI*).

T = Torque en el eje. (*lbf – pulg*).

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia. (*PSI*). Anexo N°8.

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada, usamos la ecuación:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

Dónde:

$S_n'$  = Resistencia a la fatiga real estimada. (*KSI*). Anexo N°9.

$S_n$  = Resistencia a la fatiga. (*KSI*). Anexo N°9.

$C_m$  = Factor de material. Anexo N°9.

$C_{st}$  = Factor de tipo de esfuerzo. Anexo N°9.

$C_R$  = Factor de confiabilidad. Anexo N°9.

$C_s$  = Factor de tamaño. Anexo N°9.

Reemplazando, obtenemos:

$$S_n' [KSI] = S_n [KSI] \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

$$S_n' = 35 \text{ KSI} \times 0.81 \times 0.85$$

$$S_n' = 24.098 \text{ KSI}$$

$$S_n' = 24098 \text{ PSI}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección X:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 104.23 \text{ Lbf} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.28 \text{ pulg}$$

$$D = 7.10 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección I:

Al no presentar momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \sqrt{\frac{2.94 K_t \times V [\text{Lbf}] \times N}{S_n' [\text{PSI}]}}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{2.94 \times 3.0 \times 213.66 \text{ Lbs} \times 2}{24098 \text{ PSI}}}$$

$$D = 0.40 \text{ pulg}$$

$$D = 10.20 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección H:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- N = 2.
- K<sub>t</sub> = 3, al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 192.3 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{9100 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 1.40 \text{ pulg}$$

$$D = 35.60 \text{ mm}$$

### Calculo de diámetro de eje para la sección Y:

Al presentar fuerzas cortantes y momentos flexionantes, usamos la ecuación:

$$D [\text{pulg}] = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{K_t \times M [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_n' [\text{PSI}]} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T [\text{Lbf} - \text{pulg}]}{S_y [\text{PSI}]} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Asumimos:

- $N = 2$ .
- $K_t = 3$ , al no tener datos de los diámetros del eje.

Reemplazando, obtenemos:

$$D = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{3 \times 332.25 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{24098 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{9100 \text{ Lbf} - \text{pulg}}{60000 \text{ PSI}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 1.41 \text{ pulg}$$

$$D = 35.80 \text{ mm}$$

Según el Anexo N°7, donde obtenemos, los siguientes datos:

- $K_t = 3$ .
- $D/d = 1.01$ .
- $r/d = 0.01$ .

Calculamos el radio entre diámetros será de, asumiendo como diámetro final máximo = 28.00mm:

$$\frac{r [\text{mm}]}{d [\text{mm}]} = 0.01$$

$$\frac{r}{30.00 \text{ mm}} = 0.01$$

$$r = 0.30 \text{ mm}$$

En resumen, para el eje - Tercera reducción, tenemos:

Sección	Diámetro (mm)	Diámetro Final (mm)
X	7.10	30.00
H	35.60	38.00
Y	35.80	42.00
I	10.20	38.00

*Nota: Se toman estos diámetros finales, considerando los diámetros internos de los rodamientos a seleccionar.*

### 3.4. SELECCIÓN DE COMPONENTES.

#### 3.4.1. Selección de motor de accionamiento.

Asumimos un motor trifásico de 0.43KW de potencia, con el que se realizó los cálculos de potencia y torque para los puntos 3.3.1 al 3.3.8.

Eje	Potencia (CV)	Potencia (KW)
Eje principal	0.31	0.23
1ra. Reducción	0.23	0.17
2da. Reducción	0.03	0.02
3ra. Reducción	0.004	0.003
Eje de fijación	0.0021	0.002
<b>Σ pot.</b>	<b>0.5761</b>	<b>0.425</b>

Tenemos que, la sumatoria de potencias de los ejes de la maquina rectificadora son menores a la potencia del motor por lo tanto, seleccionamos un motor trifásico de 0.43KW de potencia, con las principales características. Anexo N°1:

- Nro. De polos: 8
- Frecuencia: 60 Hz
- Rotación: 840 RPM.

### 3.4.2. Selección de fajas en V para accionamiento.

Se procederá a diseñar según la Norma SAE J636: Bandas y poleas en V.

#### Calculo de la potencia de diseño:

De la ecuación:

$$HPd [HP] = P [HP] \times f.s.$$

Dónde:

HPd: Potencia de diseño. (HP).

P: Potencia del motor. (KW).

f.s.: Factor de servicio. f.s.= 1.3. Anexo N°2.

Reemplazamos:

$$HPd = 0.43 \text{ KW} \times 1.3$$

$$HPd = 0.56 \text{ KW}$$

$$HPd = 0.75 \text{ HP}$$

#### Calculo de la relación de transmisión:

De la ecuación:

$$\phi_i [mm] \times n_i [RPM] = \phi_2 [mm] \times n_2 [RPM]$$

Asumimos:

- Diámetros de Poleas conductoras: 50.00 / 70.00 / 100.00mm.
- Diámetros de poleas conducidas: 220.00 / 195.00 / 175.00mm.

Reemplazando obtenemos:

Diam. Polea Conductora $\phi_i$ (mm)	Diam. Polea Conducida $\phi_2$ (mm)	$n_i$ (RPM)	$n_2$ (RPM)
100	175	840	480.00
70	195	840	301.54
50	220	840	190.91

### Selección de la longitud estándar de la faja:

Asumimos:

- Distancia entre centros de las poleas de: 800.00mm.

De la ecuación:

$$L[mm] = 2C[mm] + \frac{\pi}{2}(D[mm] + d[mm]) + \frac{(D[mm] - d[mm])^2}{4C[mm]}$$

Dónde:

L: Longitud de la faja. (mm).

C: Distancia entre centros. (mm).

D: Diámetro de paso de la polea mayor. (mm).

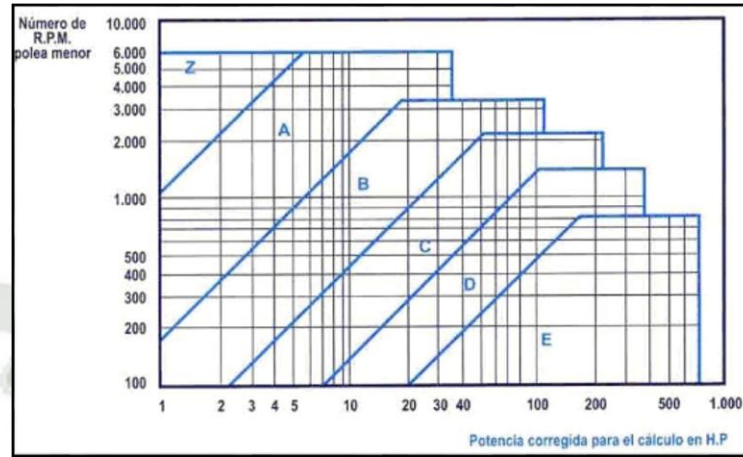
d: Diámetro de paso de la polea menor. (mm).

Reemplazando, obtenemos:

Diam. Polea mayor (mm)	Diam. Polea menor (mm)	Long. de faja L (mm)	Long. de faja L (pulg)
100	175	1719.51	67.70
70	195	2020.93	79.60
50	220	2032.93	80.04

**Selección de faja:**

De la siguiente figura,



*Fig. N°61. Selección de fajas en V.*

- Potencia de diseño  $HP_d = 0.75 HP$ .
- RPM = 840.

Usaremos el tipo de faja A.

De la tabla, longitud de faja y factor por longitud de faja (Anexo N°3):

Obtenemos,

Relación de Poleas	Tipo de Polea
100 / 175	A 66
70 / 195	A 78
50 / 220	A 78

### Calculo de potencia por faja:

Hallamos el factor de corrección por ángulo de contacto:

$$\frac{D[mm] - d[mm]}{C[mm]}$$

Dónde:

C: Distancia entre centros. (mm).

D: Diámetro de paso de la polea mayor. (mm).

d: Diámetro de paso de la polea menor. (mm).

Reemplazando, obtenemos:

Relación de Poleas	$\frac{D - d}{C}$
100 / 175	0.21
70 / 195	0.16
50 / 220	0.10

El factor de corrección por ángulo de contacto, se obtiene de la tabla de Factor de corrección por ángulo de contacto.  $K_{\theta}$ , Anexo N°5.

Del Anexo N°5, obtenemos:

$\frac{D - d}{C}$	$\theta$	$K_{\theta}$
<b>0.21</b>	168.40	0.97
<b>0.16</b>	171.00	0.98
<b>0.10</b>	174.00	0.99

**Potencia por faja:**

$$HP_{faja} [HP] = [(HP_{faja})_{tabla} [HP] + HP_{adicional} [HP]] K_{\theta} * K_L$$

Dónde:

$HP_{faja}$  = Potencia por faja. (HP).

$(HP_{faja})_{tabla}$  = Potencia que pueden transmitir las fajas. (HP). Anexo N°4.

$HP_{adicional}$  = Potencia adicional por relación de transmisión (HP). Anexo N°6.

$K_{\theta}$  = Factor de corrección por ángulo de contacto. Anexo N°5.

$K_L$  = Factor por longitud de faja. Anexo N°3.

Reemplazando obtenemos:

Relación de Poleas	$(HP_{faja})_{tabla}$	$HP_{adicional}$	$K_{\theta}$	$K_L$
	Anexo N°4	Anexo N°6		
100 / 175	1.41	0.01439	0.97	0.99
70 / 195	0.71	0.01618	0.98	1.03
50 / 220	0.59	0.01618	0.99	1.03

Calculamos la Potencia adicional:

$$HP_{adicional} [HP] = \frac{HP_{adicional} [HP] * RPM_{max}}{100}$$

Reemplazando obtenemos:

Relación de Poleas	$HP_{adicional}$ (HP)
100 / 175	0.1209
70 / 195	0.1359
50 / 220	0.1359

Calculamos la Potencia por faja:

$$HP_{faja} [HP] = [(HP_{faja})_{tabla} [HP] + HP_{adicional} [HP]] K\theta * KL$$

Relación de Poleas	HP <sub>faja</sub> (HP)
100 / 175	1.47
70 / 195	0.85
50 / 220	0.74

Número de fajas:

$$\# \text{ de Fajas} = \frac{Pot. \text{ Diseño } [HP]}{HP_{faja} [HP]}$$

Reemplazando obtenemos:

Relación de Poleas	Numero de Fajas
100 / 175	1.00
70 / 195	0.90
50 / 220	0.50

Se usarán una faja para cada relación de poleas, usando una faja A 66 para la relación de poleas 100/175 y una faja A 78 para las relaciones de poleas 70/195 y 50/220.

### 3.4.3. Selección de rodamientos para eje principal.

Los rodamientos que seleccionaremos, serán del tipo de rodillos cilíndricos NJ, ya que estos pueden soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

Calculamos las fuerzas resultantes en los apoyos del eje principal, del punto 3.3.1:

$$F_x = \sqrt{(24.32 N)^2 + (339.80 N)^2}$$

$$F_x = 340.70 N$$

$$F_y = \sqrt{(1409.00 N)^2 + (1479.90 N)^2}$$

$$F_y = 2043.40 N$$

Calculamos la duración en millones de revoluciones, con la siguiente ecuación:

$$L [\text{Millones de rev.}] = \frac{60 \times n [\text{RPM}] \times L_n [\text{Hrs}]}{10^6}$$

Dónde:

L = Duración nominal. (*Millones de revoluciones*).

n = Velocidad de rotación. (*RPM*).

$L_n$  = Duración estimada del rodamiento, vida nominal. (*Hrs*). Anexo N°10.

Reemplazando obtenemos

$$L_n = \frac{60 \times 480 \text{ RPM} \times 40000 \text{ Hrs}}{10^6}$$

$$L_n = 1152.00 \text{ Millones de rev.}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C [N]}{F [N]} = L^{1/p}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (*N*).

F = carga equivalente sobre el rodamiento. (*N*).

$P = 3$  en rodamientos de bolas y  $10/3$  en rodamientos de rodillos.

Reemplazando, obtenemos:

$$\frac{C}{F} = 1152^{1/10/3}$$

$$\frac{C}{F} = 8.29$$

Carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y:

$$F = F_x = 340.70 \text{ N}$$

$$F = F_y = 2043.40 \text{ N}$$

La capacidad de carga dinámica requerida para los apoyos será:

$$C [N] = \frac{F_L}{F_n \times F_t} \times F [N]$$

Dónde:

$C$  = Capacidad de carga del rodamiento. (N).

$F_L$  = Coeficiente de esfuerzos dinámicos. Anexo N°12.

$F_n$  = Coeficiente de velocidad. Anexo N°11.

$F_t$  = Coeficiente de temperatura de servicio. Anexo N°13.

$F$  = Carga dinámica equivalente. (N).

Reemplazando, obtenemos:

$$C_x = \frac{4.5}{0.449 \times 1} \times 340.70 \text{ N}$$

$$C_x = 3414.60 \text{ N}$$

$$C_y = \frac{4.5}{0.449 \times 1} \times 2043.40 \text{ N}$$

$$C_x = 20479.50 \text{ N}$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera NJ 2209 ECJ, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en los apoyos X y Y. Anexo N°14.

#### 3.4.4. Selección de fajas en V para primera reducción.

Se procederá a diseñar según la Norma SAE J636: Bandas y poleas en V.

##### Calculo de la relación de transmisión:

De la ecuación:

$$\phi_i [mm] \times n_i [RPM] = \phi_2 [mm] \times n_2 [RPM]$$

Asumimos:

- Diámetro de Polea conductoras: 80.00mm.
- Diámetros de Polea conducidas: 120.00mm.

Reemplazando obtenemos:

Diam. Polea Conductora $\phi_i$ (mm)	Diam. Polea Conducida $\phi_2$ (mm)	$n_i$ (RPM)	$n_2$ (RPM)
100	175	480.00	320.00
70	195	301.54	201.03
50	220	190.91	127.27

##### Selección de la longitud estándar de la faja:

Asumimos:

- Distancia entre centros de las poleas de: 400.00mm.

De la ecuación:

$$L[mm] = 2C[mm] + \frac{\pi}{2}(D[mm] + d[mm]) + \frac{(D[mm] - d[mm])^2}{4C[mm]}$$

Dónde:

L: Longitud de la faja. (mm).

C: Distancia entre centros. (mm).

D: Diámetro de paso de la polea mayor. (mm).

d: Diámetro de paso de la polea menor. (mm).

Reemplazando, obtenemos:

$$L = 2(400.00 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(120.00\text{mm} + 80.00\text{mm}) + \frac{(120.00\text{mm} - 80.00\text{mm})^2}{4(400.00\text{mm})}$$

$$L = 1115.16\text{mm}$$

$$L = 43.90\text{pulg}$$

### Selección de faja:

De la siguiente tabla,

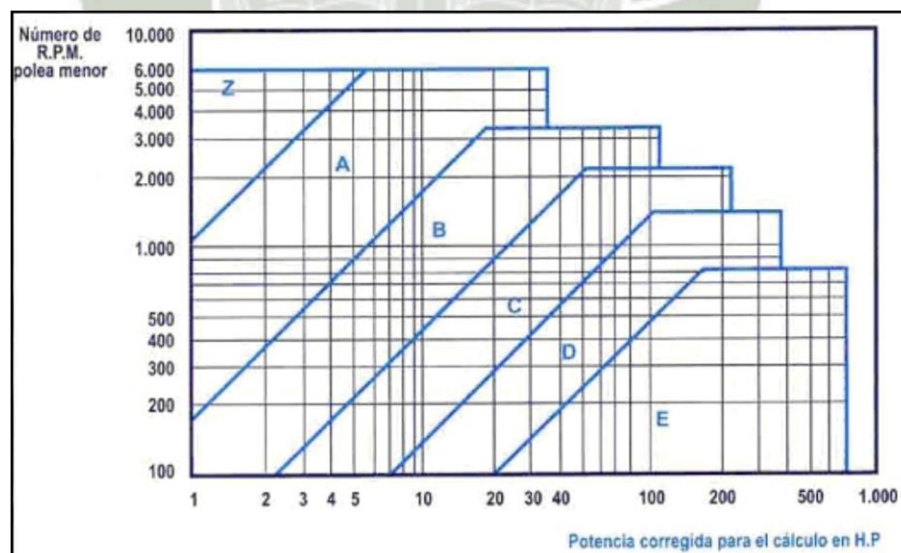


Fig. N°62. Selección de fajas en V.

Potencia de diseño  $HP_d = 0.75$  HP.

RPM = 320.

Usaremos el tipo de faja A.

De la tabla, longitud de faja y factor por longitud de faja. Anexo N°3.

Obtenemos,

Relación de Poleas	Tipo de Polea
80 / 120	A 43

#### Calculo de potencia por faja:

Hallamos el factor de corrección por ángulo de contacto:

$$\frac{D [mm] - d [mm]}{C [mm]}$$

Dónde:

C: Distancia entre centros. (mm).

D: Diámetro de paso de la polea mayor. (mm).

d: Diámetro de paso de la polea menor. (mm).

Reemplazando, obtenemos:

Relación de Poleas	$\frac{D - d}{C}$
80 / 120	0.10

El factor de corrección por ángulo de contacto, se obtiene de la tabla de Factor de corrección por ángulo de contacto.  $K_{\theta}$ , Anexo N°5.

Del Anexo N°5, obtenemos:

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_{\theta}$
0.10	174	0.99

**Potencia por faja:**

$$HP_{faja} [HP] = [(HP_{faja})_{tabla} [HP] + HP_{adicional} [HP]] K_{\theta} * K_L$$

Dónde:

$HP_{faja}$  = Potencia por faja. (HP).

$(HP_{faja})_{tabla}$  = Potencia que pueden transmitir las fajas. (HP). Anexo N°4.

$HP_{adicional}$  = Potencia adicional por relación de transmisión (HP). Anexo N°6.

$K_{\theta}$  = Factor de corrección por ángulo de contacto. Anexo N°5.

$K_L$  = Factor por longitud de faja. Anexo N°3.

Reemplazando obtenemos:

Relación de Poleas	$(HP_{faja})_{tabla}$	$HP_{adicional}$	$K_{\theta}$	$K_L$
	Anexo N°4	Anexo N°6		
80 / 120	0.6	0.01259	0.99	0.90

Calculamos la Potencia adicional:

$$HP_{adicional} [HP] = \frac{HP_{adicional} [HP] * RPM_{max}}{100}$$

Reemplazando obtenemos:

$$HP_{adicional} = \frac{0.01259 HP * 480}{100}$$

$$HP_{adicional} = 0.0604HP$$

Calculamos la Potencia por faja:

$$HP_{faja} [HP] = [(HP_{faja})_{tabla} [HP] + HP_{adicional} [HP]] K\theta * KL$$

Reemplazando obtenemos:

$$HP_{faja} = [0.6 HP + 0.0604 HP] 0.99 * 0.90$$

$$HP_{faja} = 0.59HP$$

**Número de fajas:**

$$\# \text{ de Fajas} = \frac{Pot. \text{ Diseño } [HP]}{HP_{faja} [HP]}$$

Reemplazando obtenemos:

$$\# \text{ de Fajas} = \frac{0.75 HP}{0.59 HP}$$

$$\# \text{ de Fajas} = 1.27 \cong 2.00$$

Se usarán dos fajas para para la transmisión por poleas las fajas serán A 43.

### 3.4.5. Selección de rodamientos para eje - Primera reducción.

Los rodamientos que seleccionaremos, serán del tipo de bolas, ya que estos pueden soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

Calculamos las fuerzas resultantes (Fuerzas radiales) en los apoyos del eje de primera reducción, del punto 3.3.3:

$$F_x = \sqrt{(91.36 \text{ mm})^2 + (111.63 [\text{HP}])^2}$$

$$F_x = 144.25 \text{ N}$$

$$F_y = \sqrt{(28.49 \text{ mm})^2 + (26.51 \text{ mm})^2}$$

$$F_y = 38.92 \text{ N}$$

La fuerza axial, la tomamos de la calculada del tornillo sinfín, obteniendo, del punto 3.3.2:

$$W_{XW} = W_{tG} = 98.35 \text{ N}$$

Calculamos la duración en millones de revoluciones, con la siguiente ecuación:

$$L [\text{Millones de rev.}] = \frac{60 \times n [\text{RPM}] \times L_n [\text{Hrs}]}{10^6}$$

Dónde:

L = Duración nominal. (*Millones de revoluciones*).

n = Velocidad de rotación. (*RPM*).

$L_n$  = Duración estimada del rodamiento, vida nominal. (*Hrs*). Anexo N°10.

Reemplazando obtenemos

$$L_n = \frac{60 \times 320 \text{ RPM} \times 40000 \text{ Hrs}}{10^6}$$

$$L_n = 768.00 \text{ Millones de rev.}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C [\text{N}]}{F [\text{N}]} = L^{1/P}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (*N*).

$F$  = carga equivalente sobre el rodamiento. ( $N$ ).

$P = 3$  en rodamientos de bolas y  $10/3$  en rodamientos de rodillos.

Reemplazando, obtenemos:

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 768^{1/3}$$

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 9.16$$

Relación de carga radial – axial:

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = \frac{0.10 \text{ KN}}{0.14 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = 0.71$$

$$\frac{F_A}{F_{R_Y}} = \frac{0.10 \text{ KN}}{0.04 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{R_Y}} = 2.50$$

Carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y

$$P = XF_R [KN] + YF_A [KN]$$

Asumimos:

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e$$

Del anexo N°19, tomamos valores para X e Y, reemplazando, obtenemos:

$$P_x = (1)0.14 \text{ KN} + (0)0.10 \text{ KN}$$

$$P_x = 0.14 \text{ KN}$$

$$P_y = (1)0.04 \text{ KN} + (0)0.10 \text{ KN}$$

$$P_y = 0.04 \text{ KN}$$

La capacidad de carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y, será:

Tenemos

$$\frac{C \text{ [KN]}}{F \text{ [KN]}} = 9.16$$

Entonces reemplazamos

$$C_x = 1.28 \text{ KN}$$

$$C_y = 0.37 \text{ KN}$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento rígido de bolas 62207 – 2RS1, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en los apoyos X y Y. Anexo N°20.

#### **3.4.6. Selección de rodamientos para eje - Segunda reducción.**

Los rodamientos que seleccionaremos, serán del tipo rígido de bolas, ya que estos pueden soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

Calculamos las fuerzas resultantes (Fuerzas radiales) en los apoyos del eje de primera reducción, del punto 3.3.5:

$$F_x = \sqrt{(67.47 \text{ N})^2 + (20.26 \text{ N})^2}$$

$$F_x = 70.45 \text{ N}$$

$$F_y = \sqrt{(39.75 \text{ N})^2 + (56.51 \text{ N})^2}$$

$$F_y = 69.10 \text{ N}$$

La fuerza axial, la tomamos de la calculada del tornillo sinfín, obteniendo, del punto 3.3.4:

$$W_{xw} = W_{tG} = 374.00 \text{ N}$$

Calculamos la duración en millones de revoluciones, con la siguiente ecuación:

$$L [\text{Millones de rev.}] = \frac{60 \times n [\text{RPM}] \times L_n [\text{Hrs}]}{10^6}$$

Dónde:

L = Duración nominal. (*Millones de revoluciones*).

n = Velocidad de rotación. (*RPM*).

