



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TÍTULO:

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE
CUARZO DE MANDÍBULAS PARA EL EMPLEO EN MINERÍA
ARTESANAL.

TESIS DE GRADO PREVIA LA OBTENCIÓN DE TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTOR:

JIMMY FABIAN MONTAÑO BLACIO

DIRECTOR:

ING. MILTON AMABLE LEÓN TAPIA, MG. SC.

LOJA-ECUADOR

2015

CERTIFICACIÓN.

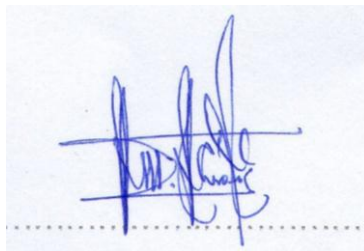
Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Cálculo y diseño de una máquina trituradora de cuarzo de mandíbulas para el empleo en minería artesanal”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Jimmy Fabian Montaña Blacio**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 16 de julio del 2015.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Milton Amable León Tapia', is written over a horizontal line. The signature is stylized and somewhat cursive.

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

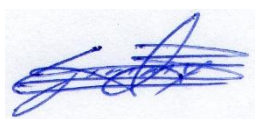
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **JIMMY FABIAN MONTAÑO BLACIO** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula: 0705389872

Fecha: 03/08/2015

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo **JIMMY FABIAN MONTAÑO BLACIO**, declaro ser autor de la tesis titulada: **CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE CUARZO DE MANDÍBULAS PARA EL EMPLEO EN MINERÍA ARTESANAL**, como requisito para optar al grado de: **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los tres días del mes de agosto del dos mil quince.

Firma:



Autor: Jimmy Fabian Montaña Blacio

Cédula: 0705389872

Dirección: Portovelo (5 de Agosto)

Correo Electrónico: jfmb19@gmail.com

Teléfono: 072611393

Celular: 0986476906

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta, Mg. Sc.

Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc.

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

DEDICATORIA

Dedico mi tesis a:

- A Dios por enseñarme que las mejores cosas se logran con sacrificio.
- A mis padres Janeth y Manuel por siempre encontrar la forma de ayudarme.
- A la madre de mi hijo Lizbeth por creer en mis capacidades y por estar conmigo en esos momentos más difíciles.
- A mi hijo Iker por ser fuente de motivación para la realización de mi tesis.
- A Maritza, Asdrual y Francisco por brindarme su ayuda incondicional.
- A mis familiares y amigos que de una u otra forma pudieron colaborar con este trabajo.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco a Dios por guiarme en todo el transcurso de mis estudios, por darme las fuerzas para salir adelante y no dejarme vencer por los problemas que se me presentaron.

Un sincero agradecimiento al director de tesis Ing. Milton Amable León Tapia Mg. Sc. por toda y tanta ayuda brindada para la realización de esta tesis.

Un inmenso agradecimiento a mis padres Janeth y Manuel por su paciencia y apoyo incondicional, por toda su ayuda, sin ustedes nunca hubiese llegado hasta aquí. Gracias de todo corazón.

También quiero expresar mi agradecimiento a la madre de mi hijo Lizbeth y a mi hijo Iker por estar a mi lado en esos momentos tan difíciles, por esos tu puedes, por su cariño incondicional.

Un agradecimiento especial a Maritza, Asdrual y Francisco por todo el apoyo y ayuda brindada.

Agradezco a la sociedad minera Tatiana Yanahe y a la planta de beneficio Israel 2 por colaborar aportando con esos datos que necesite para el desarrollo de mi tesis.

Por ultimo agradezco a todas aquellas personas que pusieron su granito de arena para ayudar con la realización de esta tesis.

TABLA DE CONTENIDOS

Índice de contenidos.

CERTIFICACIÓN.....	II
AUTORÍA.....	III
CARTA DE AUTORIZACIÓN.....	IV
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO.....	VII
TABLA DE CONTENIDOS.....	VIII
Índice de contenidos.....	VIII
Índice de tablas.....	XII
Índice de ilustraciones.....	XIII
Simbología.....	XV
1. TÍTULO.....	1
2. RESUMEN.....	2
2.1. ABSTRACT.....	3
3. INTRODUCCIÓN.....	4
4. REVISIÓN DE LITERATURA.....	6
4.1. Esfuerzos.....	6
4.1.1. Tracción.....	6
4.1.2. Compresión.....	6
4.1.2.1. Esfuerzo de compresión o tracción.....	6
4.1.3. Flexión.....	7
4.1.3.1. Esfuerzo por flexión.....	7
4.1.3.2. Fuerza cortante V y momento flector M	9
4.1.4. Torsión.....	11
4.1.4.1. Esfuerzo de torsión.....	11
4.1.5. Esfuerzos combinados.....	12
4.1.5.1. Esfuerzos combinados de flexión y torsión.....	12
4.1.5.2. Análisis de la Ecuación n° 9 para determinar el diámetro de un eje redondo macizo:.....	13

4.1.6.	Pandeo.....	14
4.1.6.1.	Carga crítica.....	14
4.1.6.2.	Fórmula de Euler para columnas largas	15
4.2.	Transmisión por banda trapecial.....	16
4.2.1.	Datos necesarios para el cálculo.....	16
4.2.2.	Relación de transmisión K	16
4.2.3.	Coeficiente C	16
4.2.4.	Sección de correa	17
4.2.5.	Elección de los diámetros primitivos d_1 y D_2 de las poleas	18
4.2.6.	Distancia entre ejes I	18
4.2.7.	Longitud primitiva de la correa.....	19
4.2.8.	Determinación del arco de contacto Y	20
4.2.9.	Potencia transmitida por correa Pa	21
4.2.10.	Determinación del número de correas ($n^{\circ}c$).....	21
4.2.11.	Velocidad de la correa.	21
4.2.12.	Ancho de la polea	22
4.2.13.	Diámetro exterior de las poleas 1 y 2	22
4.2.14.	Carrera para el tensor y para el montaje de la correa	23
4.2.15.	Cálculo del cubo de la poleas 1 y 2	28
4.3.	Selección de rodamientos	29
4.3.1.	Parámetros necesarios para la selección de rodamientos.....	29
4.3.2.	Índice básico de carga.....	29
4.3.2.1.	Factor de vida de fatiga fh	29
4.3.2.2.	Factor de velocidad fn	29
4.3.3.	Elección del rodamiento	30
4.3.4.	Índice básico de vida Lh	30
5.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	31
5.1.	Materiales.....	31
5.2.	Métodos.....	31
6.	RESULTADOS.....	34
6.1.	Cálculo del volumen de cuarzo entre las mandíbulas	37
6.2.	Cálculo del área de aplastamiento	42
6.3.	Cálculo de la presión real en la placa dentada $2 = PR$	43
6.4.	Cálculo de la fuerza total en la placa dentada = FT	45

6.5.	Cálculo de reacciones en placa dentada 1	46
6.6.	Cálculo y predimensionamiento del eje excéntrico.....	47
6.6.1.	Cálculo de las reacciones en el eje.....	47
6.6.2.	Cálculo de fuerza cortante (V) y momento flector (M) usando el método de las secciones (4.1.3.2. del marco teórico).....	50
6.6.2.1.	Primera sección.....	50
6.6.2.2.	Segunda sección	51
6.6.2.3.	Tercera sección	53
6.6.2.4.	Cuarta sección.....	54
6.6.2.5.	Quinta sección	55
6.6.2.6.	Sexta sección	57
6.6.3.	Cálculo del momento torsor T en el eje excentrico.....	58
6.6.4.	Diagrama de fuerza cortante V , momento flector F y momento torsor T	59
6.6.5.	Cálculo del diámetro del eje	60
6.7.	Cálculo de la potencia P	63
6.8.	Cálculo de la biela	64
6.8.1.	Cálculo a la flexión	66
6.8.1.1.	Diagrama momento flector M_1	66
6.8.2.	Cálculo a compresión.....	68
6.8.3.	Cálculo al pandeo	69
6.9.	Cálculo de las calzas (chapas) de soporte para la biela	70
6.9.1.	Cálculo de las calzas al aplastamiento	72
6.10.	Cálculo del diámetro de los pernos en el sistema de regulación de la biela	73
6.11.	Cálculo del vástago posicionador de la biela.	74
6.11.1.	Cálculo del diámetro del vástago posicionador de biela (Ilustración 38). dv	78
6.11.2.	Selección del resorte para el vástago posicionador	79
6.12.	Cálculo del volante de inercia.....	80
6.12.1.	Cálculo del peso del cilindro exterior.....	80
	El peso del cilindro exterior se calcula con:	80
6.12.2.	Cálculo del peso del cilindro interior	81
6.12.3.	Calculo de comprobación	81
6.13.	Selección de Chavetas (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)	83
6.14.	Mandíbulas	85
6.14.1.	Mandíbula móvil.....	86

6.14.2.	Mandíbula fija.....	86
6.15.	Cálculo de la transmisión por banda trapecial	87
6.15.1.	Datos necesarios para el cálculo:.....	88
6.15.2.	Relación de transmisión K	88
6.15.3.	Coeficiente C	88
6.15.4.	Sección de correa.	89
6.15.5.	Elección de los diámetros primitivos d_1 y D_2 de las poleas	89
6.15.6.	Distancia entre ejes	90
6.15.7.	Longitud primitiva de la correa.....	90
6.15.8.	Determinación del arco de contacto Y	91
6.15.9.	Potencia transmitida por correa.....	91
6.15.10.	Determinación del n° de correas $n^{\circ}c$	92
6.15.11.	Velocidad de la correa	92
6.15.12.	Cálculo del ancho de la polea	93
6.15.13.	Diámetro exterior de las poleas 1 y 2	93
6.15.14.	Carrera para el tensor y para el montaje de la correa	94
6.15.15.	Cálculo del cubo. (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)	94
6.16.	Selección de los rodamientos.....	95
6.16.1.	Cálculo del diámetro en los rodamientos:	95
6.16.1.1.	Diámetro del eje en el punto de aplicación de R_4 (d_4).....	95
6.16.1.2.	Diámetro del eje en el punto de aplicación de R_3 (d_3).....	96
6.16.2.	Método de selección de rodamiento:.....	97
6.16.2.1.	Parámetros para la selección de rodamientos:	98
6.16.2.2.	Índice básico de carga Cr	98
6.16.2.3.	Elección del rodamiento:	99
6.16.2.4.	Cálculo del Índice básico de Vida L_h	99
7.	DISCUSIÓN	101
8.	CONCLUSIONES	102
9.	RECOMENDACIONES	103
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	104
11.	ANEXOS	105

Índice de tablas.

Tabla 1. Factores C de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.	17
Tabla 2. Diámetros primitivos mínimos en función de las gargantas. (mm).....	18
Tabla 3. Diámetros primitivos. (mm)	19
Tabla 4. Longitud primitiva de correa	20
Tabla 5. Prestaciones de las correas trapeciales.	24
Tabla 6. Factores de corrección C_γ para arcos de contacto inferiores a 180°	26
Tabla 7. Factores de corrección $CL c$ en función del tipo de correa.....	26
Tabla 8. Dimensiones de las poleas acanaladas	27
Tabla 9. Montaje de las correas y carrera del tensor	27
Tabla 10. Factor de vida de fatiga fh para distintas aplicaciones de rodamientos.	30
Tabla 11. Ecuaciones usadas en el diseño de la trituradora.....	32
Tabla 12. Resultados de la práctica.	44
Tabla 13. Características de materiales para construcción de maquinaria	62
Tabla 14. Coeficientes de fluctuación para diferentes tipos de máquina	83
Tabla 15. Magnitudes de chavetas.....	84
Tabla 16. Rodamientos de bolas de ranura profunda una sola hilera	100

Índice de ilustraciones.

Ilustración 1. Cuerpo sometido a tracción y compresión	6
Ilustración 2. Cuerpo sometido a flexión.....	7
Ilustración 3. Signo de fuerza cortante V y momento flector M	9
Ilustración 4. Diagrama de fuerza cortante V y momento flector M.....	10
Ilustración 5. Cuerpo sometido a torsión.....	11
Ilustración 6. Pandeo de un cuerpo sometido a compresión.....	15
Ilustración 7. Esquema de transmisión por banda	16
Ilustración 8. Elección de la sección de correas.	17
Ilustración 9. Dimensiones de las poleas acanaladas	22
Ilustración 10. Diámetros exteriores d_{1e} y D_{2e}	22
Ilustración 11. Carrera para el tensor y montaje de la correa	23
Ilustración 12. Dimensiones del cubo de la polea	28
Ilustración 13. Partes de trituradora de mandíbulas	36
Ilustración 14. Esquema de placa dentada fija (2) y placa dentada móvil (1) y trapecio.	37
Ilustración 15. Placa dentada fija o placa dentada 2.....	42
Ilustración 16. Máquina de ensayos a compresión y probetas	44
Ilustración 17. Fuerzas uniformemente repartidas en placa dentada 2 o placa dentada fija.....	45
Ilustración 18. Reacciones en placa dentada 1 o placa dentada móvil	46
Ilustración 19. Esquema del eje excéntrico y Diagrama tridimensional de fuerzas en el eje.....	47
Ilustración 20. Diagrama horizontal de fuerzas en el eje excéntrico.....	47
Ilustración 21. Fuerzas F y R_2 en la polea mayor 2.....	48
Ilustración 22. Reacciones en el eje excéntrico	50
Ilustración 23. Primera sección	51
Ilustración 24. Segunda sección	52
Ilustración 25. Tercera sección.....	53
Ilustración 26. Cuarta sección	54
Ilustración 27. Quinta sección	56

Ilustración 28. Sexta sección	57
Ilustración 29. Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (F) y momento torsor (T).....	59
Ilustración 30. Torque en la polea mayor y menor.....	63
Ilustración 31. Velocidad angular de la polea conducida en función de longitud L de la boca de alimentación.	64
Ilustración 32. Esquema de la Biela	65
Ilustración 33. Diagrama de esfuerzos en la biela	65
Ilustración 34. Diagrama momento Flector M_1	66
Ilustración 35. Dimensiones de la biela.....	68
Ilustración 36. Calzas (Chapas) de soporte para la biela	70
Ilustración 37. Pernos del sistema de regulación.....	73
Ilustración 38. Esquema del vástago posicionador de la biela	74
Ilustración 39. Diagrama de fuerzas en el vástago	75
Ilustración 40. Propiedades de resortes para cargas ligeras.....	79
Ilustración 41. Volante de inercia.....	80
Ilustración 42. Chavetero en el eje y en el cubo	84
Ilustración 43. Partes de mandíbula fija y mandíbula móvil	85
Ilustración 44. Rodamiento tipo abierto	99

Simbología.

Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	Metro	m
Área	Metro cuadrado	m^2
Volumen	Metro cúbico	m^3
Velocidad	Metro por segundo	m/s
Velocidad angular	Radián por segundo	rad/s
Densidad	Kilogramo por metro cúbico	kg/m^3
Masa	Kilogramo	k
Fuerza	Newton	N
Torque, Momento	Newton metro	Nm
Energía	Joule	J, Nm
Presión	Pascal	$Pa, N/m^2$
Esfuerzo	Newton por metro cuadrado	N/m^2
Potencia	Vatio, Watt	W

1. TÍTULO.

CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE CUARZO DE MANDÍBULAS PARA EL EMPLEO EN MINERÍA ARTESANAL.

2. RESUMEN.

La presente tesis trata sobre el cálculo y diseño de una máquina trituradora de mandíbulas, la máquina consta principalmente de dos mandíbulas (fija y móvil) y un eje excéntrico guiado por una transmisión por banda trapecial accionada por un motor de 5.5 Hp, la rotación del eje excéntrico hace que la mandíbula móvil se aleje y acerque a la fija para que en ese instante se produzca el choque de la piedra entre las mandíbulas logrando así su trituración. El producto triturado dependerá de cuan cerca o lejos este la mandíbula móvil de la fija, esta regulación de longitud se hace gracias al acoplamiento de una biela en la parte inferior de la mandíbula móvil que además de regir el espacio entre mandíbulas ayuda a resistir el impacto al momento de chancar la piedra. Además consta de un vástago posicionador que ayuda a que la biela no salga de su lugar de trabajo en el momento que la mandíbula móvil se acerca a la fija, esto considerando que la mandíbula móvil se acerca y se aleja de la fija 150 veces por minuto.

Los cálculos realizados se basaron básicamente en obtener las dimensiones de los principales elementos de la máquina, es así que para obtener el diámetro del eje excéntrico, se usó el método de las secciones y la hipótesis de tensión cortante o de Mohr, y para calcular y dimensionar el resto de los elementos principales de la máquina se usaron las ecuaciones de los esfuerzos normales y cortantes.

2.1. ABSTRACT

This thesis consists on the calculation and design of a jaw crusher machine, the machine consists mainly of two jaws (fixed and mobile) and an eccentric shaft guided by a trapezoidal belt driven by a motor of 5.5 Hp, the rotation of the eccentric shaft causes that the movable jaw move away and approximates to the fixed jaw so that in that instant the shock of the stone occurs between the jaws thus achieving the crushing. The crushed product will depend on how close or far the mobile jaw will be in relation with the fixed, this length adjustment is obtained due to coupling of a connecting rod in the bottom of the movable jaw also govern the space between jaws, it helps to withstand the impact when the stone is crushed. Further comprising a positioning stem that helps the rod to not leave the workplace at the time that the mobile jaw get closer to the fixed one, considering that the mobile jaw gets closer and moves away from the fixed jaw 150 times per minute.

The calculations were basically based on getting the dimensions of the main elements of the machine, to obtain the diameter of the eccentric shaft, the method of sections and the shear stress hypothesis or Mohr method was used, and to calculate and size the rest of the main elements of the machine equations of normal and shear stresses were used.

3. INTRODUCCIÓN

Actualmente en varios lugares de nuestro país una de las principales fuentes de trabajo es la minería artesanal, este trabajo consiste en extraer el oro de la roca (cuarzo); para esto el minero se ve en la necesidad de trasladar el cuarzo extraído de las minas a las plantas de beneficio donde existen las máquinas para molerlo, y luego, aplicando diferentes procesos lograr separar el material precioso.

En la minería artesanal las rocas de cuarzo que se extraen no pueden ser muy grandes debido a que en ciertos tramos dentro de la mina el trabajador debe emplear su fuerza para trasladar la piedra dentro de un saco.

Una vez que el material haya sido trasladado a los molinos, para extraer el metal precioso (oro) de la roca, los trabajadores (molineros) deben introducir una cantidad de cuarzo cada cierto tiempo dentro de un molino, que al girar sus ruedas varias veces sobre la roca la reducirá a arena fina. El molinero debe tener en cuenta que al molino no deben ingresar rocas de cuarzo con una longitud mayor a 10 cm.

Al momento de moler el cuarzo, se pueden evidenciar los problemas que tienen los molineros, debido a que existen piedras que exceden los 10 cm de longitud que no pueden ser introducidas directamente al molino, éstas pueden forzar la detención del mismo ocasionando una pérdida considerable de tiempo. Para que esto no suceda, el molinero se ve en la necesidad de reducir el tamaño de las rocas manualmente usando un combo (martillo), al realizar esta labor el empleado se expone a riesgos, pérdida de tiempo y demasiado desgaste físico. Por estas razones los propietarios de las plantas de beneficio se ven en la necesidad de adquirir máquinas que sirvan para triturar el cuarzo, para con esto facilitarles el trabajo a sus empleados y mejorar los servicios de su negocio.

Es por esto que en esta tesis se planteó los siguientes objetivos:

- Cálculo y diseño de una máquina trituradora de cuarzo de mandíbulas para reducir rocas con dimensiones entre 15 y 25 cm de longitud a tamaños menores de 15 cm.
- Determinar los parámetros básicos de funcionamiento, para el cálculo y diseño de la máquina.

- Calcular los elementos electromecánicos de la máquina.
- Diseñar y dimensionar los principales elementos mecánicos de la máquina.

4. REVISIÓN DE LITERATURA

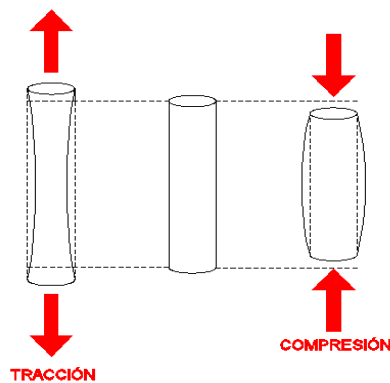
CAPÍTULO 1.

4.1. Esfuerzos

Un cuerpo está sometido a esfuerzos según el tipo de acciones que actúen sobre él. En un mismo cuerpo pueden actuar varios tipos de esfuerzos a la vez, estos pueden ser de:

4.1.1. Tracción

Se da cuando un cuerpo está sometido a dos fuerzas en diferente sentido y en la misma dirección, dirigidas hacia el exterior del cuerpo (Ilustración 1), estas fuerzas lo que hacen es estirar y tratar de alargar el cuerpo.



*Ilustración 1. Cuerpo sometido a tracción y compresión
Fuente: Autor*

4.1.2. Compresión

Se da cuando un cuerpo está sometido a dos fuerzas en diferente sentido y en la misma dirección, dirigidas hacia un mismo punto (Ilustración 1), estas fuerzas lo que hacen es aplastar y tratar de reducir la longitud del cuerpo.

4.1.2.1. Esfuerzo de compresión o tracción. (Mott, 2006)

Se puede definir al esfuerzo como la resistencia interna que ofrece una unidad de área de un material contra una carga externa aplicada. Los esfuerzos normales (σ) son de tracción (positivos) o compresión (negativos).