$L_n$  = Duración estimada del rodamiento, vida nominal. (*Hrs*). Anexo N°10.

Reemplazando obtenemos

$$L_n = \frac{60 \times 7.11 \text{ RPM} \times 40000 \text{ Hrs}}{10^6}$$

$$L_n = 17.06 \text{ Millones de rev.}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C [N]}{F [N]} = L^{1/P}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (*N*).

F = carga equivalente sobre el rodamiento. (*N*).

P = 3 en rodamientos de bolas y 10/3 en rodamientos de rodillos.

Reemplazando, obtenemos:

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 17.06^{1/3}$$

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 2.57$$

Relación de carga radial – axial:

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = \frac{0.37 \text{ KN}}{0.07 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = 5.29$$

$$\frac{F_A}{F_{R_Y}} = \frac{0.37 \text{ KN}}{0.07 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{R_Y}} = 5.29$$

Carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y

$$P = XF_R[\text{KN}] + YF_A[\text{KN}]$$

Asumimos:

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e$$

Del Anexo N°19, tomamos valores para X e Y, reemplazando, obtenemos:

$$P_x = (1)0.07 \text{ KN} + (0)0.37 \text{ KN}$$

$$P_x = 0.07 \text{ KN}$$

$$P_y = (1)0.07 \text{ KN} + (0)0.37 \text{ KN}$$

$$P_y = 0.07 \text{ KN}$$

La capacidad de carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y, será:

Tenemos

$$\frac{C [\text{KN}]}{F [\text{KN}]} = 2.57$$

Entonces reemplazamos

$$C_x = 0.18KN$$

$$C_y = 0.18KN$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento rígido de bolas 6204, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en los apoyos X y Y. Anexo N°21.

### 3.4.7. Selección de rodamientos para eje - Tercera reducción.

Los rodamientos que seleccionaremos, serán del tipo rígido de bolas, ya que estos pueden soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

Calculamos las fuerzas resultantes (Fuerzas radiales) en los apoyos del eje de primera reducción, del punto 3.3.7:

$$F_x = \sqrt{(56.01 N)^2 + (249.80 N)^2}$$

$$F_x = 256.00 N$$

$$F_y = \sqrt{(76.41 N)^2 + (10.70 N)^2}$$

$$F_y = 77.16 N$$

La fuerza axial, la tomamos de la calculada del tornillo sinfín, obteniendo, del punto 3.3.6:

$$W_{xw} = W_{tg} = 432.80 N$$

Calculamos la duración en millones de revoluciones, con la siguiente ecuación:

$$L [\text{Millones de rev.}] = \frac{60 \times n [\text{RPM}] \times L_n [\text{Hrs}]}{10^6}$$

Dónde:

L = Duración nominal. (*Millones de revoluciones*).

n = Velocidad de rotación. (*RPM*).

$L_n$  = Duración estimada del rodamiento, vida nominal. (Hrs). Anexo N°10.

Reemplazando obtenemos

$$L_n = \frac{60 \times 0.36 \text{ RPM} \times 40000 \text{ Hrs}}{10^6}$$

$$L_n = 0.86 \text{ Millones de rev.}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C [N]}{F [N]} = L^{1/P}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (N).

F = carga equivalente sobre el rodamiento. (N).

P = 3 en rodamientos de bolas y 10/3 en rodamientos de rodillos.

Reemplazando, obtenemos:

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 0.86^{1/3}$$

$$\frac{C [N]}{P [N]} = 0.95$$

Relación de carga radial – axial:

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = \frac{0.43 \text{ KN}}{0.26 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{R_X}} = 1.65$$

$$\frac{F_A}{F_{Ry}} = \frac{0.43 \text{ KN}}{0.08 \text{ KN}}$$

$$\frac{F_A}{F_{Ry}} = 5.38$$

Carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y

$$P = XF_R [KN] + YF_A [KN]$$

Asumimos:

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e$$

Del anexo N°19, tomamos valores para X e Y, reemplazando, obtenemos:

$$Px = (1)0.26 \text{ KN} + (0)0.43 \text{ KN}$$

$$Px = 0.26 \text{ KN}$$

$$Py = (1)0.08 \text{ KN} + (0)0.43 \text{ KN}$$

$$Py = 0.08 \text{ KN}$$

La capacidad de carga dinámica equivalente para los apoyos X y Y, será:

Tenemos

$$\frac{C [KN]}{P [KN]} = 0.95$$

Entonces reemplazamos

$$Cx = 0.25 \text{ KN}$$

$$Cy = 0.08 \text{ KN}$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento rígido de bolas 6204, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en los apoyos X y Y. Anexo N°21.

### 3.4.8. Selección de rodamientos para eje de fijación.

Los rodamientos que seleccionaremos, para el punto X, serán del tipo de rodillos cilíndricos NJ, ya que estos pueden soportar cargas combinadas (radiales y axiales). En el punto Y el tipo será de agujas, ya que estos soportan cargas radiales y el espacio es reducido.

Calculamos las fuerzas resultantes (Fuerzas radiales) en los apoyos del eje de fijación, del punto 3.3.8:

$$F_x = \sqrt{(64.14 \text{ N})^2 + (459.17 \text{ N})^2}$$

$$F_x = 463.63 \text{ N}$$

$$F_y = \sqrt{(771.56 \text{ N})^2 + (698.37 \text{ N})^2}$$

$$F_y = 1040.70 \text{ N}$$

La fuerza axial, la tomamos de la calculada del tornillo sinfín, obteniendo, del punto 3.3.6:

$$W_{XG} = 134.90 \text{ N}$$

Calculamos la duración en millones de revoluciones, con la siguiente ecuación:

$$L [\text{Millones de rev.}] = \frac{60 \times n [\text{RPM}] \times L_n [\text{Hrs}]}{10^6}$$

Dónde:

L = Duración nominal. (*Millones de revoluciones*).

n = Velocidad de rotación. (*RPM*).

$L_n$  = Duración estimada del rodamiento, vida nominal. (*Hrs*). Anexo N°10.

Reemplazando obtenemos

$$L_n = \frac{60 \times 0.015 \text{ RPM} \times 40000 \text{ Hrs}}{10^6}$$

$$L_n = 0.04 \text{ Millones de rev.}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C [N]}{F [N]} = L^{1/P}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (N).

F = carga equivalente sobre el rodamiento. (N).

P = 3 en rodamientos de bolas y 10/3 en rodamientos de rodillos.

Reemplazando, obtenemos:

$$\frac{C [N]}{F [N]} = 0.04^{1/10/3}$$

$$\frac{C [N]}{F [N]} = 0.38$$

### **Selección de rodamiento de rodillos cilíndricos NJ.**

Carga dinámica equivalente para el apoyo X:

$$F = F_x = 463.63 \text{ N}$$

La capacidad de carga dinámica requerida para los apoyos será:

$$C = \frac{F_L}{F_n \times F_t} \times F [N]$$

Dónde:

C = Capacidad de carga del rodamiento. (N).

F<sub>L</sub> = Coeficiente de esfuerzos dinámicos. Anexo N°12.

$F_n$  = Coeficiente de velocidad. Anexo N°11.

$F_t$  = Coeficiente de temperatura de servicio. Anexo N°13.

$F$  = Carga dinámica equivalente. ( $N$ ).

Reemplazando, obtenemos:

$$C_x = \frac{4.5}{1.511 \times 1} \times 463.63 N$$

$$C_x = 1380.80 N$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera NJ 2206 ECJ, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en el apoyo X. Anexo N°23.

### **Selección de rodamiento de rodillos de agujas.**

Los casquillos de agujas sólo pueden soportar cargas radiales. Por lo tanto, la carga dinámica equivalente del rodamiento es igual a la carga radial calculada del rodamiento:

$$P [N] = Fr [N]$$

Entonces, tenemos:

$$P = 1040.70 N$$

$$P = 1.04 KN$$

La capacidad de carga dinámica requerida para los apoyos será:

$$\frac{C [KN]}{F [KN]} = 0.38$$

$$C = 0.38 \times 1.04 KN$$

$$C = 0.40KN$$

De las tablas de rodamientos, seleccionamos el rodamiento de agujas NK42/20, el que cumple con la capacidad de carga dinámica básica y diámetro del eje en el apoyo Y. Anexo N°24.



## CAPITULO IV: COSTOS DEL PROYECTO.

El objetivo del capítulo es obtener el costo total del diseño de la maquina rectificadora de rodillos de guías de laminación. Para calcular el costo del proyecto, se desglosa en costos directos e indirectos, siendo la categorización de la siguiente manera:

### Costos directos

- Costos de materiales.
- Costos de elementos estructurales y planchas metálicas.
- Costos de fabricaciones.

### Costos indirectos

- Diseño e Ingeniería.
- Gastos administrativos.
- Costo de montaje.

## 4.1. COSTOS DIRECTOS.

### 4.1.1. Costos de materiales.

Consideramos como materiales, a los componentes que son de facil adquisicion en mercado nacional o internacional y que no necesitan de algun mecanizado previo para ser ensamblados en la maquina.

**Cuadro N°1. Costos directos : Materiales**

<b>MATERIALES</b>					
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>UNIDAD MARCA</b>	<b>CANT.</b>	<b>C. UNIT. US\$</b>	<b>C. PARC. US\$</b>
<b>1</b>	<b>Sistema de transmisión</b>				
1.1	Motor trifásico 0.37KW	WEG	1.00	62.45	62.45
1.2	Faja A66	OPTIBELT	1.00	3.58	3.58
1.3	Faja A78	OPTIBELT	1.00	4.63	4.63
<b>2</b>	<b>Eje principal</b>				
2.1	Rodamiento NJ 2209 ECJ	SKF	2.00	3.44	2.00
<b>3</b>	<b>Eje - Primera reducción (45:1)</b>				
3.1	Faja A43	OPTIBELT	2.00	2.28	4.56
3.2	Rodamiento 62207 - 2RS1	SKF	2.00	3.25	2.00
<b>4</b>	<b>Eje - Segunda reducción (40:2)</b>				
4.1	Rodamiento 6204	SKF	2.00	2.51	5.02
<b>5</b>	<b>Eje - Tercera reducción (48:2)</b>				
5.1	Rodamiento 6204	SKF	2.00	2.51	5.02
<b>6</b>	<b>Eje de fijación</b>				
6.1	Rodamiento NJ 2206 ECJ	SKF	1.00	2.28	2.28
6.2	Rodamiento NK 42/20	SKF	1.00	1.25	1.25
<b>7</b>	<b>Sistema de sujeción</b>				
7.1	Cono morse N 5	ROHM	1.00	950.00	950.00
<b>8</b>	<b>Otros materiales</b>				
8.1	Soldadura				
8.1.1	Cable de soldadura 1/8"- PS-1	kg	50.80	2.95	149.86
8.1.2	Soldadura Supercito E7018	Kg	25.00	3.80	95.00
8.1.3	Soldadura Chamfercord	Kg	10.00	5.00	50.00
8.2	Pintado				
8.2.1	Pintura base	Glns.	20.00	40.00	800.00
8.2.2	Solvente	Glns.	5.00	15.00	75.00
8.2.3	Materiales menores (Imprevistos)				100.00
<b>COSTO PARCIAL DE MATERIALES US\$</b>					<b>2312.65</b>

#### 4.1.2. Costos de elementos estructurales y planchas metálicas.

Consideramos, los elementos que no necesitan un maquinado muy complejo, donde para poder obtener los componentes finales se emplearan, procesos básicos como corte, taladrado y taladrado.

**Cuadro N°2. Costos directos : Planchas y estructuras metálicas.**

PLANCHAS Y ESTRUCTURAS METALICAS					
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (Kg)	C. UNIT. US\$/Kg	C. PARC. US\$
1	Plancha - Base de estructura	SAE 1020	36.40	9.50	345.80
2	Plancha - Base eje principal	SAE 1020	5.38	9.50	51.11
3	Plancha - Base contrapunta	SAE 1020	14.86	9.50	141.17
4	Estructura - Soporte de maquina	SAE 1020	25.19	8.00	201.52
<b>COSTO PARCIAL DE PLANCHAS Y ESTRUCTURAS METALICAS US\$</b>					<b>739.60</b>

#### 4.1.3. Costos de fabricaciones.

Estos costos involucran todos los procesos de maquinado de los componentes, ya sean estructurales o elementos de máquina, para su posterior ensamble.

**Cuadro N°3. Costos directos : Fabricaciones.**

FABRICACIONES					
IT.	DESCRIPCION	MATERIAL	CANT.	C. UNIT. U\$	C. PARC. U\$
<b>1</b>	<b>Sistema de transmisión</b>				
1.1	Poleas 50/75/100 mm	SAE 1020	1.00	12.83	12.83
1.2	Poleas 220/195/175 mm	SAE 1020	1.00	120.65	120.65
<b>2</b>	<b>Eje principal</b>				
2.1	Eje principal	SAE 4140	1.00	72.38	72.38
2.2	Soporte eje principal	SAE 1020	1.00	110.96	110.96
2.3	Poleas 80mm.	SAE 1020	1.00	8.55	8.55
<b>3</b>	<b>Eje - Primera reducción (45:1)</b>				

<b>3.1</b>	Eje - Primera reducción	SAE 4140	1.00	20.75	20.75
<b>3.2</b>	Rueda dentada	SAE 64	1.00	22.77	22.77
<b>3.3</b>	Soporte eje primera reducción	SAE 1020	1.00	85.98	85.98
<b>3.4</b>	Poleas 120mm.	SAE 1020	1.00	24.51	24.51
<b>4</b>	<b>Eje - Segunda reducción (40:2)</b>				
<b>4.1</b>	Eje - Segunda reducción	SAE 4140	1.00	18.00	18.00
<b>4.2</b>	Rueda dentada	SAE 64	1.00	57.20	57.20
<b>4.3</b>	Soporte eje segunda reducción	SAE 1020	1.00	33.73	33.73
<b>5</b>	<b>Eje - Tercera reducción (48:2)</b>				
<b>5.1</b>	Eje - Tercera reducción	SAE 4140	1.00	23.88	23.88
<b>5.2</b>	Rueda dentada	SAE 64	1.00	87.45	87.45
<b>5.3</b>	Soporte eje tercera reducción	SAE 1020	1.00	17.39	17.39
<b>6</b>	<b>Eje de fijación</b>				
<b>6.1</b>	Eje de fijación	SAE 4140	1.00	188.00	188.00
<b>7</b>	<b>Sistema de corte</b>				
<b>7.1</b>	Soporte portacuchilla	SAE 1020	1.00	263.82	263.82
<b>7.2</b>	Portacuchilla	SAE 1020	4.00	20.62	82.48
<b>8</b>	<b>Sistema de sujeción</b>				
<b>8.1</b>	Contrapunta.	SAE 1020	1.00	927.01	927.01
<b>COSTO PARCIAL DE FABRICACIONES US\$</b>					<b>2178.34</b>

#### 4.2. COSTO INDIRECTOS.

**Cuadro N°4. Costos indirectos.**

<b>COSTOS INDIRECTOS</b>				
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>GLOBAL</b>	<b>C. UNIT. U\$</b>	<b>C. PARC. U\$</b>
<b>1</b>	Diseño e Ingeniería	1.0	535.00	535.00
<b>2</b>	Gastos administrativos	1.0	110.35	110.35
<b>3</b>	Gastos de montaje	1.0	210.00	210.00
<b>COSTOS INDIRECTOS US\$</b>				<b>855.35</b>

#### 4.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO.

Una vez obtenido los costos directos e indirectos requeridos para la fabricación de la máquina, obtenemos el costo total del proyecto.

**Cuadro N°5. Costo total del proyecto.**

<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO</b>		
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>C. PARC. US\$</b>
<b>1</b>	<b>Costos directos</b>	<b>5230.54</b>
1.1	Costo de materiales	2312.60
1.2	Costo de elementos estructurales y planchas metálicas.	739.60
1.3	Costo de fabricaciones.	2178.34
<b>2</b>	<b>Costos indirectos</b>	<b>855.35</b>
	<b>COSTO TOTAL MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLO US\$</b>	<b>6085.94</b>



## CONCLUSIONES.

1. El presente diseño cumple con el objetivo general de rectificar rodillos de guías de laminación, usando para esto una maquina rectificadora, la que reducirá las horas de trabajo programadas para el rectificado de rodillos en los tornos copiadores del Taller de Cilindros en 15.36 Horas por mes.
2. La máquina rectificadora de rodillos de guías de laminación, reducirá los tiempos muertos generados en los tornos por cambios de accesorios para el rectificado de rodillos, en 61%. (Anexo N°25).
3. Con el diseño de la máquina, la disponibilidad de las maquinas herramientas del Taller se incrementara en un 8% (Anexo N°26), este incremento permitirá contar con mayor número de horas de trabajo para el repaso de Cilindros de laminación, principal actividad del Taller.
4. Se elaboró las tablas para el rectificado de rodillos de guías, donde se indica las velocidades y los diámetros del portacuchilla para los rodillos a rectificar en la maquina (Anexo N°27).
5. El diseño de la máquina rectificadora permitirá incrementar el cumplimiento de las órdenes de trabajo programadas para el taller de cilindros, incrementando así la productividad del Taller en 8.33%.
6. La máquina rectificadora, podrá ser usada en la Planta N°2 para sus 02 líneas productivas, teniendo en cuenta que ambas líneas usan el mismo diseño de rodillos.

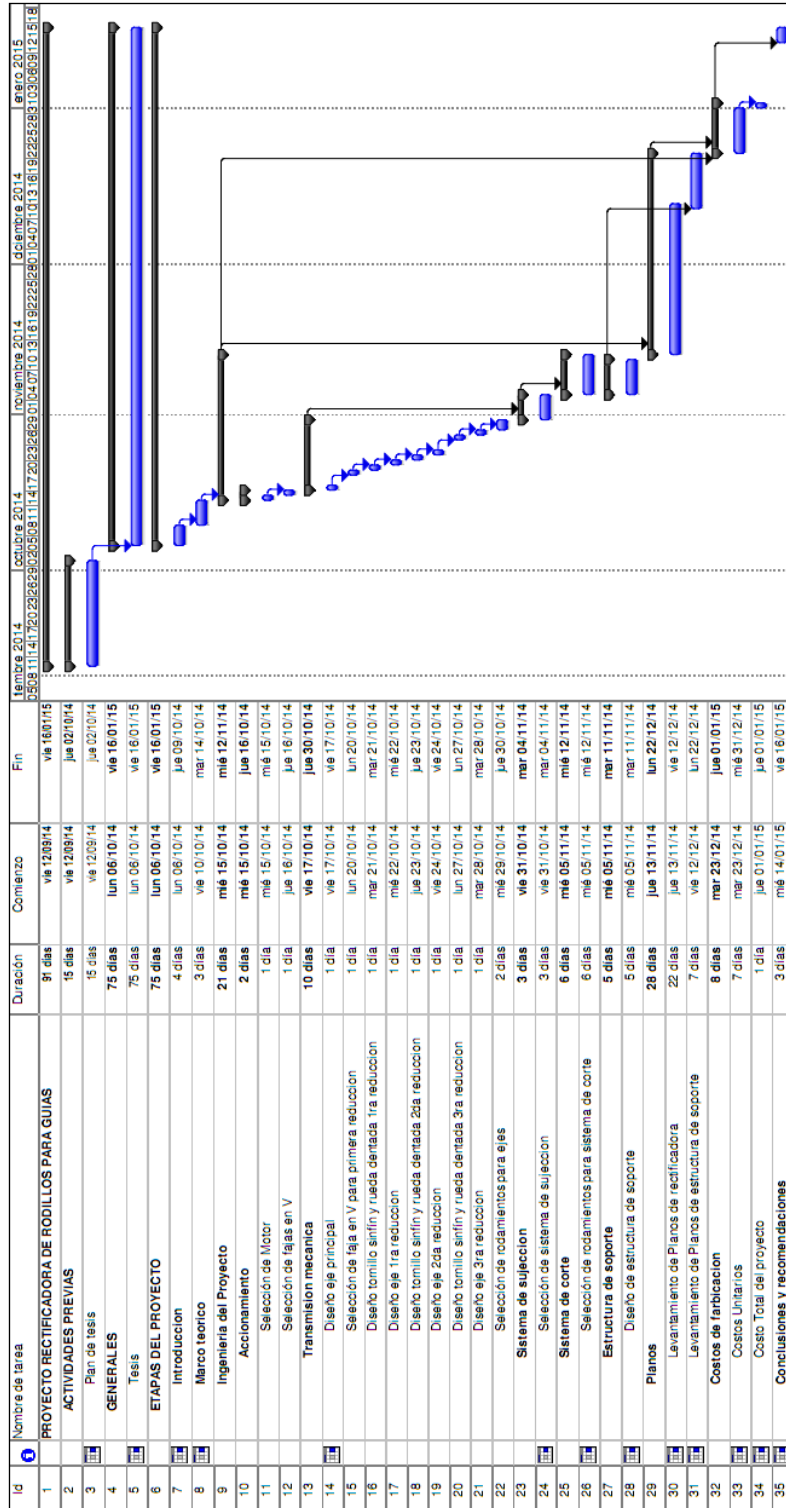
7. La máquina rectificadora no necesita de incrementar la mano de obra del taller. Al tener tornos copiadores, donde el proceso de corte de material es realizado con el uso de plantillas y palpadores eléctricos, donde el tornero realiza labores de inspección durante el proceso, por lo que podría realizar el montaje de los rodillos a la maquina rectificadora, para luego la máquina realice el corte de material de manera automática, para que esta realice su función.



## RECOMENDACIONES.

1. Es recomendable antes de poner en operación la máquina rectificadora, desarrollar los documentos de operación y mantenimiento de la máquina, a fin de evitar malas prácticas operativas o accidentes del personal a cargo.
2. Una vez puesto en operación, es necesario llevar el historial de mantenimiento de la máquina, para así poder tener llevar el control óptimo de la gestión de mantenimiento de la máquina.
3. Es recomendable, la instalación de botoneras adicionales para: paradas de emergencia, en caso de presentarse algún inconveniente durante las labores operativas en la máquina, y de pulso, para dar pequeños giros al portacuchilla en los casos que se requiera.
4. Se recomienda analizar la criticidad de la máquina rectificadora, para así orientarla hacia el correcto tipo de mantenimiento de la máquina, y de esta manera no malgastar recursos.
5. Se debe tener el stock suficiente de repuestos y suministros de la maquina rectificadora en almacén, para evitar posibles retrasos en intervenciones de mantenimiento en la maquina rectificadora.
6. Se deberá llevar el control de horas de funcionamiento de los rodamientos, para tener un mejor control de estos y así optimizar los ciclos de mantenimiento de la máquina.
7. La máquina rectificadora ha sido diseñada para que pueda fabricarse y ensamblarse en Talleres locales, debido a que todos los componentes pueden ser fabricados y adquiridos fácilmente en el mercado local.