Para un elemento portátil en el que la carga externa esta uniformemente distribuida a través de su área de sección transversal, se calcula la magnitud del esfuerzo con la fórmula del esfuerzo directo:

$$\sigma = \frac{F(\text{Fuerza})}{A(\text{Área})} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n}^\circ 1$$

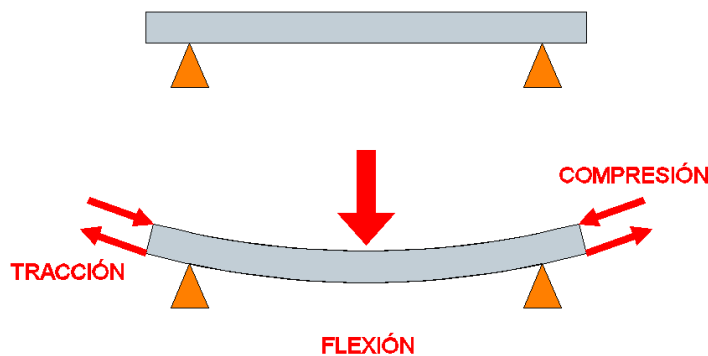
Donde:

σ_{ad} : Tensión de trabajo admisible

Para que un elemento no falle por tracción se debe cumplir que el esfuerzo de tracción de dicho elemento debe ser menor igual que la tensión de trabajo admisible escogida de acuerdo al material que está construido.

4.1.3. Flexión

Se da cuando a un objeto se le aplican fuerzas que intentan doblarlo, dichas fuerzas son paralelas a la superficie que sostiene el objeto (Ilustración 2). Siempre que exista flexión también existirá esfuerzos de tracción y compresión.



*Ilustración 2. Cuerpo sometido a flexión
Fuente: Autor*

4.1.3.1. Esfuerzo por flexión (Mott, 2006)

En un elemento que soporta cargas transversales a su eje, estas cargas producen momentos de flexión, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, esto es, son de tracción o de compresión (Ilustración 2). El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de un elemento

está en la parte más alejada del eje neutro de la sección. En este punto la fórmula de flexión muestra como resultado el esfuerzo:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n}^\circ 2$$

Donde:

M : Momento flector

I : Momento rectangular de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro

c : Distancia del eje neutro a la fibra más lejana, en la sección transversal del elemento

Para el diseño, conviene definir el módulo rectangular de inercia (W) que es:

$$W = \frac{I}{c} \quad \text{Ecuación n}^\circ 3$$

Entonces la fórmula de flexión se transforma en:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n}^\circ 4$$

Ya que I y c son propiedades geométricas del área transversal de un cuerpo, W también lo es. En diseño se acostumbra definir un esfuerzo admisible de diseño σ_{ad} , y si se conoce el momento de flexión se despeja W :

$$W = \frac{M}{\sigma_{ad}}$$

Esto muestra como resultado el valor requerido del módulo rectangular de inercia (W). A partir de este valor se puede calcular las dimensiones necesarias del cuerpo.

La magnitud del esfuerzo de flexión varía linealmente con respecto del área transversal, desde el valor cero en el eje neutro, hasta el esfuerzo de tensión máximo en un lado del eje neutro y hasta el esfuerzo de compresión máximo en el lado contrario.

Existe flexión positiva cuando la forma flexionada del elemento es cóncava hacia arriba, lo que causa compresión en la parte superior de la sección trasversal y tracción en la parte inferior de la sección transversal (Ilustración 2), y flexión negativa cuando la forma

flexionada es cóncava hacia abajo, provocando tracción en la parte superior y compresión en la parte inferior de la sección transversal.

4.1.3.2. Fuerza cortante V y momento flector M

✓ Fuerza cortante V

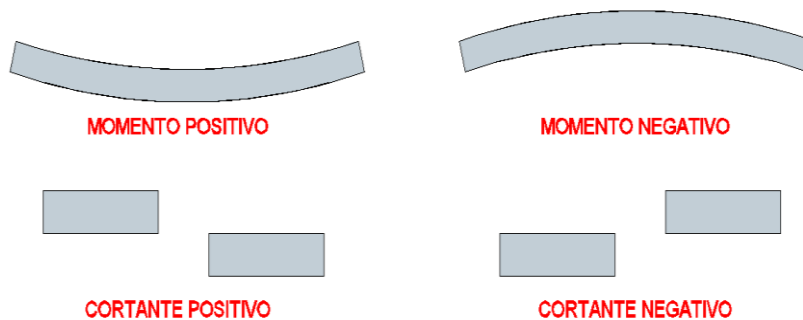
Es la suma algebraica de todas las fuerzas perpendiculares al cuerpo o al elemento que se está analizando que actúan a la izquierda o la derecha de la sección considerada para el estudio.

✓ Momento flector M

Es la suma algebraica de los momentos de todas las fuerzas situadas a la izquierda o a la derecha de la sección considerada para el estudio.

✓ Signo de la fuerza cortante V y momento flector M

En la Ilustración 3 se observa la convención de signos en relación a la sección (izquierda o derecha) considerada para el análisis.



*Ilustración 3. Signo de fuerza cortante V y momento flector M
Fuente: Autor*

La fuerza cortante es positiva cuando la parte izquierda de la sección sube en relación a la parte derecha, y el momento flector es positivo si la flexión que produce en el cuerpo presenta la concavidad hacia arriba.

✓ Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Es una gráfica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o momento flexionante a lo largo del cuerpo seccionado para el estudio (Ilustración 4).

- **Diagrama de fuerza cortante**

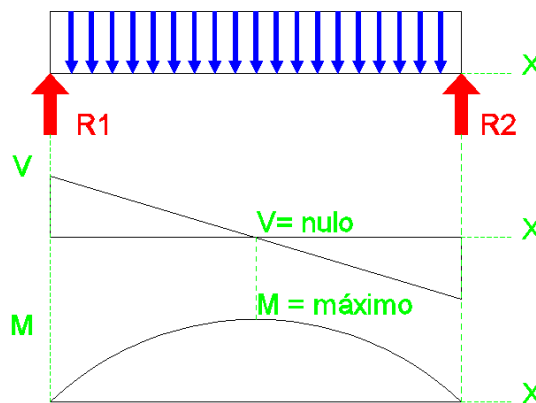
Es una línea cuyas abscisas representan distancias a lo largo del cuerpo analizado y cuyas ordenadas indican fuerzas cortantes verticales en las distintas secciones del mismo (Ilustración 4). (White, 1992)

- **Diagrama de momento flector**

Es una línea o curva, cuyas abscisas representan distancias a lo largo del cuerpo analizado y cuyas ordenadas indican los momentos flectores en las correspondientes secciones del mismo (Ilustración 4). (White, 1992)

- **Relación entre el diagrama de fuerza cortante y momento flector**

La fuerza cortante es la derivada del momento flector respecto a la abscisa. En la sección del cuerpo en donde la fuerza cortante es nula o cambia de signo el momento flector alcanza su valor máximo (Ilustración 4). (White, 1992)



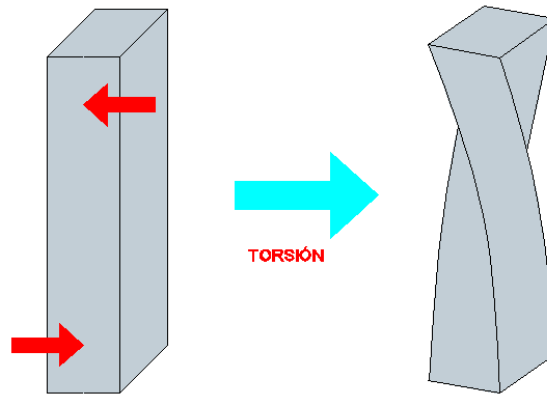
*Ilustración 4. Diagrama de fuerza cortante V y momento flector M
Fuente: Autor*

- **Método de las secciones.**

El método de las secciones es usado para construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector, consiste en realizar cortes imaginarios a lo largo de un elemento y en cada corte usar las ecuaciones de equilibrio para determinar V y M . En el método de las secciones se debe realizar un corte por cada factor que incida en el elemento analizado. Para el caso del momento se realiza la suma de momentos en el punto donde se realizó el corte imaginario.

4.1.4. Torsión

La torsión se produce cuando sobre un cuerpo actúan fuerzas iguales, con la misma dirección y sentido contrario, están fuerzas están situadas en los extremos del cuerpo y en planos paralelos (Ilustración 5).



*Ilustración 5. Cuerpo sometido a torsión
Fuente: Autor*

4.1.4.1. Esfuerzo de torsión (Mott, 2006)

Cuando un par de torsión, se aplica a un elemento, tiende a deformarlo por torcimiento, lo cual causa una rotación de una parte del elemento con relación a otra. Ese torcimiento provoca un esfuerzo cortante en el miembro.

El caso más frecuente de cortante por torsión, en el diseño de máquinas, es el de un eje redondo que transmite potencia.

Cuando un eje redondo macizo se somete a un par de torsión, la superficie externa sufre la máxima deformación cortante unitaria y, por consiguiente, el esfuerzo cortante torsional máximo. El valor del esfuerzo cortante torsional máximo se calcula con:

$$\tau = \frac{TC}{J} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n° 5}$$

Donde:

T : Momento torsor

J : Momento polar de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro

C : Radio de la superficie externa del eje

Para el diseño, conviene definir el módulo polar de inercia W_p que es:

$$W_p = \frac{J}{C} \quad \text{Ecuación n}^\circ 6$$

Entonces la fórmula de flexión se transforma en:

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n}^\circ 7$$

En diseño se acostumbra definir un esfuerzo admisible de diseño σ_{ad} , y si se conoce el momento torsor se despeja W_p :

$$W_p = \frac{T}{\sigma_{ad}}$$

Esto muestra como resultado el valor requerido del módulo polar de inercia. A partir de este valor se puede calcular el diámetro necesario del eje.

4.1.5. Esfuerzos combinados

El esfuerzo combinado se da cuando en un cuerpo actúan varios tipos de esfuerzos. Los esfuerzos combinados representan la suma de los esfuerzos de una carga axial, una carga por flexión o una carga por torsión.

El método de los esfuerzos combinados se utiliza para determinar el punto donde un elemento llegaría a fallar y también para dimensionar y seleccionar el material para la construcción de dicho elemento.

Existen cuatro casos de esfuerzos combinados que son: carga axial y de flexión, carga axial y de torsión, carga de flexión y torsión, y carga axial de flexión y torsión. A continuación se estudiara esfuerzos combinados de flexión y torsión.

4.1.5.1. Esfuerzos combinados de flexión y torsión

El método consiste en obtener una tensión reducida o equivalente que reemplace la acción de los dos esfuerzos.

Para usar el método de esfuerzos combinados de flexión y torsión se debe analizar en el diagrama de momentos los puntos de incidencia máxima de los momentos, para en estos puntos determinar la magnitud del momento flector y momento torsor.

Usando la hipótesis de la tensión cortante o de Mohr para combinación de esfuerzos de flexión y torsión, se tiene que la tensión reducida o equivalente σ_e es (Singer, 1994):

$$\sigma_e \leq \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{ad} \quad \text{Ecuación n° 8}$$

Reemplazando la Ecuación n° 4 y la Ecuación n° 7 en la Ecuación n° 8 se tiene:

$$\sigma_e \leq \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma_{ad}] \quad \text{Ecuación n° 9}$$

4.1.5.2. Análisis de la Ecuación n° 9 para determinar el diámetro de un eje redondo macizo:

Para un eje redondo macizo se tiene que:

El módulo rectangular de inercia es:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{Ecuación n° 10}$$

Y el módulo polar de inercia es:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad \text{Ecuación n° 11}$$

Donde:

d : Diámetro del eje.

Al comparar la Ecuación n° 10 con la Ecuación n° 11 se tiene que:

$$W_p = 2W \quad \text{Ecuación n° 12}$$

Sustituyendo la Ecuación n° 12 en la Ecuación n° 9, realizando la sustitución de variables y despejando el diámetro d tenemos:

$$\sigma_e \leq \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_e \leq \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{2W}\right)^2} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_e \leq \sqrt{\frac{M^2}{W^2} + \frac{T^2}{W^2}} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_e \leq \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_e \leq \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\sigma_{ad}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\sigma_{ad}}}$$

Ecuación n° 13

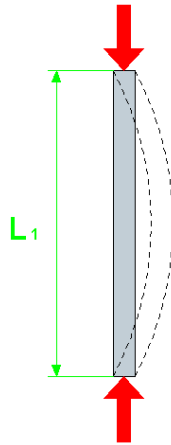
En la Ecuación n° 13 para determinar el diámetro se debe elegir un valor para el esfuerzo de trabajo admisible σ_{ad} dependiendo de las condiciones de trabajo y del material que se va a construir el eje (Tabla 13).

4.1.6. Pandeo

El pandeo es un fenómeno que se produce al someter a un cierto elemento a compresión. La manifestación de este fenómeno se evidencia a partir de una deformación transversal en la parte central del elemento (Ilustración 6).

4.1.6.1. Carga crítica

La carga crítica puede interpretarse como la carga axial máxima a la que puede someterse una columna permaneciendo recta, de manera que un pequeño empuje lateral hará que se deforme y quede pandeada. Es decir que la carga crítica es la máxima carga que puede soportar una columna antes de empezar a pandear (Ilustración 6). (Singer, 1994)



*Ilustración 6. Pandeo de un cuerpo sometido a compresión
Fuente: Autor*

4.1.6.2. Fórmula de Euler para columnas largas (Singer, 1994)

La carga crítica para una columna articulada en los dos extremos se determina con:

$$Q_c = \frac{El \times I \times \pi^2}{L_1^2} \quad \text{Ecuación n° 14}$$

Donde:

Q_c : Carga crítica necesaria para el pandeo

E : Módulo de elasticidad

I : Momento de inercia

L_1 : Longitud de la columna

Para que en una columna no exista fallo por pandeo se debe cumplir que la fuerza aplicada en los extremos sea menor igual que la carga crítica calculada con la formula anterior Ecuación n° 14.

CAPÍTULO 2.