**CRONOGRAMA DE AVANCE DE PROYECTO.**



Tarea  
 División  
 Progreso

Hitos externos  
 Hitos externos  
 Hitos externos

Resumen  
 Resumen del proyecto  
 Fecha límite

Página 1

Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUIA  
 Fecha: mié 10/09/14

## BIBLIOGRAFÍA.

1. **CORPORACIÓN ACEROS AREQUIPA S.A.**  
2007. *El Acero, lo que hay que saber*. Segunda edición. Perú
2. **ING. RUMUALDOSERVIN CASTAÑEDA,**  
1999 .Tesis “*Caracterización y análisis de rodillos de laminación en caliente y frio*, Universidad Autónoma de Nuevo León.
3. **DR. KARL HEINRICH SCHRÖDER.**  
2003. *Descripción básica de los fundamentos mecánicos de los Cilindros de Laminación*. BRC International LTD.
4. **NEVILLE HOLLAND**  
1990. *Rolling mill guide equipment – Modern trends II*. Hollteck Co. Inc.
5. **DANIELI MORGARDHAMMAR.**  
2003. *Catálogo MORGARDSHAMMAR Guide System*.
6. **BRC INTERNATIONAL LTD.**  
2012. *Catalogo “Fundición del Siglo 21”*.
7. **ROBERT L. MOTT.**  
2006. *Diseño de elementos de máquinas*. Cuarta edición. México: Prentice-Hall.
8. **JOSEPH SHIGLEY.**  
1985. *Diseño en Ingeniería mecánica*. Tercera edición. México: Mc Graw-Hill.

**9. MSC. ING. FORTUANTO ALVA.**

**2009.** *Diseño de elementos de máquinas I.* Primera edición. Perú.

**10. MSC. ING. FORTUANTO ALVA.**

**2011.** *Diseño de elementos de máquinas II.* Primera edición. Perú.

**11. FERDINAND SINGER.**

**1994.** *Resistencia de materiales.* Tercera edición. México: Oxford University Press.

**12. MIKELL GROOVER.**

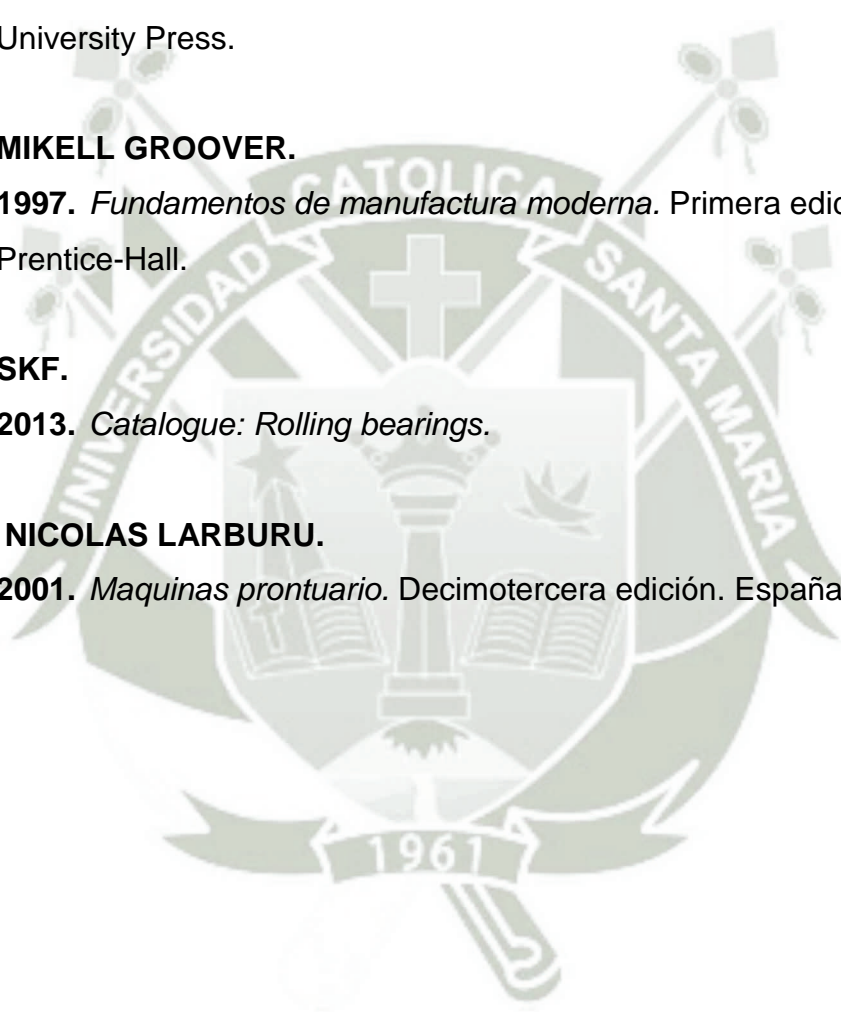
**1997.** *Fundamentos de manufactura moderna.* Primera edición. México: Prentice-Hall.

**13. SKF.**

**2013.** *Catalogue: Rolling bearings.*

**14. NICOLAS LARBURU.**

**2001.** *Maquinas prontuario.* Decimotercera edición. España: Paraninfo.




## ANEXOS.

Anexo N°1. Hoja de datos de Motor.	160
Anexo N°2. Factores de servicio para bandas en V.	161
Anexo N°3. Longitud de faja y factor por longitud de faja.	162
Anexo N°4. Potencia que puede transmitir las fajas sección A.	163
Anexo N°5. Factor por Angulo de contacto.	164
Anexo N°6. Potencia que puede transmitir las fajas sección A.	164
Anexo N°7. Factores de concentración de esfuerzos.	165
Anexo N°8. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleado.	166
Anexo N°9. Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga $S_n'$ .	167
Anexo N°10. Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas.	169
Anexo N°11. Coeficiente de velocidad para rodamientos de rodillos $F_n$ .	170
Anexo N°12. Coeficiente de esfuerzo dinámico $F_L$ .	171
Anexo N°13. Coeficiente de temperatura de servicio $F_t$ .	171
Anexo N°14. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera NJ 2209 ECJ.	172
Anexo N°15. Proporciones de los dientes de las ruedas dentadas – tornillo sin fin.	173
Anexo N°16. Factor de material $.C_s$ .	173
Anexo N°17. Factor de corrección por relación de transmisión $C_m$ .	174
Anexo N°18. Factor de velocidad $.C_v$ y fricción $f$ .	175
Anexo N°19. Coeficientes X e Y para rodamientos rígidos de bolas.	176
Anexo N°20. Rodamiento rígido de bolas 62207 – 2RS1.	177
Anexo N°21. Rodamiento rígido de bolas 6204.	178
Anexo N°22. Valores de energía especia de corte. $P_s$ .	179

Anexo N°23. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera NJ 2206 ECJ.	180
Anexo N°24. Rodamiento de agujas NK42/20.	181
Anexo N°25 Reducción de tiempos muertos en Torno.	182
Anexo N°26. Incremento de la disponibilidad del Taller de Cilindros.	187
Anexo N°27. Tabla de medidas para Rectificadora de rodillos de guías de laminación.	190
Anexo N°28. Alternativa y selección de diseño.	192



Anexo N°1. Hoja de datos de Motor.

	<b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS</b>		Nr.: 97422547			
			Fecha: 19-MAR-2014			
<b>HOJA DE DATOS</b> Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula						
Cliente : Jorge Garcia Línea del producto : W21 - Carcasa de Aluminio - Premium Efficiency - IE3						
Carcasa : 90S/L Potencia : 0,37 kW Frecuencia : 60 Hz Polos : 8 Rotación nominal : 840 Deslizamiento : 6,67 % Voltaje nominal : 220/380 V Corriente nominal : 2,48/1,44 A Corriente de arranque : 8,43/4,88 A Ip/In : 3,4 Corriente en vacío : 1,90/1,10 A Par nominal : 4,21 Nm Par de arranque : 170 % Par máxima : 230 % Categoría : N Clase de aislación : F Elevación de temperatura : 80 K Tiempo de rotor bloqueado : 40 s (caliente) Factor de servicio : 1,25 Régimen de servicio : S1 Temperatura ambiente : -20°C - +40°C Altitud : 1000 Protección : IP55 Masa aproximada : 20 kg Momento de inercia : 0,00546 kgm <sup>2</sup> Nivel de ruido : 47 dB(A)						
		Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento		6205 ZZ	6204 ZZ	100%	0,60	65,0
Intervalo de lubricación	---	---	---	75%	0,51	63,0
Cantidad de grasa	---	---	---	50%	0,40	58,0
Observaciones:						
Rendimiento de acuerdo con el método indirecto de IEC 60034-1:2007 con pérdidas aleatorias de la carga determinadas de las medidas.						
Ejecutante				Verificado		

Anexo N°2. Factores de servicio para bandas en V.

**TABLA 7-1** Factores de servicio para bandas V

1300

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional <sup>b</sup> Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

<sup>a</sup>Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.  
<sup>b</sup>Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.



Anexo N°3. Longitud de faja y factor por longitud de faja.

SECCION A			SECCION B			SECCION C		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	KL	FAJA N°	LONG PASO PULG.	KL	FAJA N°	LONG PASO PULG.	KL
A26	27.3	0.81	B35	36.8	0.81	C51	53.9	0.80
A31	32.3	0.84	B38	39.8	0.83	C60	62.7	0.82
A33	34.3	0.85	B42	43.8	0.85	C68	70.9	0.85
A35	36.3	0.87	B46	47.8	0.87	C75	77.9	0.87
A36	37.3	0.87	B51	52.8	0.89	C81	83.9	0.89
A38	39.3	0.88	B53	54.8	0.89	C85	87.9	0.90
A40	41.3	0.89	B55	56.8	0.90	C90	92.9	0.91
A42	43.3	0.90	B58	59.8	0.91	C96	98.9	0.92
A43	44.3	0.90	B60	61.8	0.92	C100	102.9	0.92
A46	47.3	0.92	B62	63.8	0.92	C105	107.9	0.94
A48	49.3	0.93	B64	65.8	0.93	C112	114.9	0.95
A51	52.3	0.94	B66	67.8	0.93	C120	122.9	0.97
A53	54.3	0.95	B68	69.8	0.95	C124	126.9	0.97
A55	56.3	0.96	B71	72.8	0.95	C128	130.9	0.98
A58	59.3	0.97	B75	76.8	0.97	C136	138.9	0.99
A60	61.3	0.98	B78	79.8	0.97	C144	146.9	1.00
A62	63.3	0.98	B81	82.8	0.98	C158	160.9	1.02
A64	65.3	0.99	B83	84.8	0.98	C162	164.9	1.03
A66	67.3	0.99	B85	86.8	0.99	C173	175.9	1.04
A68	69.3	1.00	B90	91.8	1.00	C180	182.9	1.05
A71	72.3	1.01	B93	94.8	1.01	C195	197.9	1.07
A75	76.3	1.02	B97	98.8	1.02	C210	212.9	1.08
A78	79.3	1.03	B103	104.8	1.03	C225	225.9	1.10
A80	81.3	1.04	B105	106.8	1.04	C240	240.9	1.11
A85	86.3	1.05	B112	113.8	1.05	C255	255.9	1.12
A90	91.3	1.06	B120	121.8	1.07	C270	270.9	1.14
A96	97.3	1.08	B128	129.8	1.08	C300	300.9	1.16
A105	106.3	1.10	B136	137.8	1.09	C330	330.9	1.19
A112	113.3	1.11	B144	145.8	1.11	C360	360.9	1.21
A120	121.3	1.13	B158	159.8	1.13	C390	390.9	1.23
A128	129.3	1.14	B173	174.8	1.15	C420	420.9	1.24
			B180	181.8	1.16			
			B195	196.8	1.18			
			B210	211.8	1.19			
			B240	240.8	1.22			
			B270	270.3	1.25			
			B300	300.3	1.27			

Anexo N°4. Potencia que puede transmitir las fajas sección A.

RPM DEL EJE RAPI DO	HP POR FAJA REFERIDO A LA PULEA DE DIAMETRO MENOR DE:								
	2.6"	2.8"	3.0"	3.2"	3.4"	3.6"	3.8"	4.0"	4.2"
1160	0.74	0.90	1.06	1.22	1.37	1.53	1.68	1.83	1.98
1750	0.98	1.21	1.44	1.66	1.88	2.10	2.32	2.53	2.74
3450	1.41	1.80	2.19	2.56	2.92	3.27	3.61	3.94	4.25
200	0.20	0.23	0.26	0.29	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45
400	0.34	0.40	0.46	0.52	0.58	0.64	0.70	0.76	0.82
600	0.46	0.55	0.64	0.72	0.81	0.90	0.98	1.07	1.15
800	0.57	0.68	0.80	0.91	1.02	1.13	1.24	1.35	1.46
1000	0.67	0.81	0.95	1.08	1.22	1.36	1.49	1.63	1.76
1200	0.76	0.93	1.09	1.25	1.41	1.57	1.73	1.88	2.04
1400	0.85	1.04	1.22	1.41	1.59	1.77	1.95	2.13	2.31
1600	0.93	1.14	1.35	1.55	1.76	1.96	2.16	2.36	2.56
1800	1.00	1.23	1.47	1.69	1.92	2.15	2.37	2.59	2.80
2000	1.07	1.33	1.58	1.83	2.07	2.32	2.56	2.80	3.03
2200	1.13	1.41	1.68	1.95	2.22	2.48	2.74	2.99	3.25
2400	1.19	1.49	1.78	2.07	2.35	2.63	2.91	3.18	3.45
2600	1.24	1.56	1.87	2.18	2.48	2.78	3.07	3.35	3.63
2800	1.29	1.63	1.96	2.28	2.60	2.91	3.21	3.51	3.80
3000	1.34	1.69	2.04	2.38	2.71	3.03	3.35	3.66	3.96
3200	1.37	1.74	2.11	2.46	2.81	3.14	3.47	3.79	4.10
3400	1.41	1.79	2.17	2.54	2.90	3.24	3.58	3.91	4.22
3600	1.44	1.84	2.23	2.61	2.98	3.33	3.68	4.01	4.33
3800	1.46	1.87	2.28	2.67	3.04	3.41	3.76	4.10	4.42
4000	1.47	1.90	2.32	2.72	3.10	3.47	3.83	4.17	4.49
4200	1.49	1.93	2.35	2.76	3.15	3.52	3.88	4.22	4.54
4400	1.49	1.94	2.38	2.79	3.19	3.56	3.92	4.25	4.56
4600	1.49	1.95	2.39	2.81	3.21	3.59	3.94	4.27	4.57
4800	1.49	1.95	2.40	2.82	3.22	3.60	3.94	4.27	4.56
5000	1.47	1.95	2.40	2.82	3.22	3.59	3.93	4.24	4.52
5200	1.45	1.94	2.39	2.81	3.21	3.57	3.90	4.20	4.46
5400	1.43	1.91	2.37	2.79	3.18	3.54	3.85	4.13	4.38
5600	1.40	1.89	2.34	2.76	3.14	3.48	3.79	4.05	4.27
5800	1.36	1.85	2.30	2.71	3.09	3.42	3.70	3.94	4.13
6000	1.31	1.80	2.25	2.65	3.02	3.33	3.59	3.81	
6200	1.26	1.75	2.19	2.58	2.93	3.23	3.47	3.65	
6400	1.20	1.68	2.12	2.50	2.83	3.10	3.32		
6600	1.14	1.61	2.04	2.40	2.72	2.96			
6800	1.06	1.53	1.94	2.29	2.58	2.81			
7000	0.98	1.44	1.84	2.17	2.43				
7200	0.89	1.34	1.72	2.03	2.27				
7400	0.79	1.23	1.59	1.88					
7600	0.68	1.10	1.45	1.71					

Anexo N°5. Factor por Angulo de contacto.

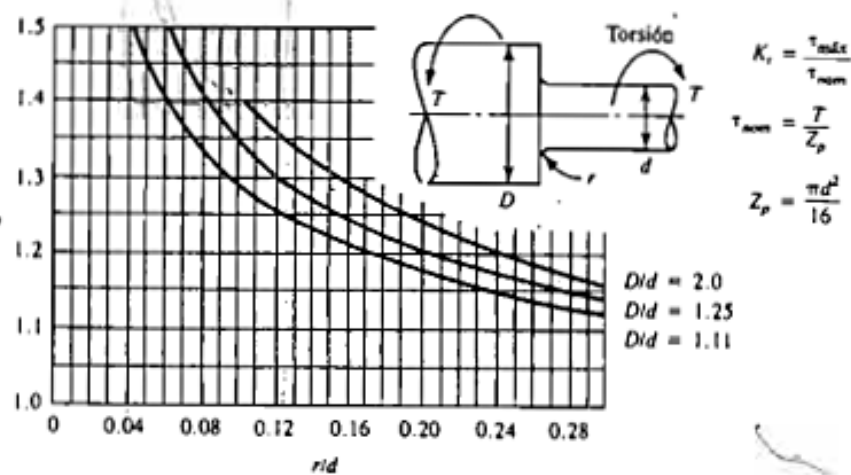
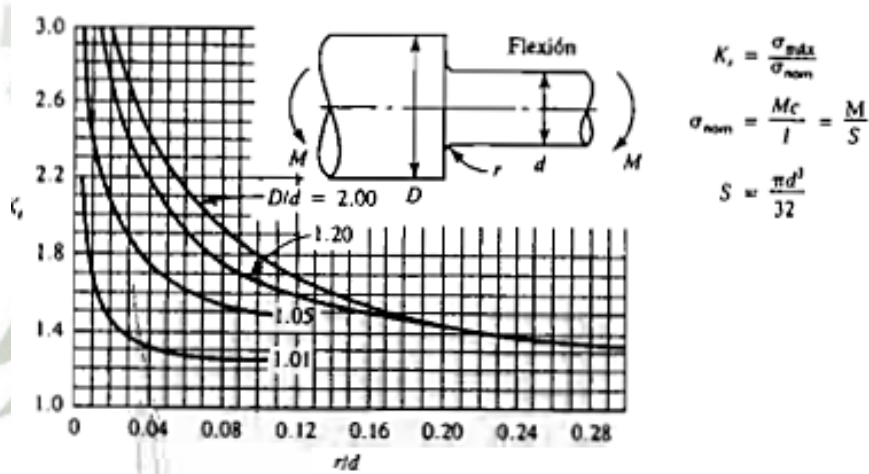
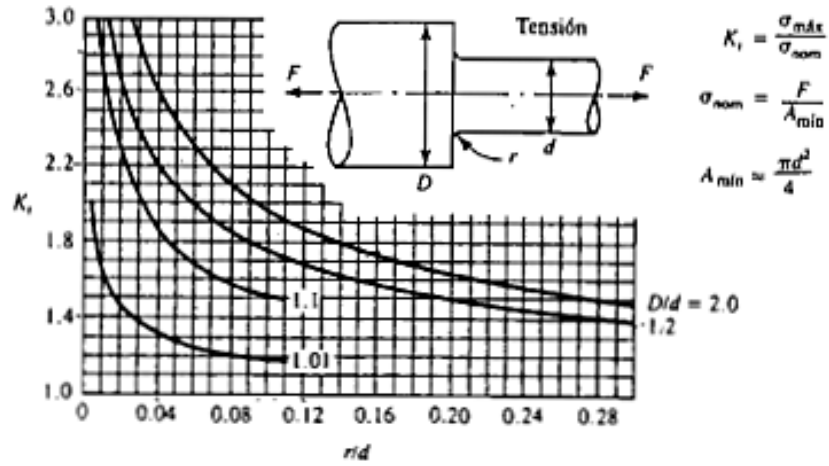
$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_{\theta}$	$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_{\theta}$
0.00	180°	1.00	0.80	133	0.87
0.10	174	0.99	0.90	127	0.85
0.20	169	0.97	1.00	120	0.82
0.30	163	0.96	1.10	113	0.80
0.40	157	0.94	1.20	106	0.77
0.50	151	0.93	1.30	99	0.73
0.60	145	0.91	1.40	91	0.70
0.70	139	0.89	1.50	83	0.65

Anexo N°6. Potencia que puede transmitir las fajas sección A.

RELACION DE TRANSMISION	SECCION FAJA				
	A	B	C	D	E
1.00 a 1.01	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
1.02 a 1.04	0.00180	0.00472	0.0131	0.0466	0.0890
1.05 a 1.08	0.00360	0.00944	0.0263	0.0931	0.1780
1.09 a 1.12	0.00539	0.01415	0.0394	0.1397	0.2670
1.13 a 1.18	0.00719	0.01887	0.0525	0.1863	0.3560
1.19 a 1.24	0.00899	0.02359	0.0656	0.2329	0.4450
1.25 a 1.34	0.01079	0.02831	0.0788	0.2794	0.5340
1.35 a 1.51	0.01259	0.03303	0.0919	0.3260	0.6230
1.52 a 1.99	0.01439	0.03774	0.1050	0.3726	0.7120
2.00 ó más	0.01618	0.04246	0.1182	0.4191	0.8010

NOTA: Los valores de la tabla multiplicar por: RPM / 100

Anexo N°7. Factores de concentración de esfuerzos.



Anexo N°8. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleado.

Designación del material (Número AISI)	Condición	$S_u$ Resistencia a la tensión		$S_y$ Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

**Anexo N°9. Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga  $S_n'$ .**

1. Se especifica el material de la pieza y determina su resistencia última a la tensión  $S_u$ , mediante la consideración de su condición, tal como se usara en servicio.
2. Especifique el proceso de manufactura usado para producir la parte, con especial atención al estado de la superficie en la zona donde los esfuerzos sean mayores.
3. Emplee la figura 5.8 para estimar la resistencia a la fatiga modificada  $S_n$ .
4. Aplique un factor de material  $C_m$  de la siguiente lista:

Acero forjado	$C_m = 1.00$
Acero colado	$C_m = 0.80$
Acero pulverizado	$C_m = 0.76$
Hierro colado maleable	$C_m = 0.80$
Hierro colado gris	$C_m = 0.70$
Hierro colado dúctil	$C_m = 0.66$
5. Aplique un factor de tipo de esfuerzo  $C_{st} = 1.00$  para el esfuerzo flexionante.  $C_{st} = 0.80$  para tensión axial.
6. Aplique un factor de confiabilidad  $C_R$  de la tabla 5.1.
7. Aplique un factor de tamaño  $C_s$ , mediante la figura 5.9 y la tabla 5.2, como guías.
8. Calcule la resistencia a la fatiga estimada real  $S_n'$ , con:

$$S_n' = S_n \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s$$

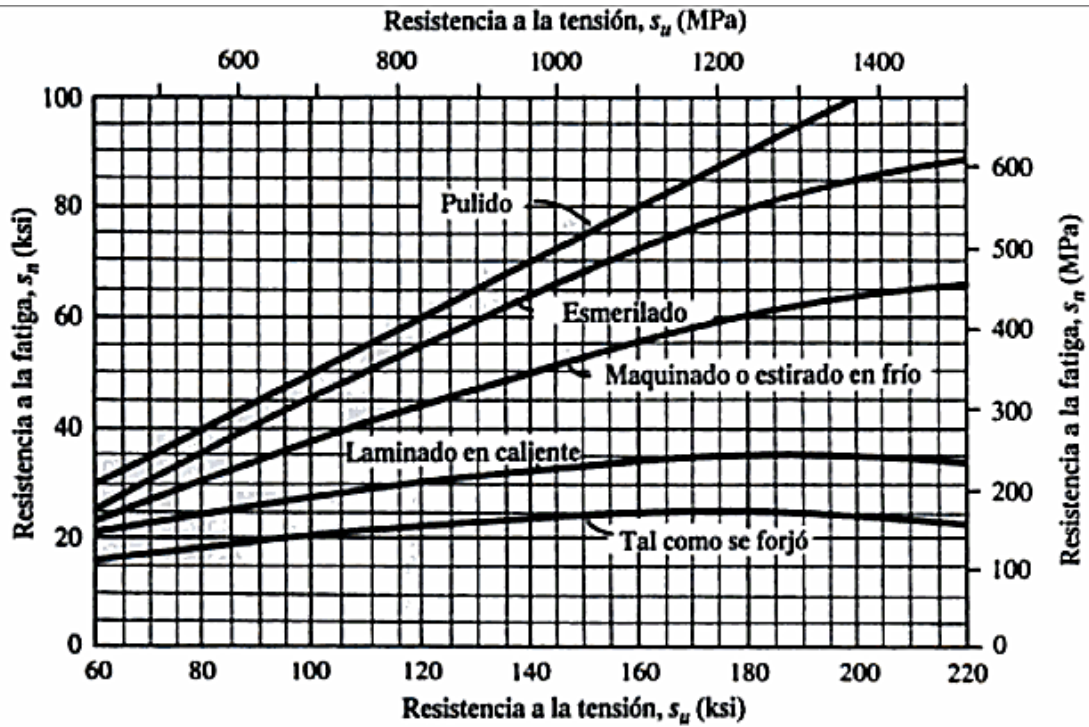


Fig. N° 5.8. Resistencia a la fatiga  $S_n$  en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie.