4.2. Transmisión por banda trapecial

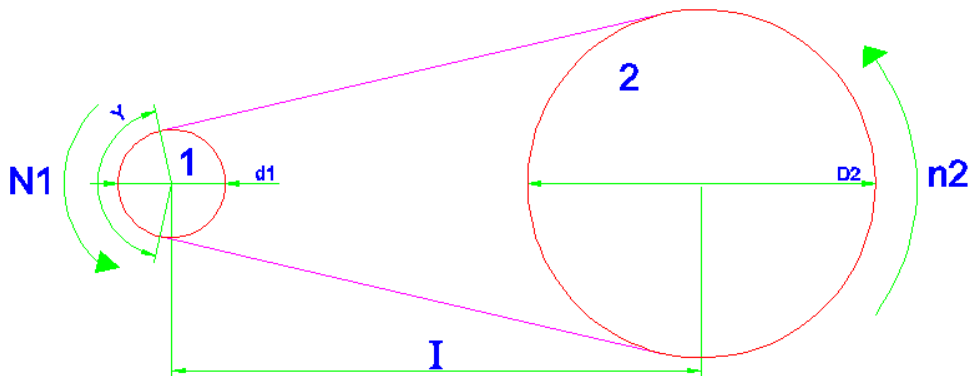


Ilustración 7. Esquema de transmisión por banda
Fuente: Autor

Normas para el cálculo de una transmisión por banda trapecial. (ESPOL, 1984)

4.2.1. Datos necesarios para el cálculo (Ilustración 7)

P_m : Potencia a transmitir en CV

N_1 : rpm de la polea menor

n_2 : rpm de la polea mayor

Condiciones de trabajo y tipo de máquina accionada

4.2.2. Relación de transmisión K

Se calcula con:

$$K = \frac{N_1}{n_2} \quad \text{Ecuación n}^\circ 15$$

4.2.3. Coeficiente C

Es necesario corregir la potencia a transmitir con un coeficiente C (Tabla 1) que tenga en cuenta las condiciones de trabajo.

La potencia a transmitir corregida se obtiene con:

$$P_c = P_m \times C$$

Ecuación n° 16

Tabla 1. Factores C de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.

Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	Motor eléctrico	Motor de explosión	
			n.oll.>4	n.oll.<4
Ligero	Servicio intermitente – funcionando hasta 6 horas diarias – ninguna punta de carga.	1	1.1	1.2
Normal	Funcionando de 6 a 16 horas diarias – puntas de carga o puesta en marcha $\leq 150\%$ del trabajo a plena carga.	1.2	1.3	1.4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha $\leq 250\%$ del trabajo a plena carga – servicio continuo de 16 a 24 horas diarias.	1.4	1.5	1.6
Muy pesado	Puntas de carga $>250\%$ del trabajo a plena carga – funcionamiento continuo.	1.6	1.8	2

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.4. Sección de correa

Se determina mediante la Ilustración 8 en función de la potencia a transmitir corregida P_c y el número revoluciones por minuto de la polea menor N_1 .

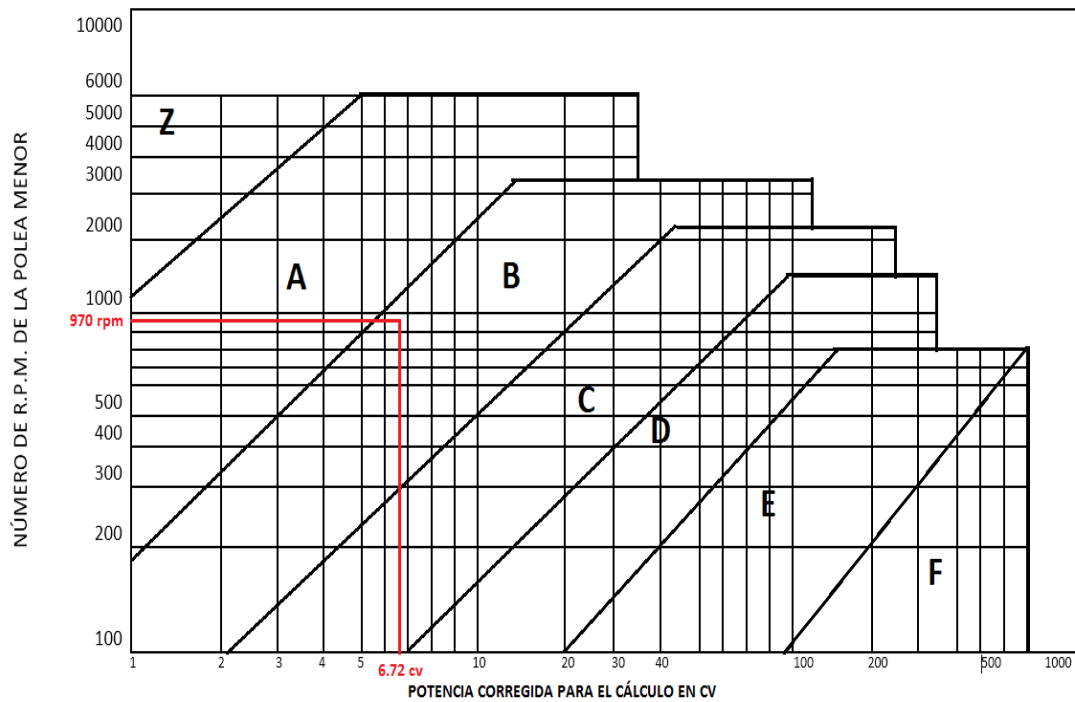


Ilustración 8. Elección de la sección de correas.
Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.5. Elección de los diámetros primitivos d_1 y D_2 de las poleas (Ilustración 7)

El diámetro primitivo de la polea menor d_1 se elige de acuerdo con la Tabla 2, que fija los diámetros primitivos mínimos en función del Angulo β de gargantas, y con la Tabla 3, que fija los diámetros primitivos para cada sección de correa.

El diámetro primitivo de la polea mayor D_2 se determina con:

$$D_2 = K \times d_1 \quad \text{Ecuación n}^\circ 17$$

Tabla 2. Diámetros primitivos mínimos en función de las gargantas. (mm)

Z	A	B	C	D	E	F	Ángulo de gargantas β
≥ 90	≥ 125	≥ 200	≥ 300	≥ 500	≥ 630	≥ 750	38°
–	–	–	de 200 a 280	de 355 a 475	de 500 a 600	de 670 a 710	36°
de 50 a 80	de 75 a 118	de 125 a 190	–	–	–	–	34°

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.6. Distancia entre ejes I (Ilustración 7)

Para una relación de transmisión K entre 1 y 3, el intereje se determina con:

$$I_o \geq \frac{(K + 1)d_1}{2} + d_1 \quad \text{Ecuación n}^\circ 18$$

Y para una relación de transmisión $K \geq 3$, se determina con:

$$I_o \geq \frac{D_2 + d_1}{2} \quad \text{Ecuación n}^\circ 19$$

Tabla 3. Diámetros primitivos. (mm)

SECCIONES					
Z	A	B	C	D	E
50 -	75 -	125 +	200 ++	355 ++	500 ++
53 -	80 -	132 +	212 +	375 +	530 +
56 -	85 -	140 ++	224 ++	400 ++	560 ++
60 +	90 ++	150 +	236 +	425 +	600 +
63 ++	95 +	160 ++	250 ++	450 ++	630 ++
67 +	100 ++	170 +	265 +	475 +	670 +
71 ++	106 +	180 +	280 ++	500 ++	710 ++
75 +	112 ++	190 -	300 +	530 -	750 -
80 ++	118 +	200 ++	315 ++	560 +	800 ++
90 +	125 ++	224 +	355 +	600 +	900 +
100 ++	132 +	250 ++	375 +	630 ++	1000 ++
112 +	140 ++	280 +	400 ++	710 +	1120 +
125 ++	150 +	300 +	450 +	750 +	1250 ++
140 +	160 ++	315 ++	500 ++	800 ++	1400 +
150 +	170 -	355 +	530 -	900 +	1500 +
160 ++	180 ++	375 +	560 +	1000 ++	1600 ++
180 +	190 -	400 ++	600 +	1060 +	1800 +
200 ++	200 ++	450 +	630 +	1120 +	1900 +
224 +	224 +	500 ++	710 +	1250 ++	2000 ++
250 +	250 ++	530 -	750 +	1400 +	2240 +
	280 +	560 +	800 +	1500 +	2500 ++
	300 +	600 +	900 ++	1600 ++	
	315 +	630 ++	1000 +	1800 +	
	355 +	710 +	1120 +	2000 ++	
	400 ++	750 +	1250 ++		
	450 +	800 ++	1400 +		
	500 ++	900 +	1600 ++		
	560 +	1000 ++			
	630 ++	1120 -			
	800 -				
	100 ++				

- No recomendados
+ Recomendados
++ Especialmente recomendados

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.7. Longitud primitiva de la correa

Se determina la longitud primitiva teórica L_c con:

$$L_c = 2I_o + 1.57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4I_o} \quad \text{Ecuación n° 20}$$

En la Tabla 4 se elige longitud primitiva de la correa L'_c más aproximada al valor L_c calculado.

Si $L'_c \neq L_c$ variará la distancia entre ejes establecida disminuyendo o aumentando la mitad de la diferencia entre $L_c - L'_c$. La distancia entre ejes corregida será:

$$I_e = I_o \pm \frac{L_c - L'_c}{2} \quad \text{Ecuación n° 21}$$

4.2.8. Determinación del arco de contacto γ

El arco de contacto sobre la polea menor (Ilustración 7) se determina con:

$$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{D_2 - d_1}{l_e} \right)$$

Ecuación n° 22

Tabla 4. Longitud primitiva de correa

SECCIÓN	TIPO	Longitud nominal (mm)	
		Interior	Primitiva
B (mm 17 x 11)	B 35 (1-B)	889	932
	B 38 (2-B)	965	1008
	B 39 (3-B)	991	1034
	B 40	1016	1059
	B 42 (4-B)	1067	1110
	B 42 ¼	1080	1129
	B 45	1143	1186
	B 46 (5-B)	1168	1211
	B 48 (5-B-1)	1219	1262
	B 50 ¼	1276	1319
	B 51 (6-B)	1295	1338
	B 51 ½	1308	1351
	B 53 ¼	1353	1396
	B 54 ½	1384	1427
	B 55	1397	1440
	B 56 (7-B)	1422	1465
	B 57 ½	1460	1503
	B 58 ¼	1492	1535
	B 60 (8-B)	1524	1567
	B 60 ¼	1543	1586
	B 62 (9-B)	1575	1618
	B 68 (10-B)	1727	1770
	B 70	1778	1821
	B 75 (11-B)	1905	1948
	B 77 ¾	1975	2018
	B 81 (12-B)	2057	2100
	B 83 ¼	2115	2158
	B 85 (13-3B)	2159	2202
	B 87 ½	2223	2266
	B 90 (14-B)	2286	2329
B 97 (15-B)	2464	2507	
B 104 (15-B-2)	2642	2685	
B 105 (16-B)	2667	2710	
B 112 (17-B)	2845	2888	
B 120 (18-B)	3048	3091	
B 130	3302	3345	
B 136 (19-B-3)	3454	3497	
B 144	3658	3701	
B 153 (21-B)	4013	4056	
B 163	4140	4183	
B 173 (23-B)	4394	4437	
B 180 (24-B)	4572	4615	
B 195 (25-B)	4953	4996	
B 210	5334	5337	
B 224 (26-B-2)	5690	5733	
B 248 (27-B-1)	6299	6342	
B 270 (28-B)	6858	6901	
B 300 (29-B)	7620	7663	

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.9. Potencia transmitida por correa P_a

Se calcula con la siguiente expresión:

$$P_a = (P_b + P_d) \times C_Y \times C_{L_c} \quad \text{Ecuación n}^\circ 23$$

Donde:

P_a : Potencia transmitida por la correa

P_b : Prestación base de la correa

P_d : Prestación adicional de la correa

C_Y : Factor de corrección para arco de contacto

C_{L_c} : Factor de corrección en función del tipo de correa

Para determinar P_b y P_d se usa la Tabla 5 y los datos de N_1 , d_1 y K .

Para determinar C_Y se usa la Tabla 6 y el arco de contacto sobre la polea menor Y .

Para determinar C_{L_c} se usa la Tabla 7 y el tipo de correa.

4.2.10. Determinación del número de correas (n°_c).

Las correas necesarias son:

$$n^\circ_c = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ecuación n}^\circ 24$$

4.2.11. Velocidad de la correa.

La velocidad tangencial se obtiene con:

$$v = \frac{0.52 \times d_1 \times N_1}{1000} \quad \text{Ecuación n}^\circ 25$$

La velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los 30 metros por segundo para asegurar que la correa no se estropee (ESPOL, 1984).

4.2.12. Ancho de la polea

Para el caso de una polea para dos bandas trapeziales (Ilustración 9) el ancho de la polea se calcula con:

$$\text{ancho} = 2f + e \quad \text{Ecuación n}^\circ 26$$

Donde:

- f : Distancia entre el eje de la garganta externa y el borde de la polea
- e : Distancia entre los ejes de dos gargantas consecutivas

Los datos f y e se observan en la Ilustración 9 y se obtienen en la Tabla 8 usando la sección de correa.

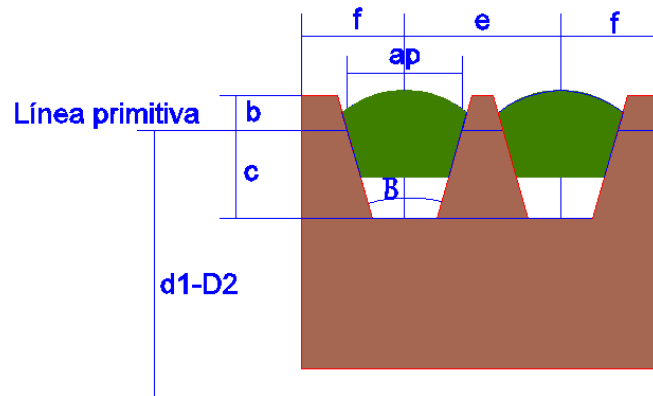


Ilustración 9. Dimensiones de las poleas acanaladas
Fuente: Autor

4.2.13. Diámetro exterior de las poleas 1 y 2 (Ilustración 10)

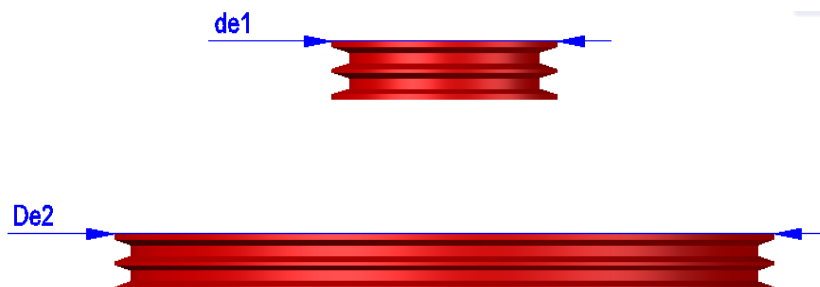


Ilustración 10. Diámetros exteriores d_{1e} y D_{2e}
Fuente: Autor

Para el cálculo de los diámetros exteriores d_{1e} y D_{2e} (Ilustración 10) se debe sumar 2 veces a los diámetros primitivos d_1 y D_2 (Ilustración 7) la magnitud b dibujada en la Ilustración 9 e indicada en la Tabla 8