Tabla N° 5.1. Factores de confiabilidad aproximados  $C_R$ .

Confiabilidad deseada $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

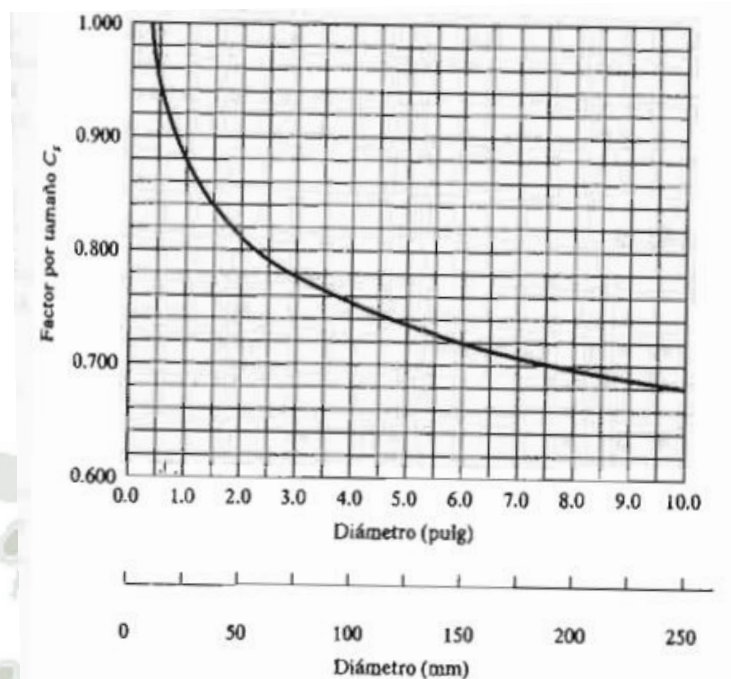


Fig. N° 5.9. Factor. Por tamaño.

Tabla N° 5.2. Factor. Por tamaño.

**TABLA 5-2 Factores de tamaño**

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional

Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$

Unidades SI

Rango de tamaño	Para $D$ en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

## Anexo N°10. Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas.

Guideline values of specification life for different machine types	
Machine type	Specification life Operating hours
Household machines, agricultural machines, instruments, technical equipment for medical use	300 ... 3 000
Machines used for short periods or intermittently: electric hand tools, lifting tackle in workshops, construction equipment and machines	3 000 ... 8 000
Machines used for short periods or intermittently where high operational reliability is required: lifts (elevators), cranes for packaged goods or slings of drums etc.	8 000 ... 12 000
Machines for use 8 hours a day, but not always fully utilized: gear drives for general purposes, electric motors for industrial use, rotary crushers	10 000 ... 25 000
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000
Machines for continuous 24 hour use: rolling mill gear units, medium-size electrical machinery, compressors, mine hoists, pumps, textile machinery	40 000 ... 50 000
Wind energy machinery, this includes main shaft, yaw, pitching gearbox, generator bearings	30 000 ... 100 000
Water works machinery, rotary furnaces, cable stranding machines, propulsion machinery for ocean-going vessels	60 000 ... 100 000
Large electric machines, power generation plant, mine pumps, mine ventilator fans, tunnel shaft bearings for ocean-going vessels	> 100 000



Anexo N°11. Coeficiente de velocidad para rodamientos de rodillos Fn.

<i>n</i> <i>r.p.m.</i>	<i>f<sub>n</sub></i>	<i>n</i> <i>r.p.m.</i>	<i>f<sub>n</sub></i>	<i>n</i> <i>r.p.m.</i>	<i>f<sub>n</sub></i>	<i>n</i> <i>r.p.m.</i>	<i>f<sub>n</sub></i>	<i>n</i> <i>r.p.m.</i>	<i>f<sub>n</sub></i>
10	1.435	100	0.719	450	0.458	2100	0.289	8200	0.192
12	1.359	105	0.709	460	0.455	2200	0.285	8400	0.190
14	1.297	110	0.699	470	0.452	2300	0.281	8600	0.189
16	1.246	115	0.690	480	0.449	2400	0.277	8800	0.188
18	1.203	120	0.681	490	0.447	2500	0.274	9000	0.187
20	1.166	125	0.673	500	0.444	2600	0.271	9200	0.185
22	1.133	130	0.665	520	0.439	2700	0.268	9400	0.184
24	1.104	135	0.657	540	0.434	2800	0.265	9600	0.183
26	1.077	140	0.650	560	0.429	2900	0.262	9800	0.182
28	1.054	145	0.643	580	0.425	3000	0.259	10000	0.181
30	1.032	150	0.637	600	0.420	3100	0.257	10500	0.178
32	1.012	155	0.631	620	0.416	3200	0.254	11000	0.176
34	0.994	160	0.625	640	0.412	3300	0.252	11500	0.173
36	0.977	165	0.619	660	0.408	3400	0.250	12000	0.171
38	0.962	170	0.613	680	0.405	3500	0.248	13000	0.167
40	0.947	175	0.608	700	0.401	3600	0.246	14000	0.163
42	0.933	180	0.603	720	0.398	3700	0.243	15000	0.160
44	0.920	185	0.598	740	0.395	3800	0.242	16000	0.157
46	0.908	190	0.593	760	0.391	3900	0.240	17000	0.154
48	0.896	195	0.589	780	0.388	4000	0.238	18000	0.152
50	0.886	200	0.584	800	0.385	4100	0.236	19000	0.149
52	0.875	210	0.576	820	0.383	4200	0.234	20000	0.147
54	0.865	220	0.568	840	0.380	4300	0.233		
56	0.856	230	0.560	860	0.377	4400	0.231		
58	0.847	240	0.553	880	0.375	4500	0.230		
60	0.838	250	0.546	900	0.372	4600	0.228		
62	0.830	260	0.540	920	0.370	4700	0.227		
64	0.822	270	0.534	940	0.367	4800	0.225		
66	0.815	280	0.528	960	0.365	4900	0.224		
68	0.807	290	0.523	980	0.363	5000	0.222		
70	0.800	300	0.517	1000	0.361	5200	0.220		
72	0.794	310	0.512	1100	0.355	5400	0.217		
74	0.787	320	0.507	1100	0.350	5600	0.215		
76	0.781	330	0.503	11150	0.346	5800	0.213		
78	0.775	340	0.498	1200	0.341	6000	0.211		
80	0.769	350	0.494	1300	0.333	6200	0.209		
82	0.763	360	0.490	1400	0.326	6400	0.207		
84	0.758	370	0.486	1500	0.319	6600	0.205		
86	0.753	380	0.482	1600	0.313	6800	0.203		
88	0.747	390	0.478	1700	0.307	7000	0.201		
90	0.742	400	0.475	1800	0.302	7200	0.199		
92	0.737	410	0.471	1850	0.300	7400	0.198		
94	0.733	420	0.467	1900	0.297	7600	0.196		
96	0.728	430	0.464	1950	0.295	7800	0.195		
98	0.724	440	0.461	2000	0.293	8000	0.193		

Anexo N°12. Coeficiente de esfuerzo dinámico  $f_d$ .

<i>Lugar de montaje</i>	$f_d$	<i>Lugar de montaje</i>	$f_d$
Maquinaria en general		Engranajes	
Trenes de laminación	2.0-2.5	Engranajes universales pequeños	2.5-3.5
Rodamientos de empuje para barcos	2.9-3.6	Engranajes univ. de tipo medio	3.0-4.0
Rodamientos de ejes propulsores de hélices de barcos	> 6.0	Grandes engranajes para barcos	2.6-4.0
Ventiladores pequeños	2.5-3.5	Engranajes para vehículos sobre carriles	3.5-4.5
Ventiladores de tipo medio	3.0-4.5	Engranajes para laminadores	3.0-5.0
Ventiladores grandes	4.5-5.5	Vehículos	
Bombas centrífugas	2.5-4.5	Motodietas	1.4-1.9
Centrifugadoras	3.0-4.0	Coches ligeros	1.6-2.1
Poleas para cables de extracción	4.5-5.0	Coches pesados	1.7-2.2
Rodillos para cinta transportadora	3.0-4.5	Camiones ligeros	1.7-2.2
Draga de rueda de paletas, rueda de paletas y elevador	> 6.0	Camiones pesados	2.0-2.6
Machacadoras de piedra	3.0-3.5	Autobuses	2.0-2.6
Molinos batidores	3.5-4.5	Tractores	1.6-2.2
Cribas vibratorias	2.5-2.8	Vehículos a orugas	2.1-2.7
Grandes apisonadoras vibratorias	1.6-2.0	Ruedas delanteras	
Excitadores excéntricos		Cajas de cambio	
Aparatos vibratorios	1.0-1.5	Eje de transmisión	
Prensa para briquetas	4.5-5.0	Motores eléctricos	
Grandes batidoras	3.5-4.0	Motores para aparatos electrodomésticos	1.5-2.0
Molinos de tubos	> 6.0	Motores pequeños de serie	2.5-3.5
Rodillos para hornos giratorios	4.5-5.0	Motores de tipo medio de serie	3.0-4.0
Tornos, fresadoras y taladradoras	2.7-4.5	Grandes motores estacionarios	3.5-4.5
Rectificadoras, lapeadoras y pulidoras	2.7-4.5	Motores eléctricos de tracción	3.0-4.0
Volantes	3.4-4.0	Cajas de grasa	
Maquinaria de imprenta	4.0-4.5	Vagonetas	3.0-4.0
Máquinas para la fabricación de papel	5.0-6.0	Tranvías	4.5-5.5
Máquinas para trabajar la madera	3.0-4.0	Coches de viajeros	4.0-5.0
Maquinaria textil	3.6-4.7	Vagones de mercancías	3.5-4.0
Máquinas para fundición centrifugada	3.4-4.0	Vagones de descombro	3.5-4.0
		Automotores	4.0-5.0
		Locomotoras	4.0-5.5
		(rodamientos exteriores)	
		Locomotoras	4.5-5.5
		(rodamientos interiores)	

Anexo N°13. Coeficiente de temperatura de servicio  $f_t$ .

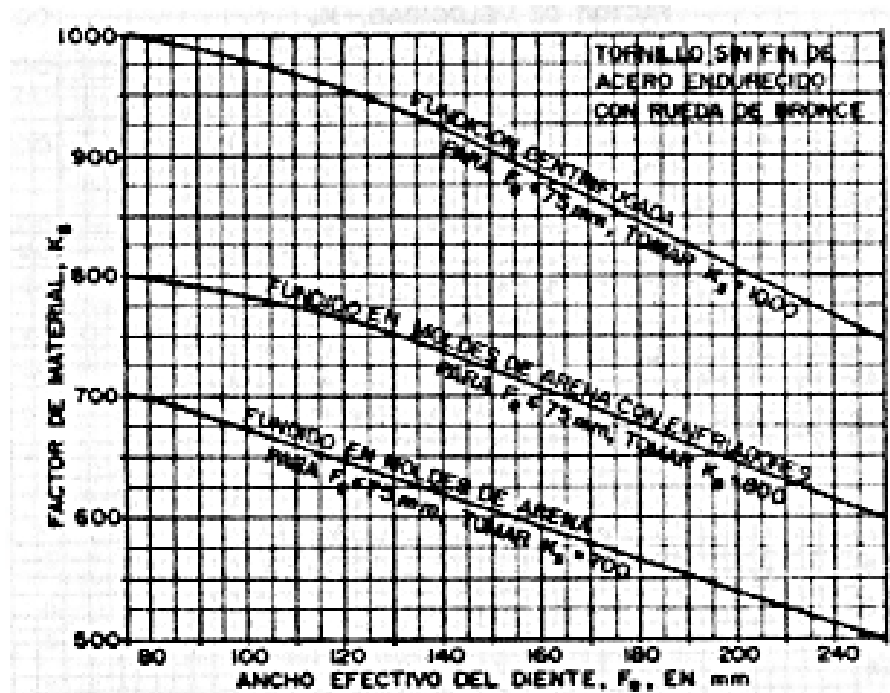
<b>temperatura máxima de servicio</b>	150°C	200°C	250°C	300°C
<b>factor de temperaturas <math>f_t</math></b>	1'00	0'90	0'75	0'90



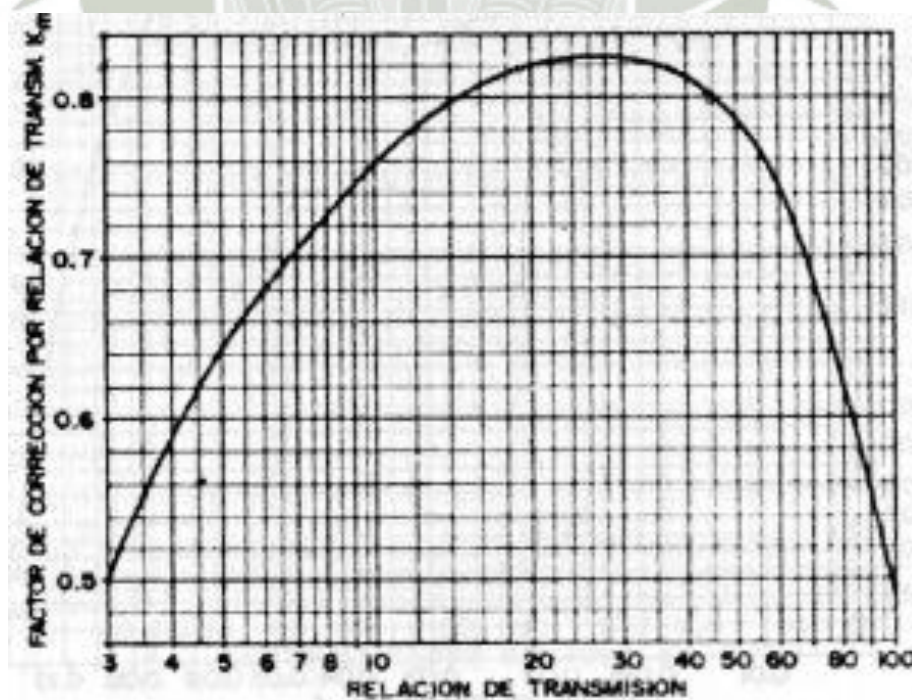
Anexo N°15. Proporciones de los dientes de las ruedas dentadas – tornillo sin fin.

	TIPO CILINDRICO				TIPO DOBLE GARGANTA
	<30°	30° a <35°	35° a <40°	40° a <45°	
ANGULO DE AVANCE	$\lambda$	<30°	30° a <35°	35° a <40°	40° a <45°
ADENDUM	a	0,3183px	0,2865px	0,2546px	0,2228px
DEDENDUM	$b_g$	0,3683px	0,3314px	0,2947px	0,2758px
ALTURA TOTAL	$h_t$	0,6866px	0,6179px	0,5493px	0,4806px
ALTURA DE TRABAJO	$h_k$	0,6366px	0,5729px	0,5093px	0,4456px
ANGULO DE PRESION NORMAL	$\phi_n$	20°	25°	25°	25°
PORCENTAJE DE REDUCCION DE LA ALTURA DEL DIENTE	%	0	10	20	30
					20°
					0,225pn
					0,611hk
					0,5pn
					0,9ht - 0,45pn
					20°
					30
					-

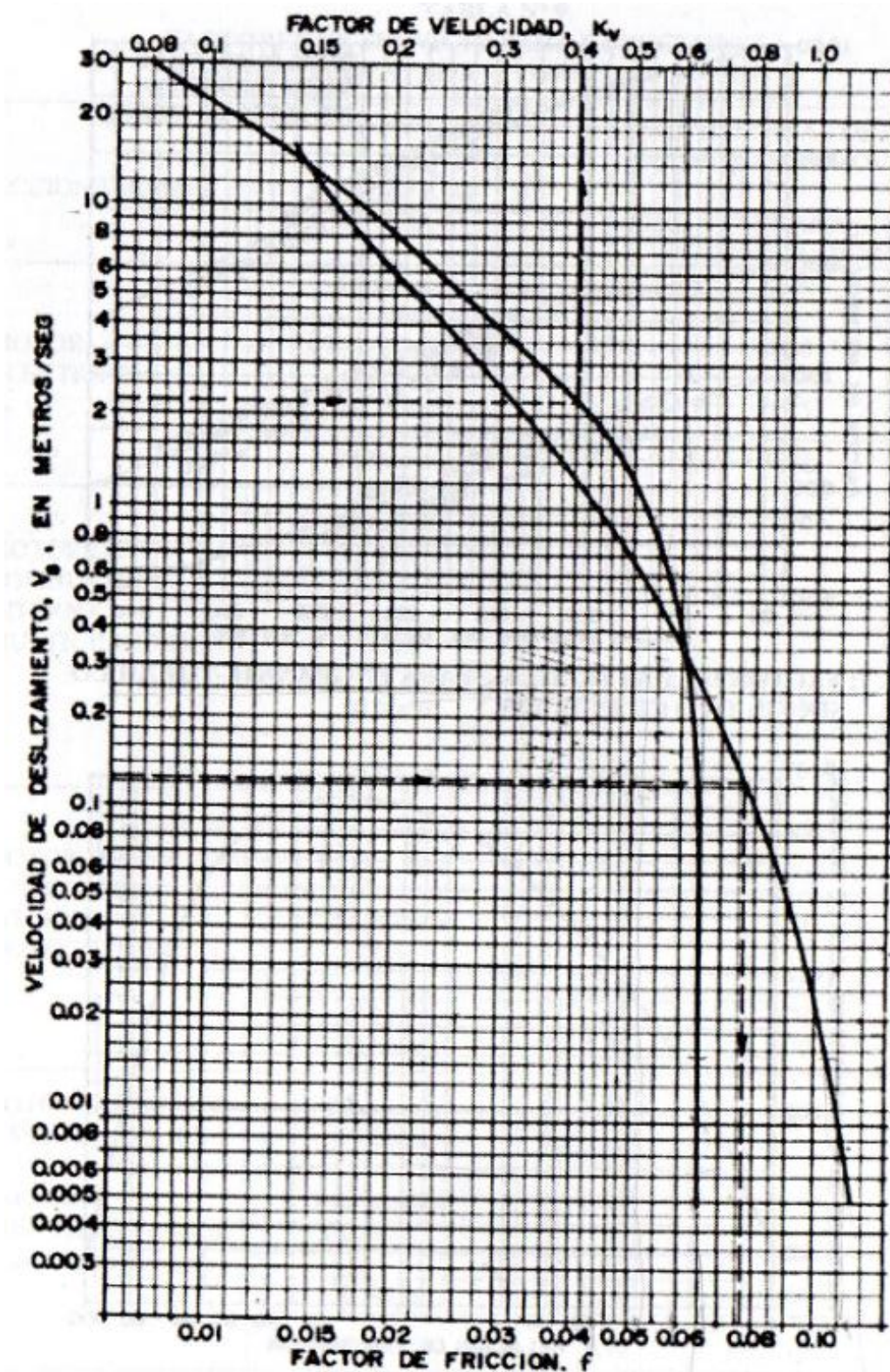
Anexo N°16. Factor de material .Cs.



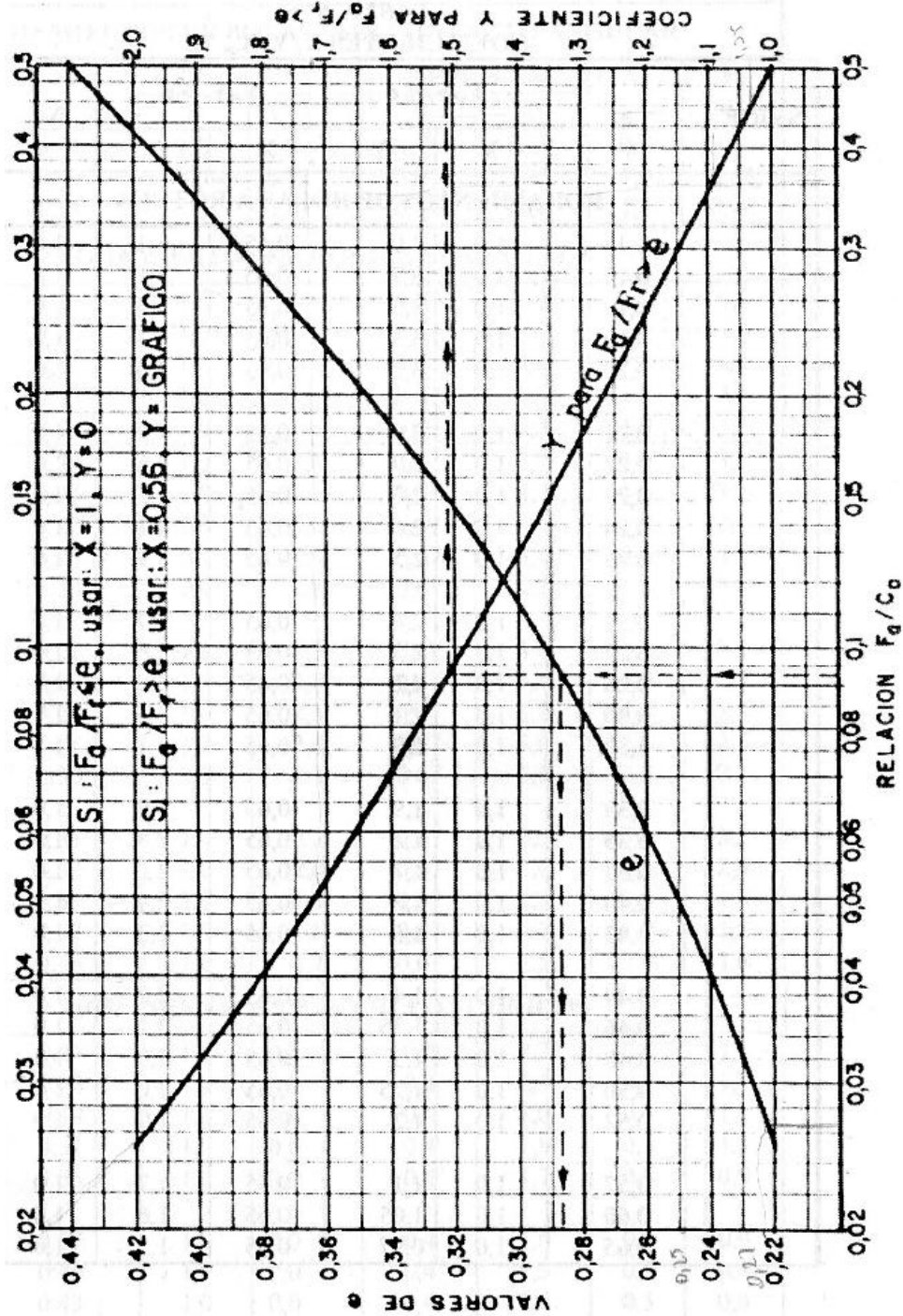
Anexo N°17. Factor de corrección por relación de transmisión  $C_m$ .



Anexo N°18. Factor de velocidad  $K_v$  y fricción  $f$ .



Anexo N°19. Coeficientes X e Y para rodamientos rígidos de bolas.

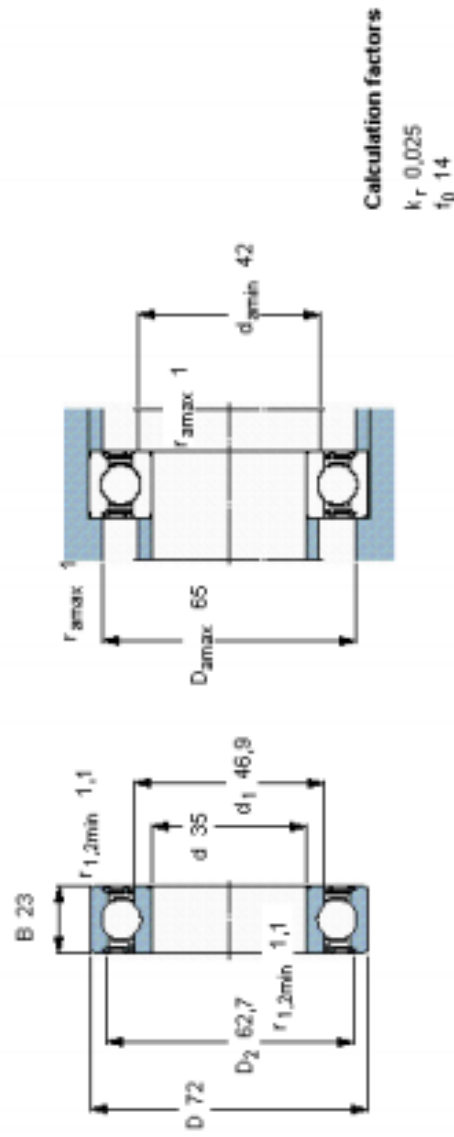


Anexo N°20. Rodamiento rígido de bolas 62207 – 2RS1.



Deep groove ball bearings, single row

Principal dimensions		Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
mm		kN	C0	r/min		* SKF Explorer bearing
35	72	25,5	15,3	6300		62207-2RS1

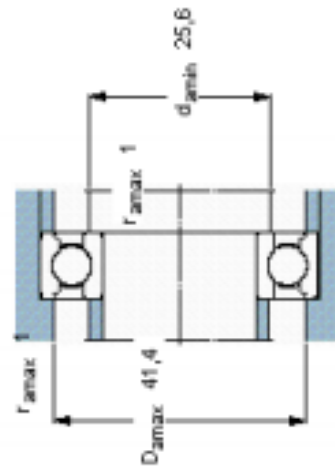
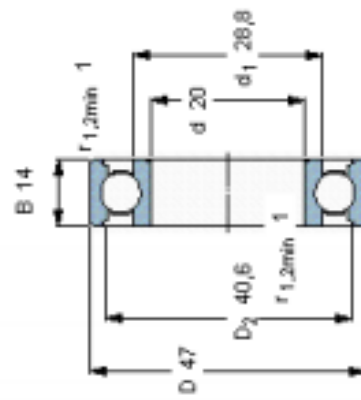


Anexo N°21. Rodamiento rígido de bolas de bolas 6204.



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

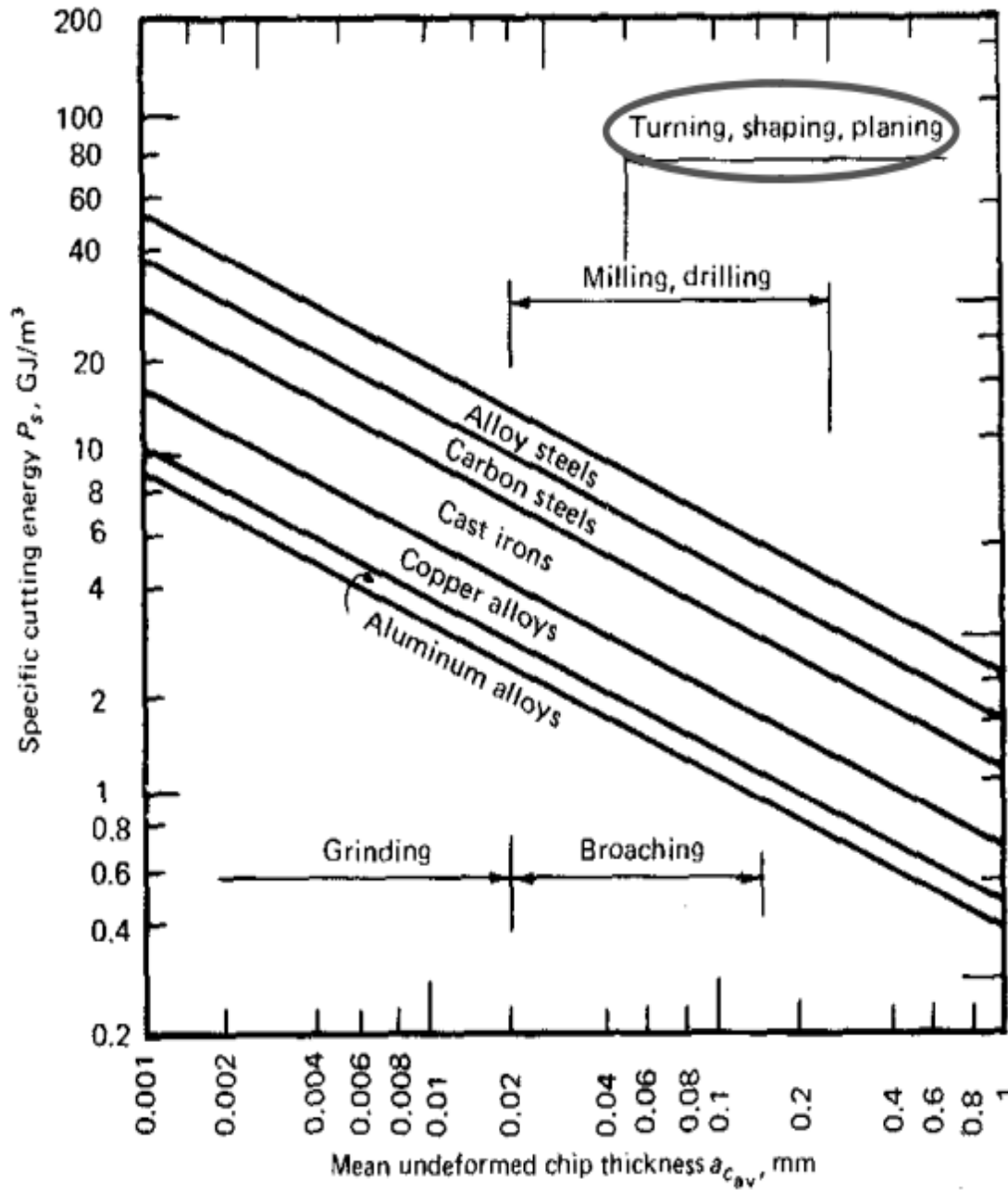
Dimensiones principales		Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C	estática	Límite de velocidad	
mm			kN		rpm	
<b>20</b>	<b>47</b>	<b>14</b>	<b>13,5</b>	<b>6,55</b>	<b>32000</b>	<b>* rodamiento SKF  </b>
				<b>C0</b>		<b>6204 *</b>



Factores de cálculo

$k_r$  0,025  
 $f_0$  13

Anexo N°22. Valores de energía especia de corte. Ps.

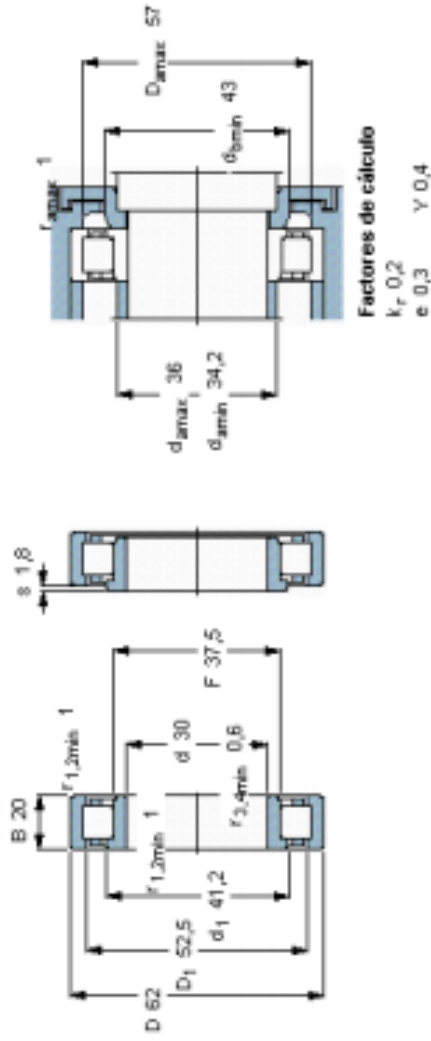


Anexo N°23. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera NJ 2206 ECJ.



Rodamientos de rodillos cilíndricos, de una hilera

Dimensiones principales		Capacidades de carga básica		Designación	Aro angul Designaci
d	D	B	C		
30	62	20	55	49	•
				kN	•
				55	•
				NJ 2206 ECP *	•

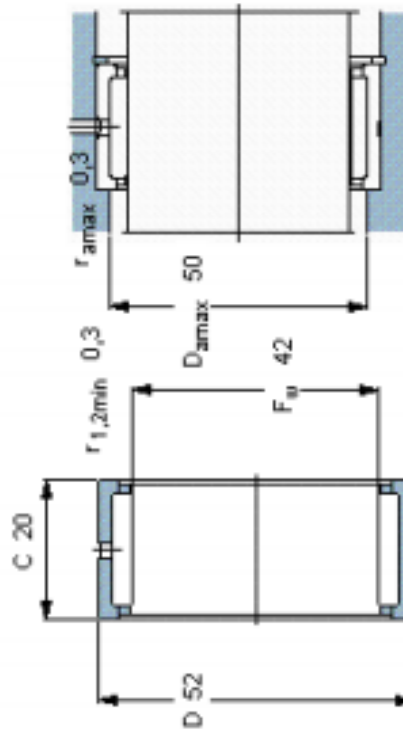


Anexo N°24. Rodamiento de agujas NK42/20.



Rodamientos de agujas, con aros mecanizados, con bridas, sin aro interior

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Desig
Fw	D	C	dinámica	C0	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm	52	20	kN	53	rpm	11000	NK 4
<b>42</b>			27		9500		



**Accesorios adecuados**  
 Obturación G  
 Obturación SD  
 Obturación CR

G 42x52x4  
 SD 42x52x4

## Anexo N°25. Reducción de tiempos muertos en Torno.

### Tiempos de rectificado de rodillos de forma.

<b>Rectificado rodillos de forma (planos, cuadrados y rombos)</b>	
<b>Actividad</b>	<b>Tiempo (min)</b>
Trasladar la grúa pórtico al Torno	1
Desmontaje y traslado de Cilindro	4
Desmontaje de plato para repaso de Cilindro	4
Montaje de plato para rectificado de rodillos	2
Montaje de rodillo	2
Dar corte a rodillo	12
Desmontaje de rodillo	2
Desmontaje de plato para rectificado de rodillos	3
Montaje de platos para repaso de Cilindros	3
Montaje y centrado de Cilindro de laminación	9
<b>Total</b>	<b>42</b>

Fuente: Elaboración propia.

### Tiempos de rectificado de rodillos de forma.

<b>Rectificado rodillos ovalos y redondo liso</b>	
<b>Actividad</b>	<b>Tiempo (min)</b>
Trasladar la grua portico al Torno	1
Desmontaje y traslado de Cilindro	4
Desmontaje de plato para repaso de Cilindro	4
Montaje de plato para rectificado de rodillos	2
Colocar utillaje para rectificado de rodillo	10
Montaje de rodillo	2
Dar corte a rodillo	35
Desmontaje de rodillo	2
Desmontaje de utillaje para rectificado de rodillo	10
Montaje de platos para repaso de Cilindros	3
Montaje y centrado de Cilindro de laminación	9
<b>Total</b>	<b>82</b>

Fuente: Elaboración propia.

**Rectificado de rodillos para guías de laminación durante el periodo de Marzo a Agosto del 2014.**

MES	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Total rodillos rectificados	Tiempo de rectificado por rodillo (min)	Horas de rectificado
	'14	'14	'14	'14	'14	'14			
Cant. De rodillos	72	70	64	70	74	92			
Rodillos planos	26	22	24	20	28	22	142	42.00	99.40
Rodillos ovalos	24	22	26	16	30	30	148	82.00	202.30
Rodillos Rdo. Liso.	14	16	12	24	12	14	92	82.00	125.70
Rodillos cuadrado	4	6	0	4	2	16	32	42.00	22.40
Rodillos rombos	4	4	2	6	2	10	28	42.00	19.60

Fuente: Elaboración propia.

De las tablas anteriores, tenemos los tiempos de rectificado de los rodillos de guías de laminación realizados en los tornos del Taller de Cilindros, así como el total de rodillos rectificados para un periodo de 06 meses (Marzo a Agosto).

Para la elaboración de estas tablas, se tomaron en cuenta los programas diarios de trabajo del Taller de Cilindros, y las Órdenes de Trabajo programadas obtenida del ERP SAP – PM.

**Tiempos muertos por cambio de accesorios para el rectificadado de rodillos para guías de laminación durante el periodo de Marzo a Agosto del 2014.**

Mes	N° rodillos rectificados	N° Cambios durante el mes	Tiempos de cambio (Hrs)	Tiempo total de cambio (Hrs)
Marzo	72	18	0.64	11.52
Abril	70	16	0.64	10.24
Mayo	64	10	0.64	6.40
Junio	70	16	0.64	10.24
Julio	74	18	0.64	11.52
Agosto	92	24	0.64	15.36

<b>Tiempo muerto por cambio de accesorios para rectificadado de rodillos (Hrs.)</b>	65.28
---	-------

Fuente: Elaboración propia.

De la tabla anterior, tenemos el número de rodillos rectificados durante el periodo de 06 meses, y el número de cambios de accesorios que se realizaron para cada mes, estos datos fueron tomados del programa diario del Taller de Cilindros.

El del tiempo de cambio, es el tiempo que se requiere para poder realizar el rectificadado de los rodillos; se toman las actividades de rectificadado de los rodillos de forma y óvalos y redondo liso, sin tener en cuenta el tiempo de rectificadado de rodillos, los valores resultantes son promediados para tener un valor referencia para la elaboración de la tabla.

Para conocer el porcentaje de reducción de los tiempos muertos por cambios de accesorios en el torno, tomaremos el mes de agosto, como si en este se hubiera aplicado la implementación de la maquina rectificadora de rodillos de guías de laminación.

Distribución de trabajos para Torno, durante el mes de Agosto del 2014.

Actividad	Horas	Porcentaje
Repaso de Cilindros	540.00	75.00%
<b>Rectificado de rodillos para guías</b>	<b>94.00</b>	<b>13.06%</b>
Repaso de rodillos para Enderezado	13.50	1.88%
Trabajos para mantenimiento	5.00	0.69%
Refrigerio	67.50	9.38%
<b>Horas de trabajo del Torno durante el mes</b>	<b>720.00</b>	<b>100%</b>

Fuente: Elaboración propia.

De la actividad rectificado de rodillos de guías del mes de agosto, tenemos:

	Torno		Rectificadora	
	Rodillos rectificadas Agosto '14	Tiempo de rectificado por rodillo (min)	Rodillos rectificadas Agosto '14	Tiempo de rectificado por rodillo (min)
Rodillos planos	22	42.00	22	42.00
Rodillos ovales	30	82.00	0	82.00
Rodillos Rdo. Liso.	14	82.00	0	82.00
Rodillos cuadrado	16	42.00	16	42.00
Rodillos rombos	10	42.00	10	42.00
	<b>92</b>		<b>48</b>	<b>34.00</b>

De la tabla anterior, tenemos que con la maquina rectificadora, el número de rodillos rectificadores durante el mes se reducirá de 92 a 48 rodillos, de igual manera tenemos que el número de cambios durante el mes se reduciría de 24 cambios a 12, obteniendo la siguiente tabla:

Mes	Torno				Rectificadora			
	N° rodillos rectificadores	N° cambios durante el mes	Tiempos de cambio (Hrs)	Tiempo total de cambio (Hrs)	N° rodillos rectificadores	N° cambios durante el mes	Tiempos de cambio (Hrs)	Tiempo total de cambio (Hrs)
Agosto	92	24	0.64	15.36	48	12	0.50	6.00
<b>Reducción de tiempo muerto por cambio de accesorios para rectificado de rodillos</b>				61%				

Fuente: Elaboración propia.

De donde obtenemos que la reducción de tiempos muertos por cambios de accesorios para el rectificado de rodillos será de 61%.

### Anexo N°26. Incremento de la disponibilidad del Taller de Cilindros.

Para conocer el incremento de la disponibilidad de las maquinas herramientas del Taller de Cilindros, tomaremos en cuenta las actividades de mes de Agosto del 2014.

#### Distribución de trabajos para Torno, durante el mes de Agosto del 2014.

Actividad	Horas	Porcentaje
Repaso de Cilindros	540.00	75.00%
<b>Rectificado de rodillos para guías</b>	94.00	13.06%
Repaso de rodillos para Enderezado	13.50	1.88%
Trabajos para mantenimiento	50.00	0.69%
Refrigerio	67.50	9.38%
<b>Horas de trabajo del Torno durante el mes</b>	720.00	100%

Fuente: Elaboración propia.

Al implementar la maquina rectificadora, las horas de rectificado de rodillos para guías se reducirá, incrementando así la disponibilidad de las maquinas herramientas del Taller. La siguiente tabla detalla la reducción de horas para el mes de Agosto del presente año:

Reducción de horas de rectificado de rodillos para el mes de Agosto 2014

	Torno		Rectificadora			
	Rodillos rectificadas Agosto '14	Tiempo de rectificado por rodillo (min)	Horas de rectificado	Rodillos rectificadas Agosto '14	Tiempo de rectificado por rodillo (min)	Horas de rectificado
Rodillos planos	22	42.00	15.00	22	42.00	15.00
Rodillos ovalos	30	82.00	41.00	0	82.00	0.00
Rodillos Rdo. Liso.	14	82.00	19.00	0	82.00	0.00
Rodillos cuadrado	16	42.00	11.00	16	42.00	11.00
Rodillos rombos	10	42.00	7.00	10	42.00	7.00
	<b>92</b>		<b>94.00</b>	<b>48</b>		<b>34.00</b>

Fuente: Elaboración propia.

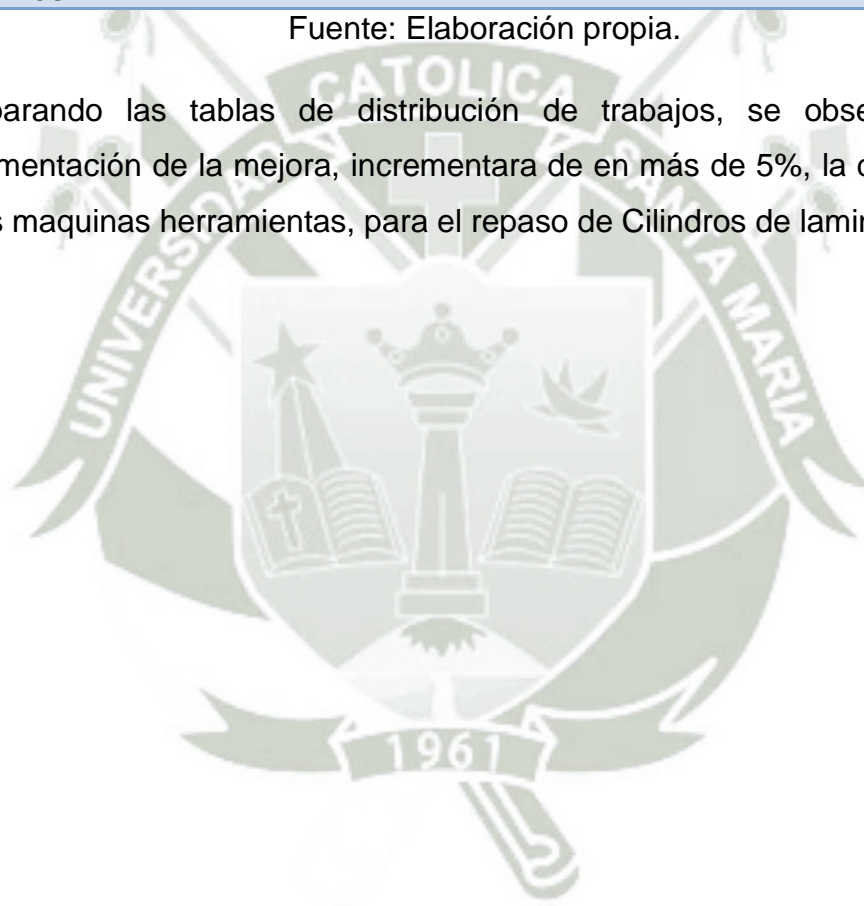
De la tabla, obtenemos que las horas de rectificado se reducen de 94 a 34 horas, para dicho mes, por lo que la disponibilidad de las maquinas herramientas, será de la siguiente manera:

**Distribución de trabajos para Torno, implementada la mejora, durante el mes de Agosto del 2014.**

Actividad	Horas	Porcentaje
Repaso de Cilindros	600.00	83.33%
<b>Rectificado de rodillos para guías</b>	34.00	4.72%
Repaso de rodillos para Enderezado	13.50	1.88%
Trabajos para mantenimiento	5.00	0.69%
Refrigerio	67.50	9.38%
<b>Horas de trabajo del Torno durante el mes</b>	<b>720.00</b>	<b>100%</b>

Fuente: Elaboración propia.

Comparando las tablas de distribución de trabajos, se observa que, la implementación de la mejora, incrementara de en más de 5%, la disponibilidad de las maquinas herramientas, para el repaso de Cilindros de laminación.



**Anexo N°27. Tabla de medidas para Rectificadora de rodillos de guías de laminación.**

**TABLA DE MEDIDAS PARA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUIAS**

<b>OVALOS</b>				
<b>PLANO N° PR-U-1012-139-A</b>				
<b>Medida</b>	Radio de canal (mm)	Profundidad de canal (mm)	Diámetro portacuchilla (mm)	Longitud cuchilla (mm)
<b>20 x 2.0</b>	26.00	2.00	50.00	2.00
<b>22 x 2.0</b>	31.25	2.00	50.00	6.25
<b>30 x 4.0</b>	30.13	4.00	50.00	5.10
<b>36 x 4.0</b>	42.50	4.00	70.00	7.50
<b>44 x 6.5</b>	38.07	6.50	70.00	3.10
<b>44 x 8.0</b>	34.25	8.00	70.00	5.00
<b>55 x 6.5</b>	61.42	6.50	120.00	1.40
<b>60 x 10.5</b>	48.11	10.50	90.00	3.10

<b>REDONDOS</b>				
<b>PLANO N° PR-U-1012-139-B</b>				
<b>Medida</b>	Radio de canal (mm)	Profundidad de canal (mm)	Diámetro portacuchilla (mm)	Longitud cuchilla (mm)
<b>Ø56</b>	28.00	26.00	50.00	1.00
<b>Ø58</b>	29.00	27.00	50.00	2.00
<b>Ø60</b>	30.00	28.00	50.00	3.00

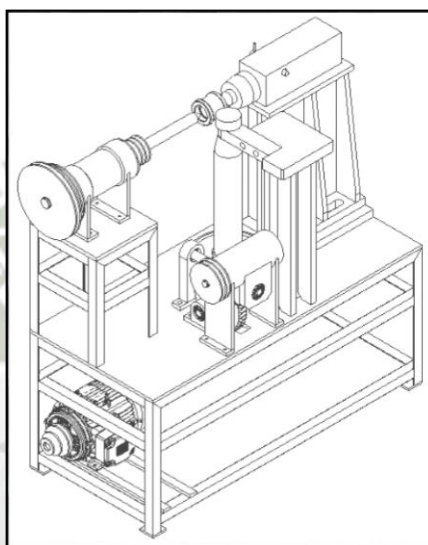
**Observaciones:**

1. Medida de rodillos de forma óvalos, según plano N° PR-U-1012-139-A.
2. Medida de rodillos de forma redondos, según plano N° PR-U-1012-139-B.
3. Diámetro de portacuchilla, según plano N° PR-U-1112-015

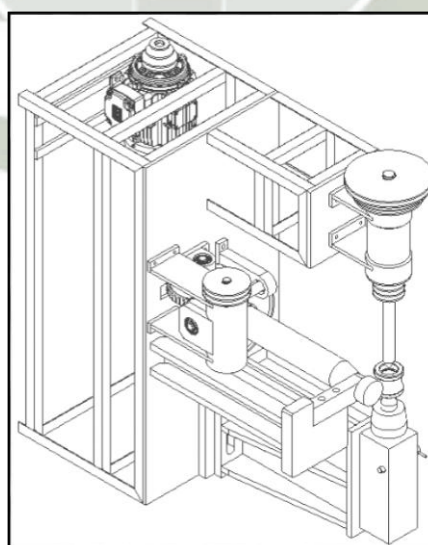
### Anexo N°28. Alternativa y selección de diseño.

Las alternativas de selección para el diseño de la maquina rectificadora de rodillos de guías, son las siguientes:

- Posición horizontal
- Posición vertical



*Fig. N°62. Bosquejo de maquina rectificadora. Posición horizontal.*



*Fig. N°63. Bosquejo de maquina rectificadora. Posición Vertical.*



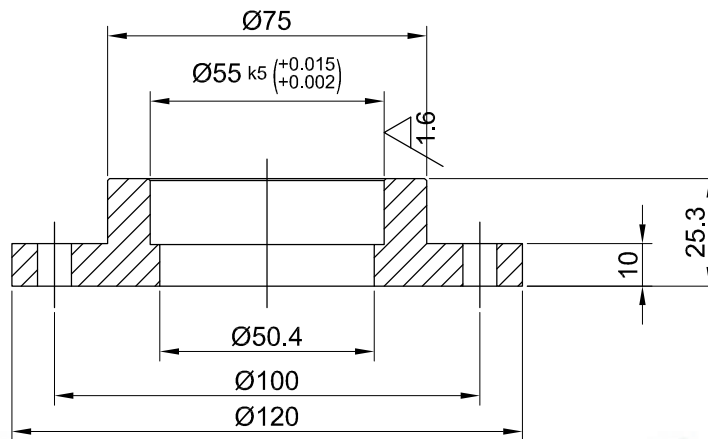
4	Fabricación	8	3	24	3	24	4	32
5	Montaje	8	4	32	4	32	4	32
6	Mantenimiento	9	3	27	2	18	4	36
7	Transportabilidad	4	3	12	2	8	4	16
8	Seguridad	10	4	40	2	20	4	40
9	Estabilidad	7	4	28	2	14	4	28
10	Facilidad de manejo (manipulación)	7	3	21	2	14	4	28
11	Operación	10	4	40	2	20	4	40
12	Calidad de trabajo	10	4	40	2	20	4	40
13	Cambio de herramientas de corte	8	4	32	1	8	4	32
14	Estandarización	7	3	21	1	7	4	28
<b>Puntaje máximo <math>\sum gp</math></b>				389	259		456	
<b>Valor Técnico Xi</b>				0.85	0.25		1.00	
<b>Valor Técnico xi:</b>		$x_i = \frac{g_1 \times p_1 + g_2 \times p_2 + \dots + g_n \times p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \times p_{max}} \leq 1.0$						

Los resultados de la evaluación realizada, nos indica que la opción que se aproxima a la solución ideal es la solución 1 - Posición horizontal, con un 85% versus un 25% de la solución 2 - Posición vertical.

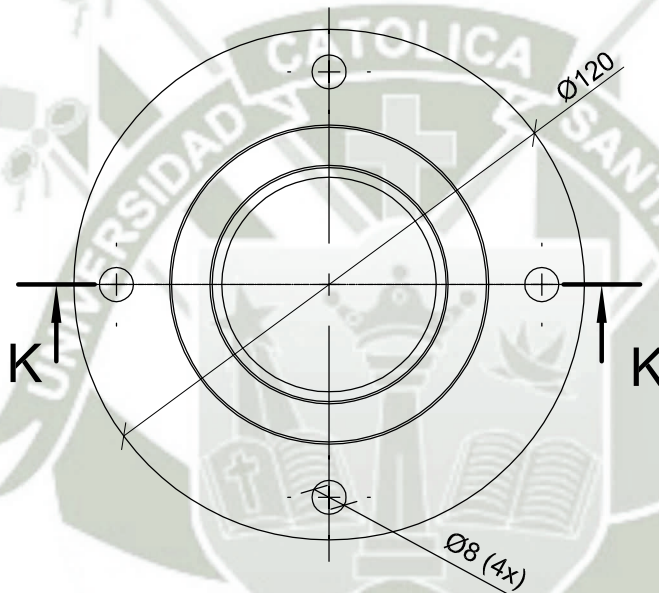
Por lo tanto, el diseño de la maquina rectificadora de rodillos de guías, se basara en la posición horizontal.

## PLANOS.





K-K



POS. " 06 "

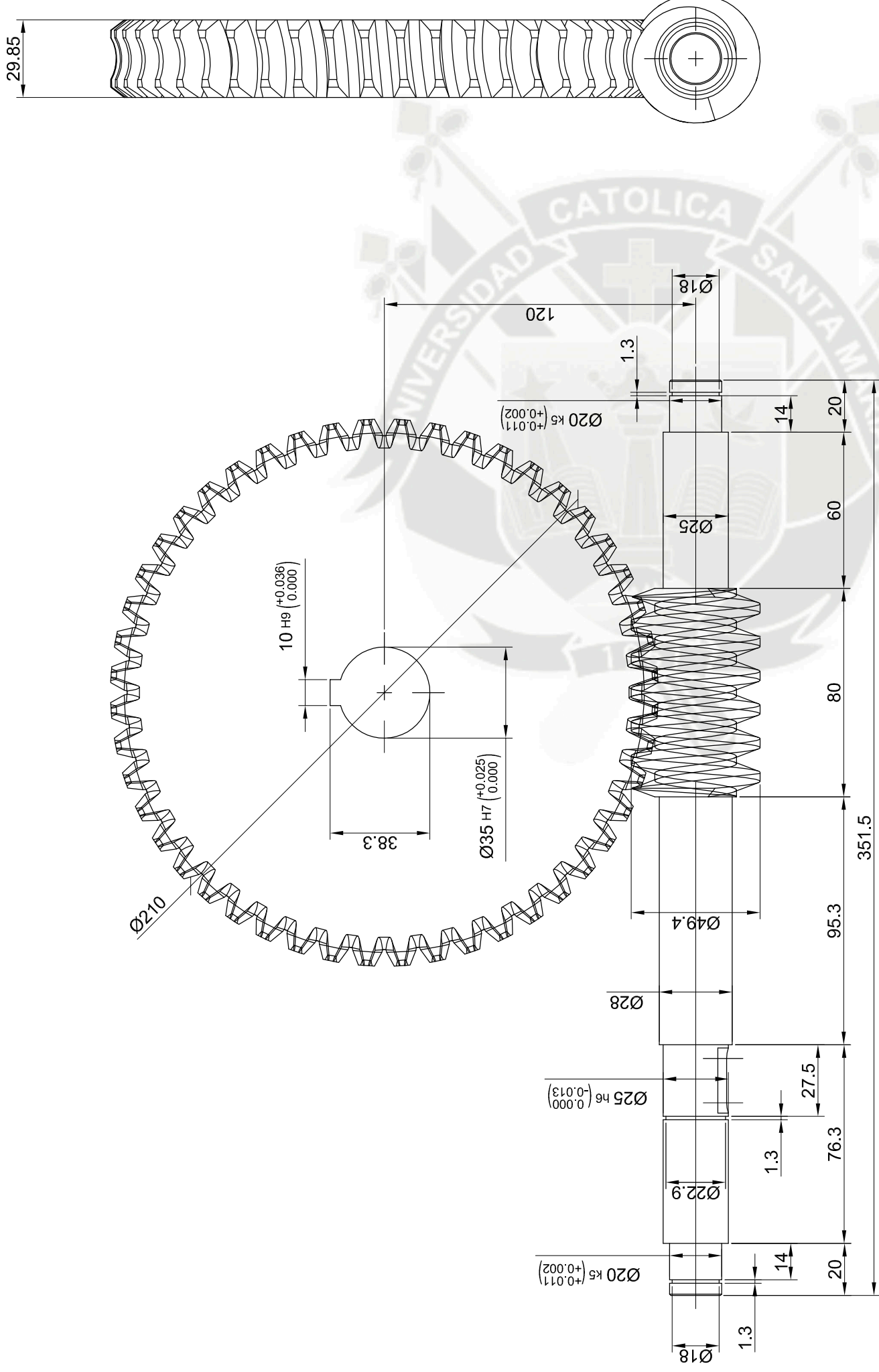
MATERIAL.: SAE 1020

$\sqrt{6}$  / ( $\sqrt{3.2}$  /  $\sqrt{1.6}$ )

Rugosidad superficial
$\sqrt{12}$ / ( $\sqrt{12}$ / $\sqrt{6}$ / $\sqrt{3}$ / $\sqrt{1.6}$ / $\sqrt{0.8}$ )
Aristas no acotadas / Chamfer 1 x 45°
Tolerancias generales para tratamiento DIN 7168 Grado de precisión : Medio,S
T. generales para estructuras soldadas DIN 8570 Grado de precisión : B,F

 Dirección: Calle Jacinto Ibañez #111, Pque. Industrial Teléfono: (51) (54) 23-2430 / Fax (51) (54) 21-9796 Home Page: <a href="http://www.acerosarequipa.com">http://www.acerosarequipa.com</a>	Este diseño y la información mostrada e incluida en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, revelado, prestado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A.	Aprobado: Ing. A. Díaz Fecha:
		Revisado: Ing. J. García Fecha: Revisado: Fecha: Dibujado: Tco. P. Vilca Fecha elaboración: 19.07.2012
CAASA Título/Descripción <b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIACIÓN</b>	Proyecto: CADMANAGER_PROYECTO	Vistas Escala 1/1
CAASA Sub-título/Descripción <b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN – SOPORTE DE EJE DE FIJACIÓN</b>		Formato A4 Hoja 12 De 17
CAASA Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC <b>PR-U-1211-012</b>	Equipo N°	Revisión 00
Publicación autorizada con fines académicos e investigativos En su investigación no olvide referenciar esta tesis	N° Orden: 0012111 Código BAAN:	Reemplaza Dimensiones en mm





**POS. " 05 "**

MATERIAL.: EJE SAE 4140  
RUEDA DENTADA SAE 64

6/ (3.2/ 1.6/ )

**DATOS PARA MECANIZADO**

**TORNILLO SIN FIN:**

- Dw = 45.96mm
- Dr = 36.6mm
- Dow = 54.04mm
- F = 29.85mm
- Lw min = 54.9mm
- Px = 12.7mm (1/2 ")
- λ = 9.98°
- Øn = 20°

**RUEDA DENTADA:**

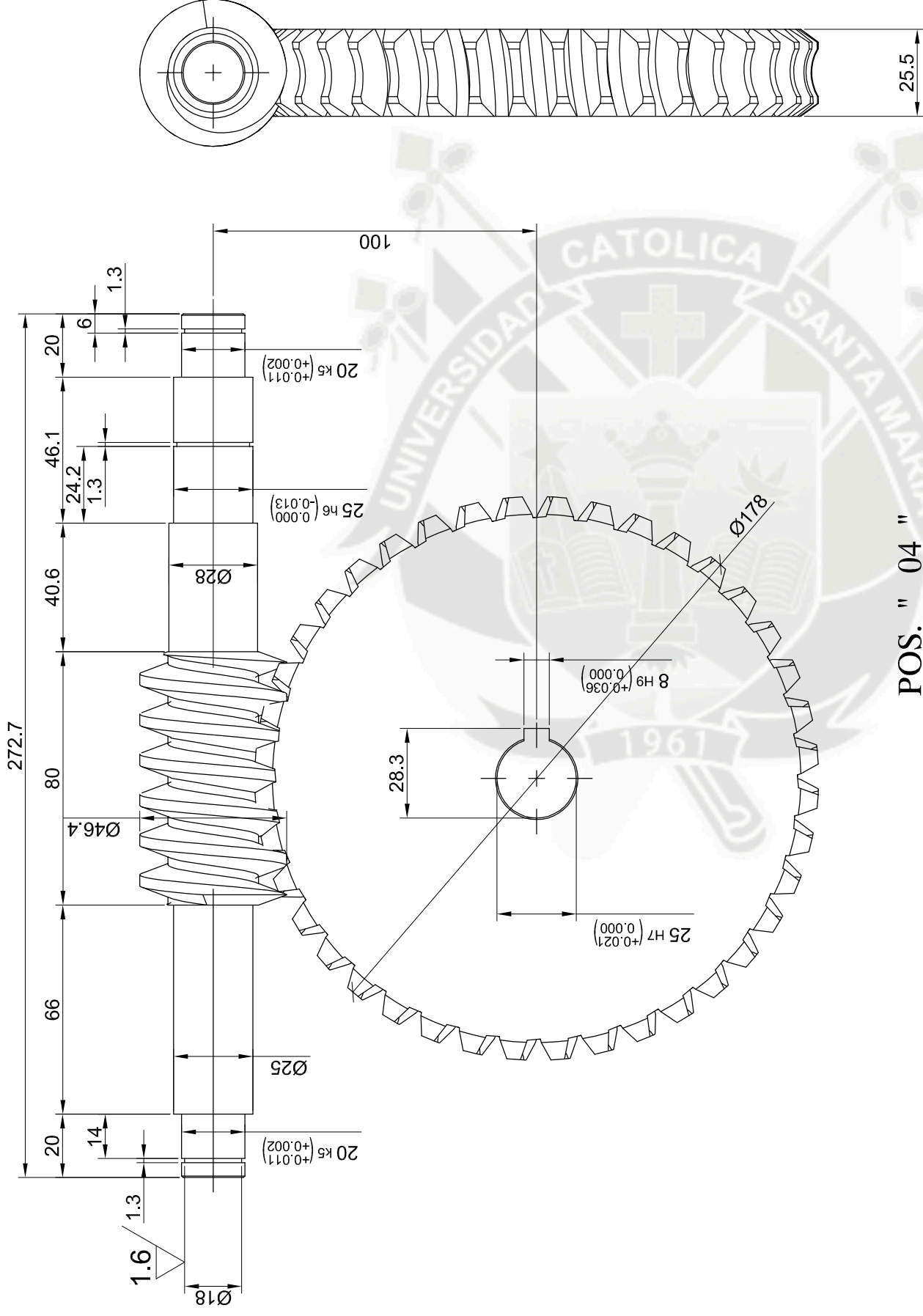
- Dg = 194.04mm
- Dt = 202.12mm
- Dog = 210.60mm
- a = 4.04mm
- bg = 4.68mm
- re = 2.99mm

Rugosidad superficial	12/ (1.2/ 6/ 3/ 1.6/ 0.8/ )
Aristas no acotadas / Chamfer	1 x 45°
Tolerancias generales para tratamiento	DIN 7168
Grado de precisión : Medio,S	
T. generales para estructuras soldadas	DIN 8570
Grado de precisión : B,F	

 Dirección: Calle Jacinto Ibañez #111, Pque. Industrial Teléfono: (51) (54) 23-2430 / Fax: (51) (54) 21-9796 Home Page: <a href="http://www.acerosarequipa.com">http://www.acerosarequipa.com</a>	Este diseño y la información mostrada e incluida en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, revelado, prestado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A.	Aprobado: J. SALAS Fecha: Revisado: A. DIAZ Fecha: Revisado: J. GARCIA Fecha: Dibujado: J. GARCIA Fecha elaboración:	Vistas Escala 1/1 Formato A3 Hoja 10 De 17 Reemplaza ..... Dimensiones en MM
	Proyecto: CADMANAGER_PROYECTO Sistema de Transmisión – EJE 3RA REDUCCION Equipo N° Revisión 00	CAASA Título/Descripción <b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIACION</b> CAASA Sub-título/Descripción <b>SISTEMA DE TRANSMISION – EJE 3RA REDUCCION</b> CAASA Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC <b>PR-U-1211-010</b> Ubicación/Ruta Cliente:	N° Orden: Código BMM:

Revisión:  
Observ:

Fecha:



**DATOS PARA MECANIZADO**

**TORNILLO SIN FIN:**

- Dw = 38.30mm
- Dr = 28.94mm
- Dow = 46.38mm
- F = 25.50mm
- Lw min = 45.72mm
- Px = 12.70mm (1/2 ")
- λ = 11.92°
- Øh = 20°

**RUEDA DENTADA:**

- Dg = 161.70mm
- Dt = 169.78mm
- Dog = 179.30mm
- a = 4.04mm
- bg = 4.68mm
- re = 2.75mm

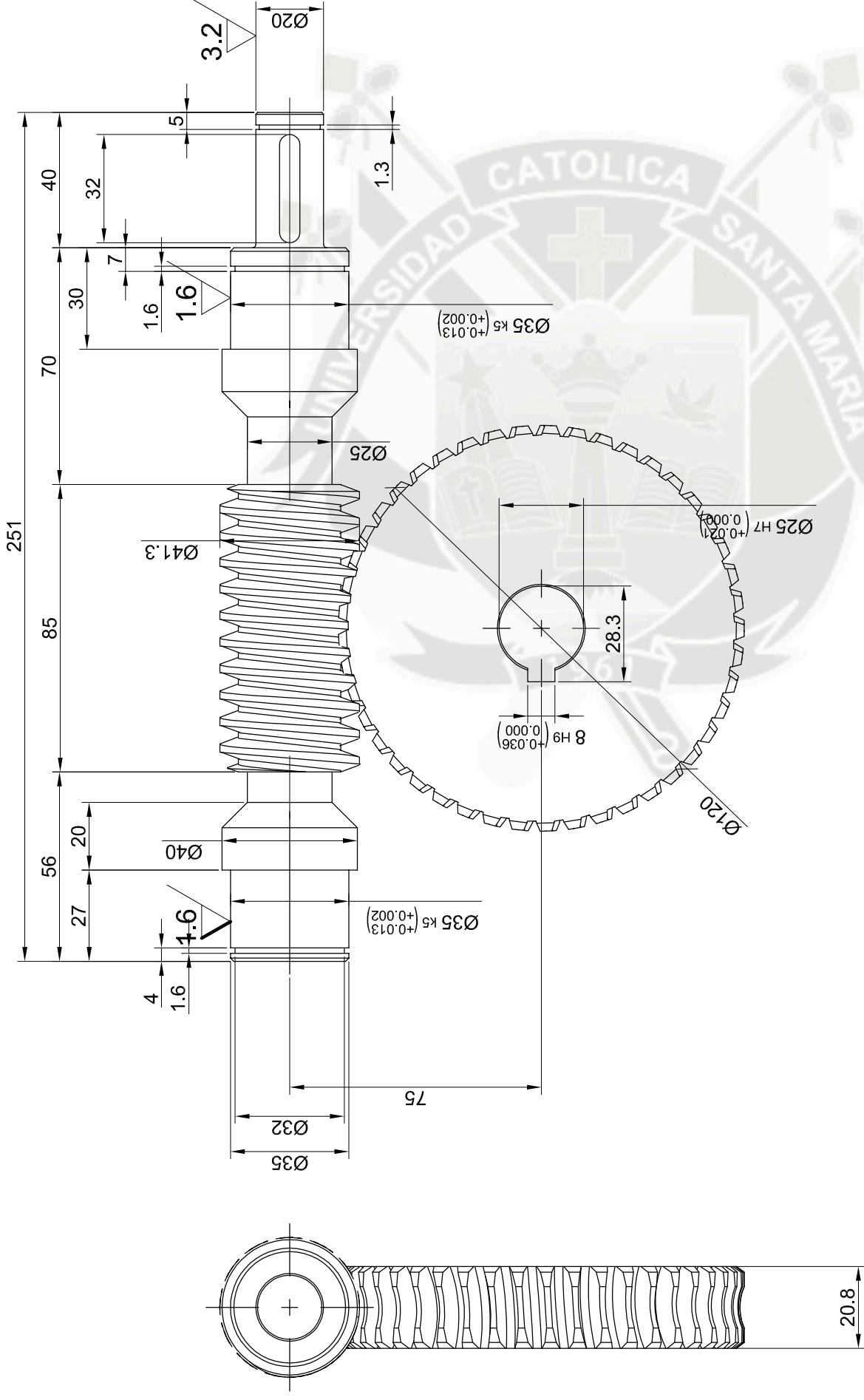
**POS. " 04 "**

MATERIAL: EJE SAE 4140  
RUEDA DENTADA SAE 64

6 (3.2 / 1.6)

Rugosidad superficial	12 / (1.6 / 3.2 / 6.3 / 12.5 / 25 / 50 / 100 / 200 / 400 / 800 / 1600 / 3200)
Aristas no acotadas / Chamfer	1 x 45°
Tolerancias generales para tratamiento	DIN 7168
Grado de precisión	: Medio, S
T. generales para estructuras soldadas	DIN 8570
Grado de precisión	: BF

<p>ACEROS AREQUIPA Dirección: Calle Jacinto Ibañez #111, Pque. Industrial Teléfono: (51) (54) 23-2430 / Fax: (51) (54) 21-9796 Home Page: <a href="http://www.acerosarequipa.com">http://www.acerosarequipa.com</a></p>	Este diseño y la información mostrada e incluida en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, revelado, prestado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A.	Aprobado: J. SALAS Fecha: Revisado: A. DIAZ Fecha: Revisado: J. GARCIA Fecha: Dibujado: J. GARCIA Fecha elaboración:	Vistas Escala 1/1 Formato A3 Hoja 09 De 17 Reemplaza ..... Dimensiones en MM
	Proyecto: CADMANAGER_PROYECTO SISTEMA DE TRANSMISIÓN – EJE 2DA REDUCCION Equipo N° Revisión 00	C.A.A.S.A Título/Descripción <b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIACIÓN</b> C.A.A.S.A Sub-título/Descripción SISTEMA DE TRANSMISIÓN – EJE 2DA REDUCCION C.A.A.S.A Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC <b>PR-U-12111-009</b> Ubicación/Ruta Cliente:	N° Orden: Código BMM:



**DATOS PARA MECANIZADO**

**TORNILLO SIN FIN:**

- Dw = 36.30mm
- Dr = 30.46mm
- Dow = 41.36mm
- F = 20.81mm
- Lw min = 42.87mm
- Px = 7.9379mm (5/16 ")
- λ = 3.982°
- Øn = 20°

**RUEDA DENTADA:**

- Dg = 113.70mm
- Dt = 118.76mm
- Dog = 123.57mm
- a = 2.53mm
- bg = 2.92mm
- re = 2.08mm

**POS. " 03 "**

MATERIAL.: EJE SAE 4140  
RUEDA DENTADA SAE 64

6 (3.2 / 1.6)

 Dirección: Calle Jacinto Ibañez #111, Pque. Industrial Teléfono: (51) (54) 23-2430 / Fax: (51) (54) 21-9796 Home Page: <a href="http://www.acerosarequipa.com">http://www.acerosarequipa.com</a>	Este diseño y la información mostrada e incluida en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, reelutado, prestado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A.	Aprobado: J. SALAS Fecha: Revisado: A. DIAZ Fecha: Revisado: J. GARCIA Fecha: Dibuja: J. GARCIA Fecha elaboración:	Vistas Escala 1/1 Formato A3 Hoja 08 De 17 Reemplaza ..... Dimensiones en MM
	Proyecto: CADMANAGER_PROYECTO Equipo N° Revisión 00	CAASA Título/Descripción <b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIACIÓN</b> CAASA Sub-título/Descripción <b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN – EJE 1RA REDUCCION</b> CAASA Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC <b>PR-U-12111-008</b>	Ubicación/Ruta Cliente:

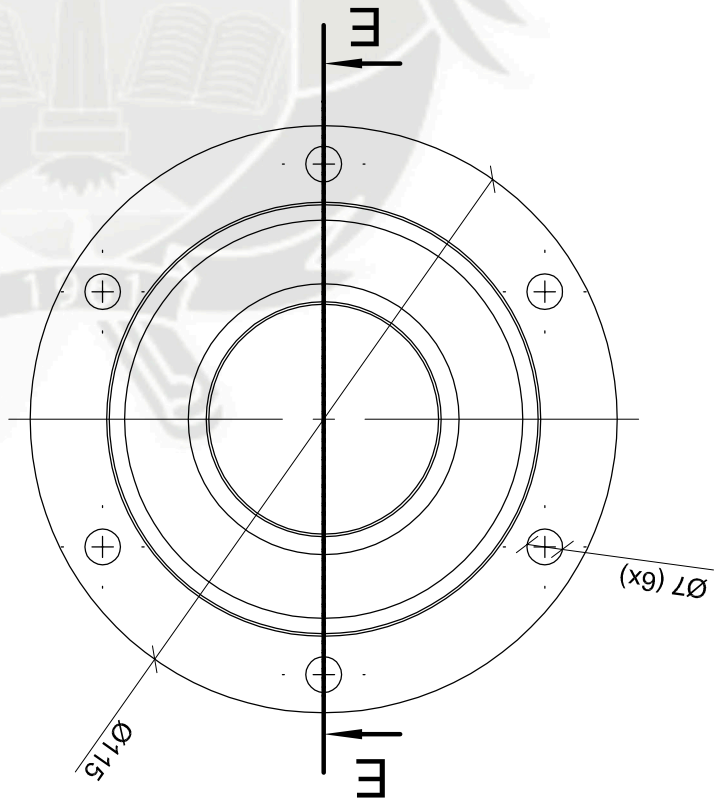
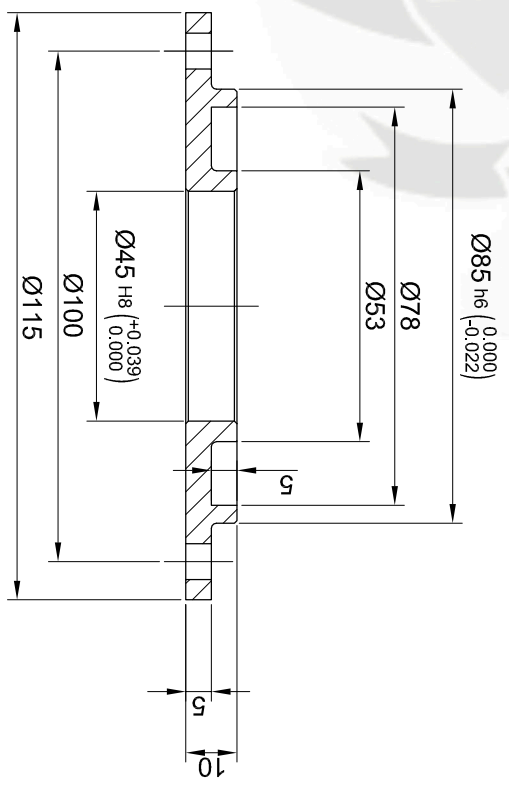




CASA Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC <b>PR-U-1211-005</b>		Ubicación/Ruta	
CASA Sub-título/Descripción <b>EJE PRINCIPAL - TAPAS</b>		Código BAAH: .....	
CASA Título/Descripción <b>MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIANCIÓN</b>		N° Orden: 00	
Equipo N°		Revisión 00	
Formato A4		Reemplazo	
Escala 1/1		Hoja 05 De 17	
Vistas		Dimensiones en mm	
Aprobador: Ing. A. Diaz Revisado: Ing. J. Garcia Fecha: muestra e incluida en este plano es de propiedad de C.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, revelado, prestado o publicado sin autorización específica por C.A.S.A. Dibujaor: Tco. P. Vica Fecha eldiboración: 19.07.2012		Cliente: Dirección: Calle Jacinto Ibañez #1111, Pque. Industrial Teléfono: (54) 23-2430 / Fax (51) (54) 21-9796 Home Page: <a href="http://www.acerosrequipa.com">http://www.acerosrequipa.com</a> <b>ACEROS AREQUIPA</b>	

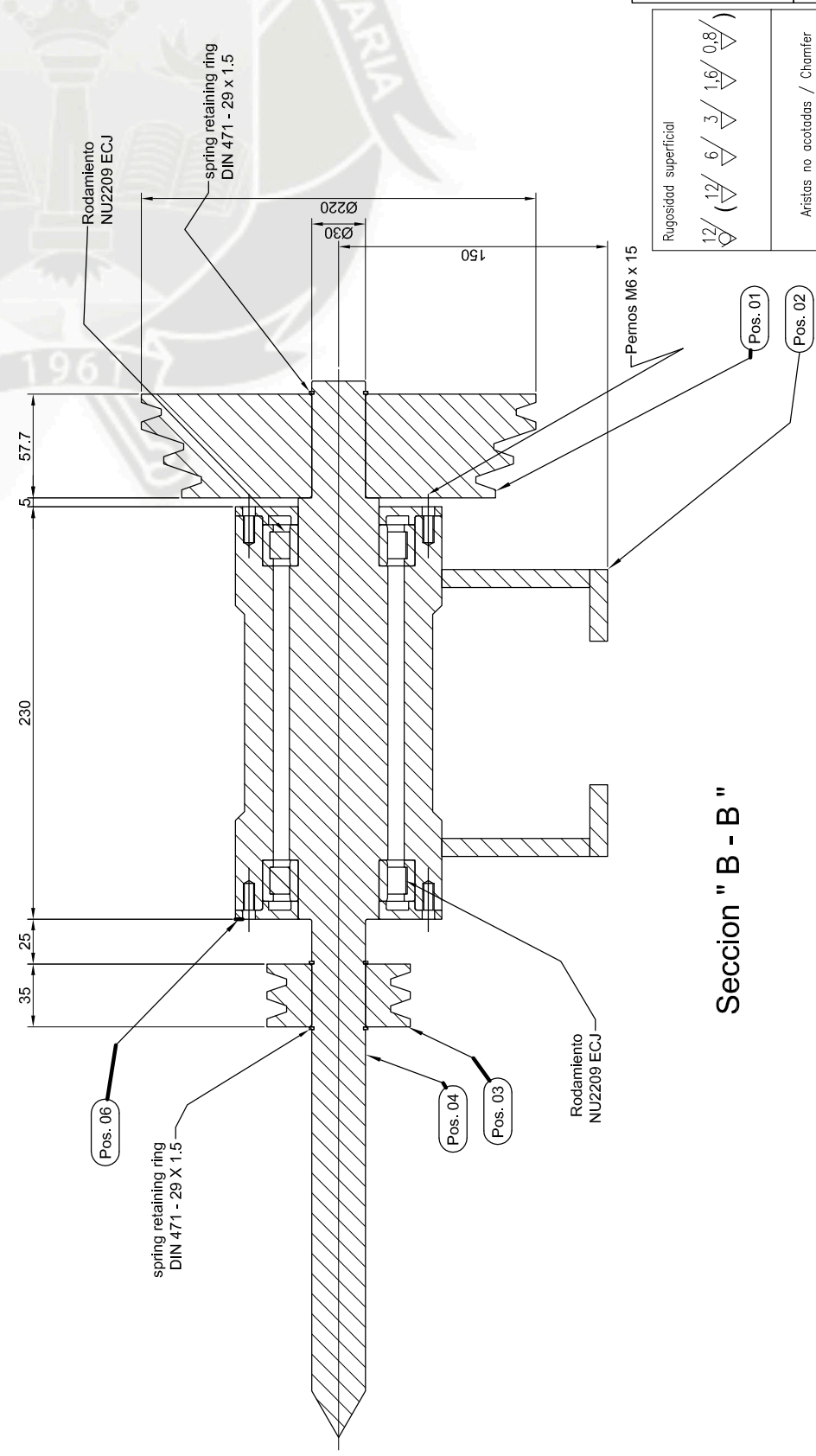
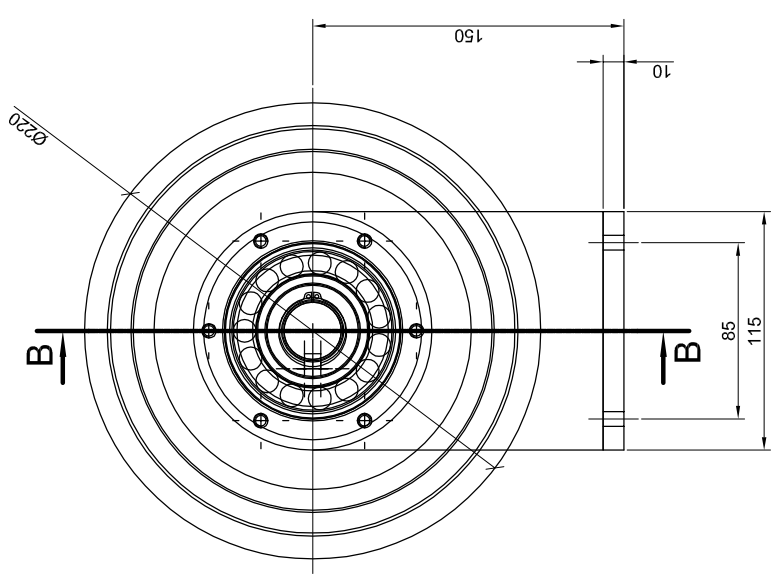
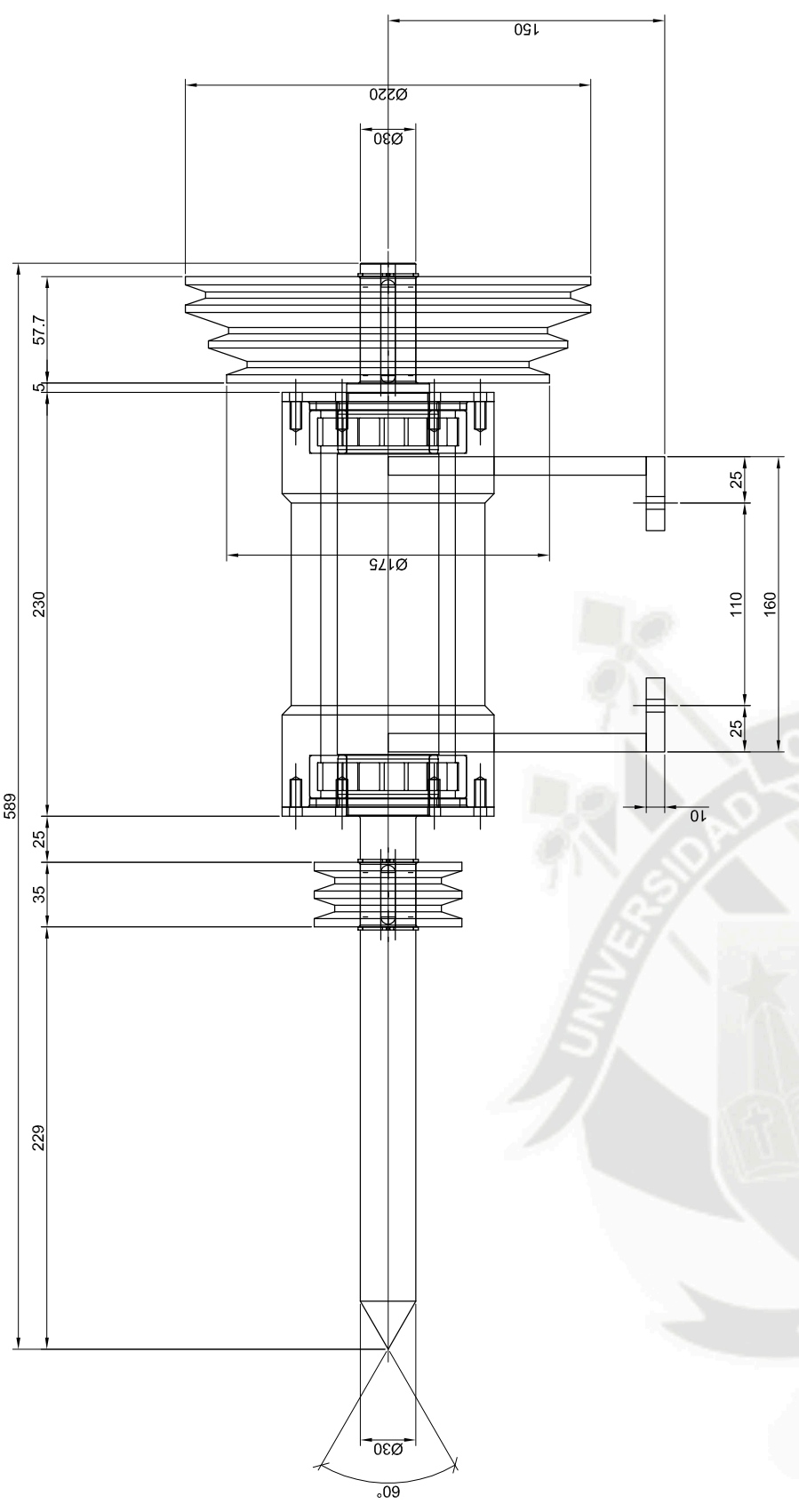
Rugosidad superficial	$\Delta_{12}$ / $\Delta_{12}$ (12) / $\Delta_6$ / $\Delta_3$ / $\Delta_{1.6}$ / $\Delta_{0.8}$
Artistas no acodados / Chamfer	1 x 45°
Tolerancias generales para tratamiento	DIN 7168 Grado de precisión : Medio,S
Tolerancias generales para estructuras soldadas	DIN 8570 Grado de precisión : B,F

**POS. " 04 "**  
**MATERIAL: SAE 1020**  
**Quantidad. 02 piezas.**

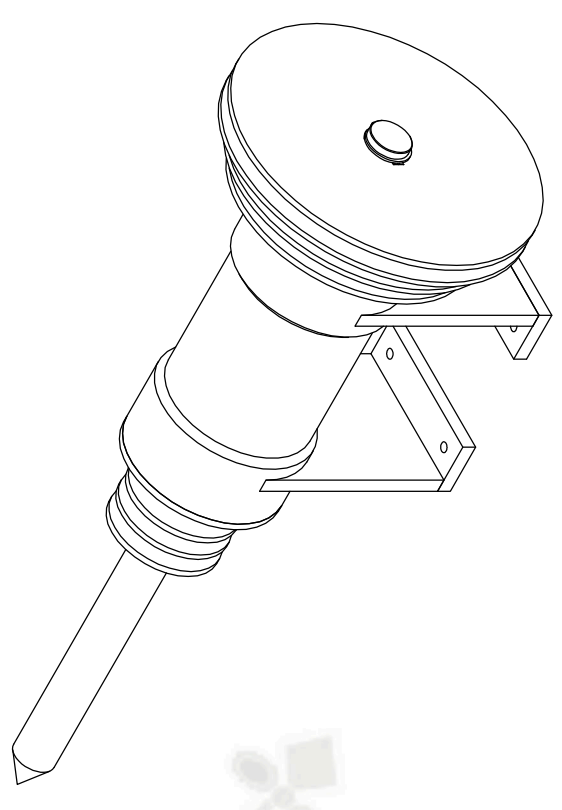




Revisión: Observ.: Fecha:



Seccion " B - B "



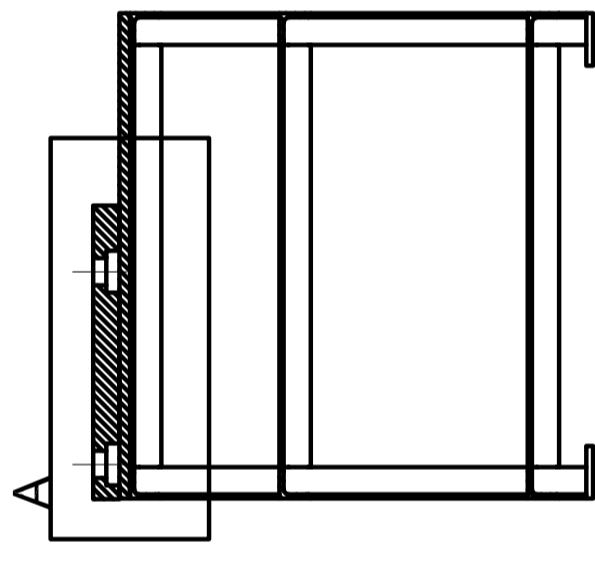
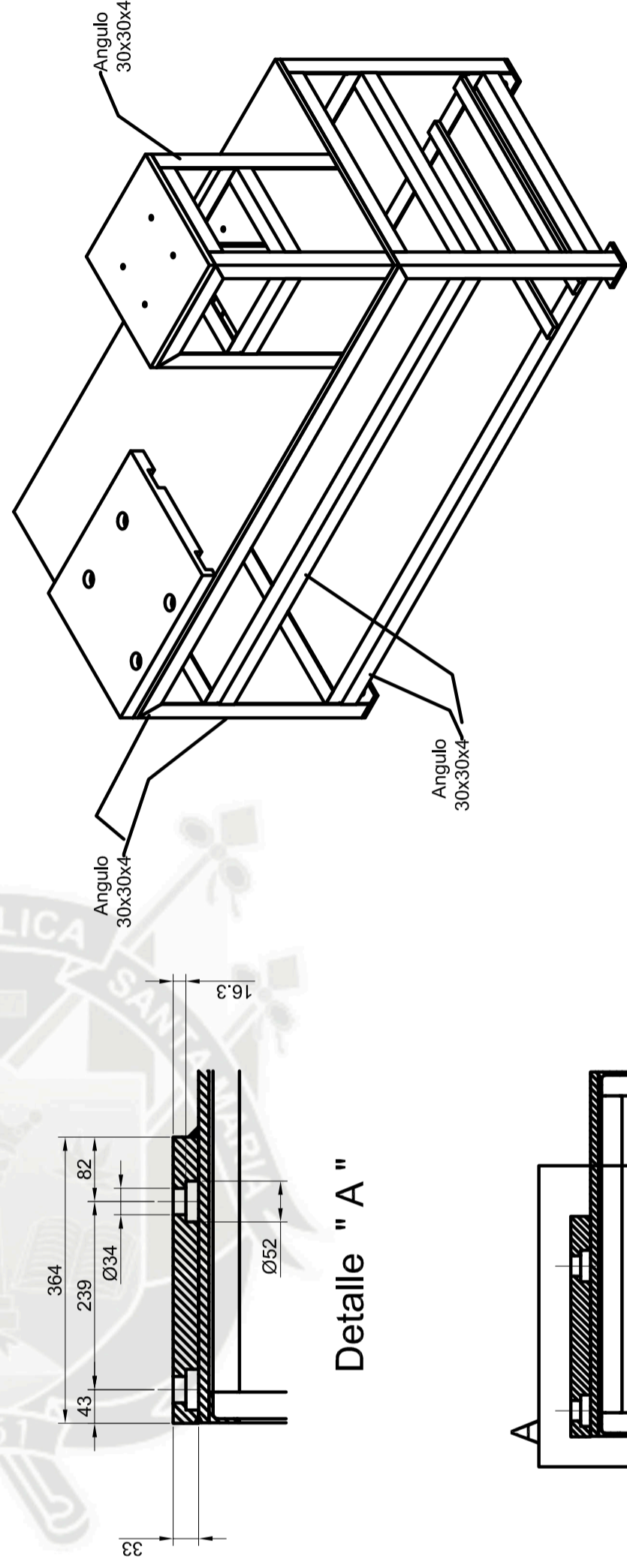
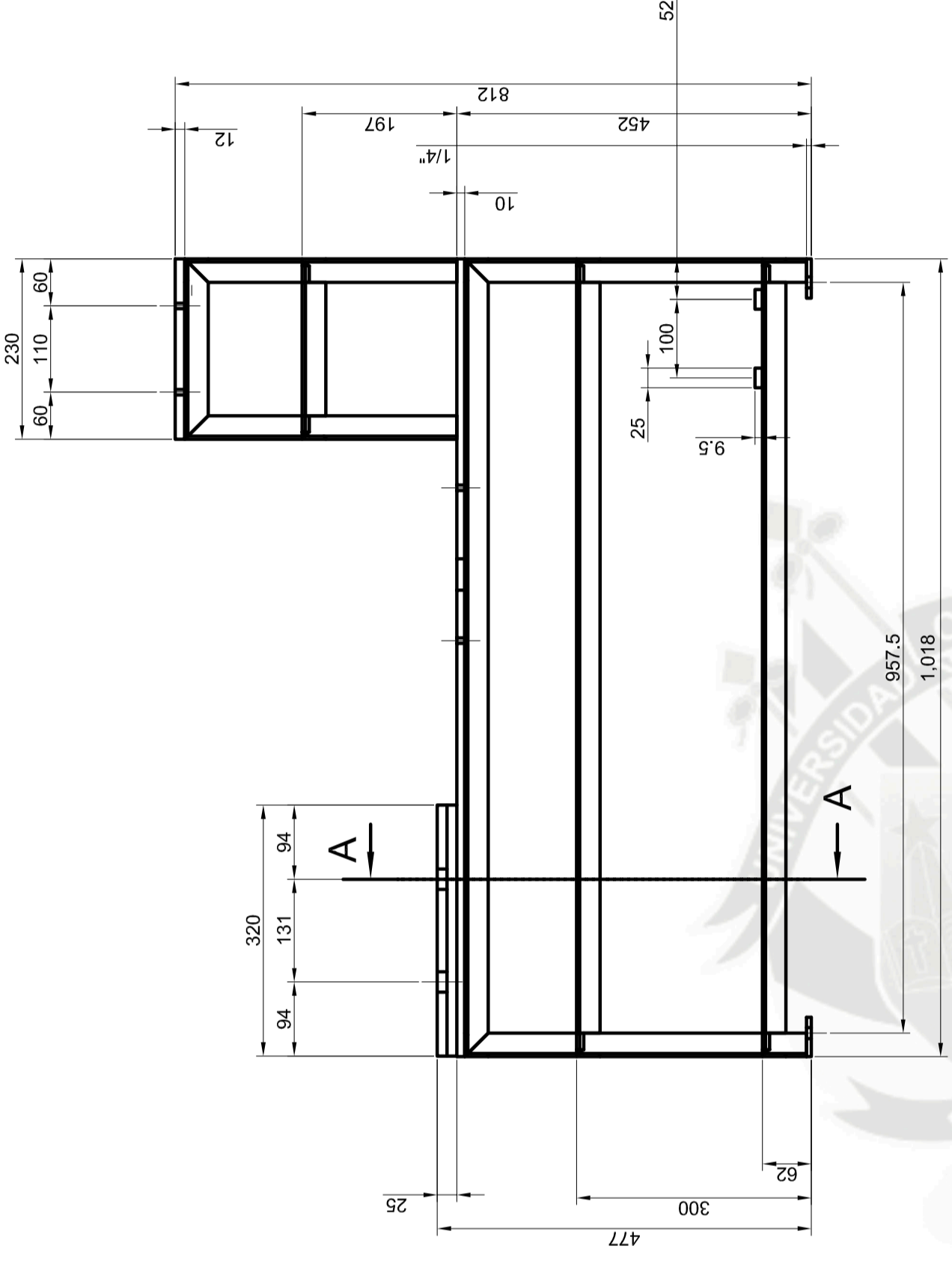
Este diseño y la información mostrada e incluida en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no debe ser copiado, revelado, prestado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A.

Aprobado:	Fecha:
Revisado:	Fecha:
Revisado:	Fecha:
Revisado:	Fecha:
Dibujado:	Fecha:
Fecha elaboración:	

Vistas	1/1.5
Escola	A3
Formato	Hoja 03 De 17
Reemplaza	Revisión 00
Proyecto:	CADMANAGER_PROYECTO
Equipo N°	
Revisión	00
N° Orden:	
Código BMM:	

CAASA Título/Descripción	MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUÍAS DE LAMIACIÓN
CAASA Sub-título/Descripción	SISTEMA DE TRANSMISIÓN – EJE PRINCIPAL
CAASA Dwg Número/Código CADMANAGER_NUMDOC	PR-U-1211-003
Ubicación/Ruta	
Cliente:	

Rugosidad superficial	12/ (12/ 6/ 3/ 1.6/ 0.8/ )
Aristas no acotadas / Chamfer	1 x 45°
Tolerancias generales para tratamiento	DIN 7168
Grado de precisión :	Medio,S
T. generales para estructuras soldadas	DIN 8570
Grado de precisión :	B,F



Seccion " A - A "

Rugosidad superficial 12/ 12/ 6/ 3/ 1.6/ 0.8/ 1/
Astos no soldados / Chumbrer 1 x 45
Tolerancias generales para tratamiento DIN 7168
Grado de precisión : Medio.S
T. generales para estructuras soldadas DIN 8570
Grado de precisión : BF

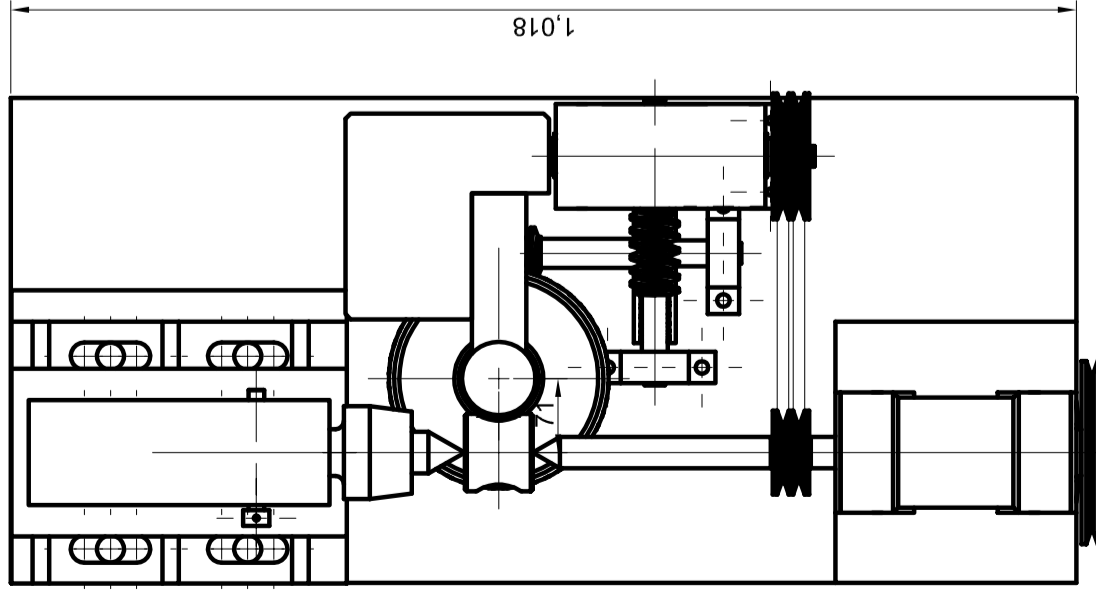
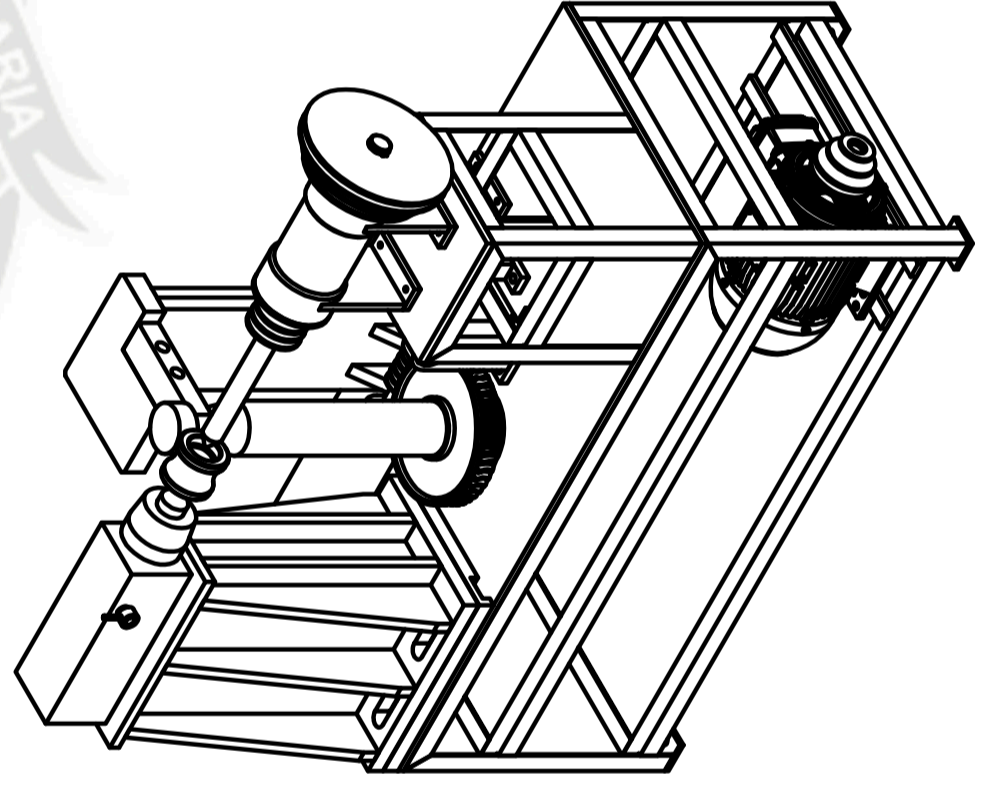
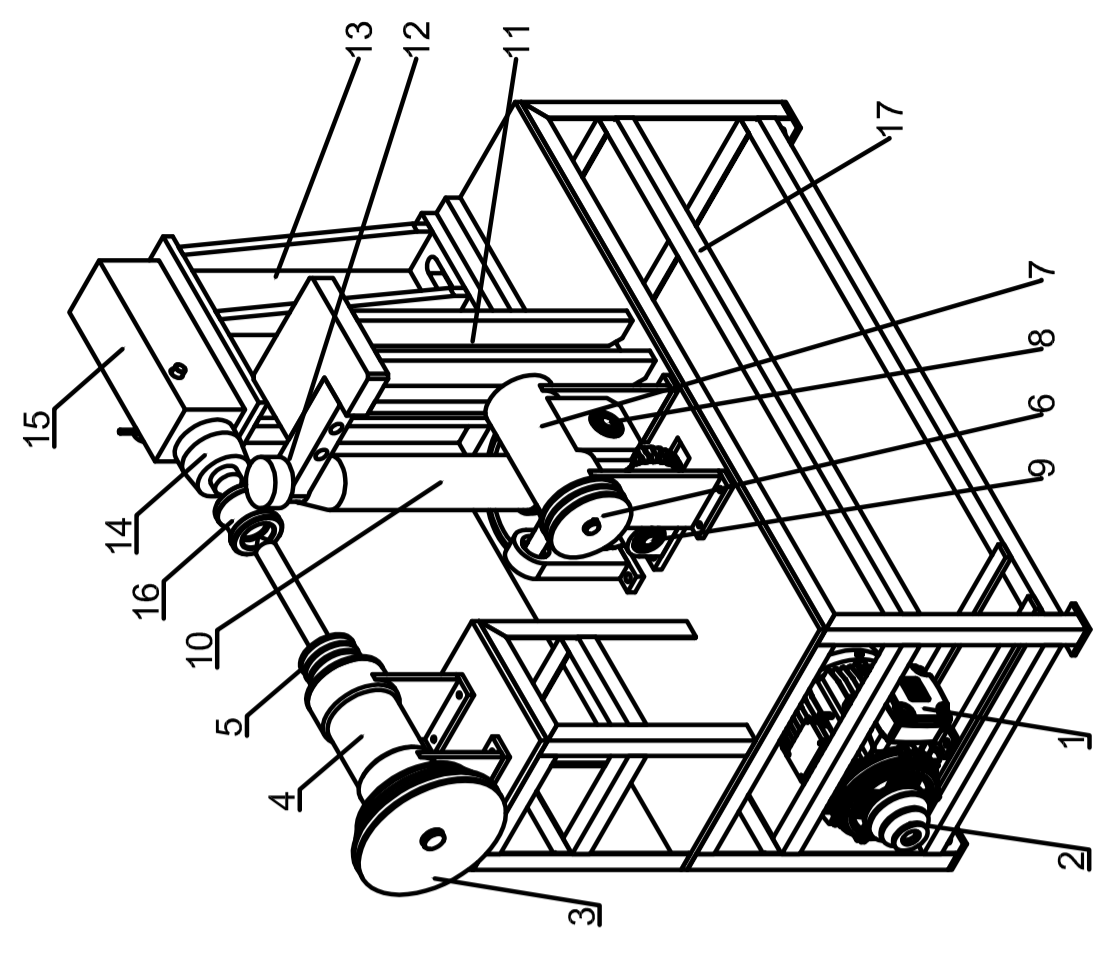
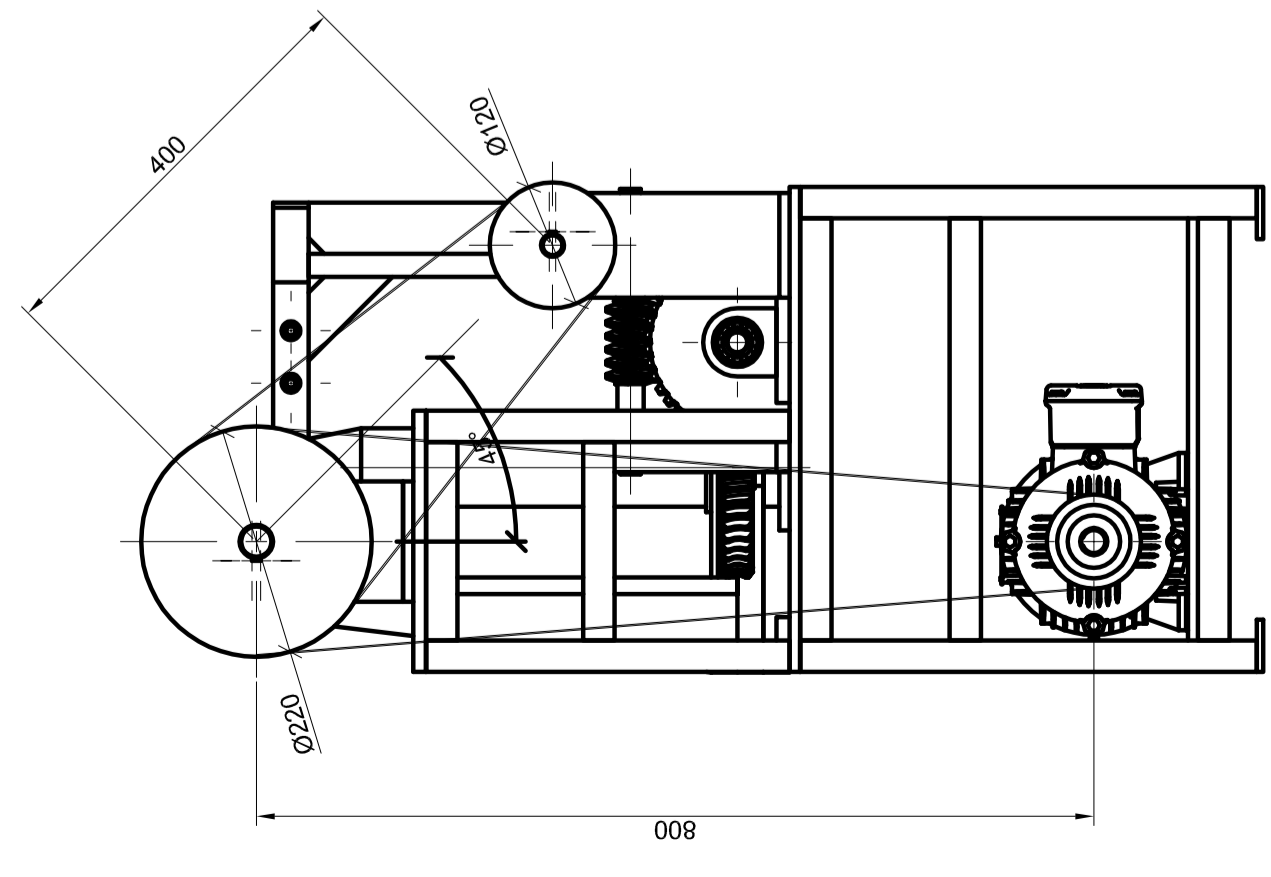
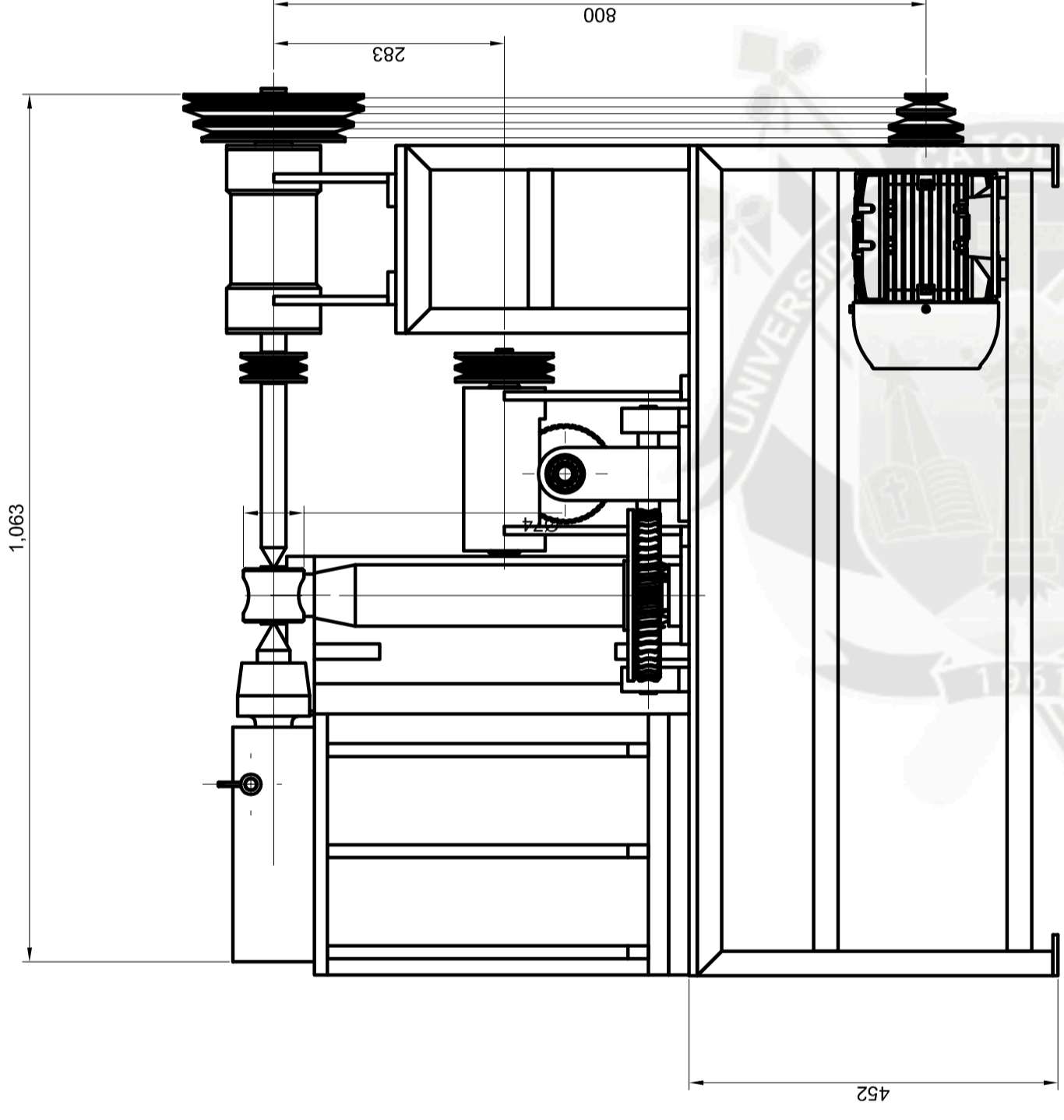


Este diseño y la información mostrada e incluido en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no será reproducido, copiado, alterado o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A. Fecha elaboración:

Aprobado: J. SALAS  
 Fecha: \_\_\_\_\_  
 Revisado: A. DIAZ  
 Fecha: \_\_\_\_\_  
 Revisado: J. GARCIA  
 Fecha: \_\_\_\_\_  
 Dibuja: J. GARCIA  
 Fecha elaboración: \_\_\_\_\_

Proyecto: COMMMANER\_PROTEGTO  
 Formato: 1/7.5  
 Hoja: 02 De 17  
 Reemplaza: \_\_\_\_\_  
 Revisión: 00  
 Equipo: N° \_\_\_\_\_  
 N° Orden: \_\_\_\_\_  
 Código BAN: \_\_\_\_\_  
 Dimensiones en: MM

CASA Titulo/Descripción  
**MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUIAS DE LAMIACION**  
 CASL Sub-titulo/Descripción  
**ESTRUCTURA DE SOPORTE**  
 CASL Dna Numero/Código COMMMANER NUMOC  
**PR-U-1211-002**  
 Ubicación/Ruta  
 Cliente: \_\_\_\_\_



17	Estructura - soporte de máquina	01	1020	SAE	
16	Rodillo de guías de laminación	01	ID2 - 1045 - 1020	AISI - SAE	
15	Contrapunta	01	1020	SAE	
14	Cono Morse N.5	01		ROHM	
13	Base contrapunta	01	1020	SAE	
12	Portacuchilla	01	1020	SAE	
11	Base portacuchilla	01	1020	SAE	
10	Eje de filación	01	4140 - 1020	SAE	
09	Eje - Tercera reducción (48:2)	01	4140 - 1020 - 64	SAE	
08	Eje - Segunda reducción (40:2)	01	4140 - 1020 - 64	SAE	
07	Eje - Primera reducción (45:1)	01	4140 - 1020 - 64	SAE	
06	Polea Ø120mm	01	1020	SAE	
05	Polea Ø80mm	01	1020	SAE	
04	Eje principal	01	4140 - 1020	SAE	
03	Polea Ø220/195/175mm	01	1020	SAE	
02	Polea Ø50/75/100mm	01	1020	SAE	
01	Motor de 0.37KW	01		WEG	
	Pos./Item			Material	Norma o tipo
<p>Este diseño y la información mostrada e incluido en este plano es de propiedad de C.A.A.S.A. Se acuerda que este plano será tratado como documento confidencial y no será reproducido, copiado, distribuido o publicado sin autorización específica por escrito por C.A.A.S.A. Fecha elaboración:</p>					
<p>Aprobado: J. SALAS                  Fecha: _____                  Revisado: A. DIAZ                  Fecha: _____                  Revisado: J. GARCIA                  Fecha: _____                  Dibuja: J. GARCIA                  Fecha elaboración: _____</p>					

Rugosidad superficial  
 12/ 12/ 6/ 3/ 1,6/ 0,8/ 1/

Astos no soldados / Chumbrer  
 1 x 45'

Tolerancias generales para tratamiento  
 DIN 7168

Grado de precisión : Medio,S

T. generales para estructuras soldadas  
 DIN 8570

Grado de precisión : BF



C.A.A.S.A. Título/Descripción  
**MAQUINA RECTIFICADORA DE RODILLOS DE GUIAS DE LAMIACION**

C.A.A.S.A. Sub-título/Descripción  
**PLANO GENERAL DE MAQUINA**

C.A.A.S.A. Dato Número/Código COMMANAGER NUMERO  
**PR-U-1211-001**

Ubicación/Ruta  
 Cliente: \_\_\_\_\_

Proyecto: COMMANAGER\_PROYECTO

Formato A2  
 Escala 1/7.5

Revisión 00  
 Hoja 01 De 17  
 Remplaza .....  
 Dimensiones en: MM