Diámetro exterior polea menor d_{1e} (Ilustración 10)

$$d_{1e} = d_1 + 2b \quad \text{Ecuación n}^\circ 27$$

Diámetro exterior polea mayor D_{2e} (Ilustración 10)

$$D_{2e} = D_2 + 2b \quad \text{Ecuación n}^\circ 28$$

4.2.14. Carrera para el tensor y para el montaje de la correa (Ilustración 11)

En la Tabla 9 con el dato del tipo de correa se puede obtener los valores de carrera mínima para el montaje de la correa y carrera mínima del tensor (Ilustración 11).

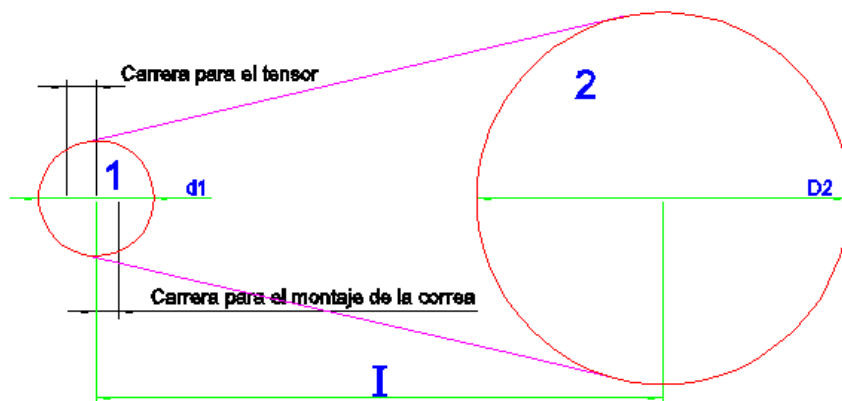


Ilustración 11. Carrera para el tensor y montaje de la correa
Fuente: Autor

Tabla 5. Prestaciones de las correas trapeciales.

Veloc. Lin. m/seg	N° Rev. polea menor	PRESTACIÓN BASE (P_b)																		
		Diámetros primitivos de la polea menor (mm)																		
		110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185	190	195	200
	200	0.49	0.54	0.59	0.64	0.69	0.74	0.79	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.09	1.14	1.19	1.23	1.28	1.33	1.38
	400	0.84	0.93	1.03	1.12	1.22	1.31	1.40	1.50	1.59	1.68	1.77	1.86	1.95	2.05	2.14	2.23	2.32	2.41	2.50
	600	1.13	1.27	1.40	1.54	1.68	1.81	1.94	2.08	2.21	2.34	2.47	2.60	2.73	2.86	2.99	3.12	3.25	3.38	3.51
	725	1.30	1.46	1.62	1.78	1.94	2.10	2.26	2.41	2.57	2.73	2.88	3.04	3.19	3.34	3.49	3.65	3.80	3.95	4.10
	800	1.39	1.57	1.74	1.92	2.09	2.26	2.44	2.61	2.78	2.95	3.12	3.28	3.45	3.62	3.78	3.95	4.11	4.28	4.44
5	870	1.47	1.66	1.85	2.04	2.23	2.41	2.60	2.78	2.96	3.15	3.33	3.51	3.69	3.87	4.04	4.22	4.40	4.57	4.74
	950	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.98	3.17	3.37	3.58	3.76	3.95	4.14	4.33	4.52	4.71	4.90	5.08
	1000	1.62	1.83	2.05	2.26	2.47	2.68	2.89	3.09	3.30	3.50	3.71	3.91	4.11	4.31	4.51	4.70	4.90	5.10	5.29
	1160	1.78	2.03	2.27	2.51	2.75	2.98	3.22	3.45	3.68	3.91	4.14	4.37	4.60	4.82	5.04	5.26	5.48	5.70	5.91
	1200	1.82	2.07	2.32	2.57	2.81	3.06	3.30	3.54	3.78	4.01	4.25	4.48	4.71	4.94	5.17	5.39	5.62	5.84	6.06
	1400	2.00	2.28	2.57	2.85	3.12	3.40	3.67	3.94	4.21	4.48	4.74	5.00	5.26	5.51	5.76	6.02	6.26	6.51	6.75
10	1425	2.02	2.31	2.60	2.88	3.16	3.44	3.72	3.99	4.26	4.53	4.80	5.06	5.32	5.58	5.83	6.09	6.34	6.59	6.83
	1600	2.16	2.47	2.79	3.10	3.40	3.71	4.01	4.30	4.60	4.89	5.18	5.46	5.74	6.02	6.29	6.56	6.83	7.09	7.35
	1750	2.26	2.60	2.93	3.26	3.59	3.91	4.23	4.55	4.86	5.17	5.47	5.77	6.00	6.35	6.64	6.92	7.20	7.47	7.73
	1800	2.29	2.63	2.98	3.31	3.65	3.98	4.30	4.62	4.94	5.25	5.56	5.86	6.16	6.46	6.75	7.03	7.31	7.58	7.85
	2000	2.39	2.77	3.14	3.50	3.86	4.21	4.56	4.90	5.23	5.56	5.89	6.20	6.52	6.82	7.12	7.41	7.70	7.98	8.25
	2200	2.48	2.88	3.27	3.65	4.03	4.40	4.77	5.12	5.47	5.82	6.15	6.48	6.80	7.11	7.41	7.70	7.99	8.27	8.54
15	2400	2.54	2.96	3.37	3.77	4.17	4.55	4.93	5.30	5.66	6.01	6.35	6.68	7.00	7.31	7.61	7.90	8.18	8.45	8.70
	2600	2.57	3.01	3.43	3.85	4.26	4.66	5.04	5.42	5.78	6.14	6.48	6.80	7.12	7.42	7.71	7.99	8.25	8.50	8.74
	2800	2.57	3.03	3.47	3.90	4.31	4.72	5.11	5.43	5.85	6.20	6.53	6.85	7.15	7.44	7.71	7.97	8.21	8.43	8.64
	3000	2.55	3.01	3.46	3.90	4.32	4.73	5.12	5.49	5.85	6.19	6.51	6.81	7.10	7.36	7.61	7.83	8.04		
20	3200	2.49	2.97	3.42	3.86	4.28	4.69	5.07	5.43	5.78	6.10	6.40	6.68	6.94	7.17					
	3400	2.41	2.89	3.34	3.78	4.20	4.59	4.96	5.31	5.63	5.93	6.21	6.46							
	3600	2.29	2.77	3.22	3.65	4.06	4.44	4.79	5.12	5.41	5.68									
	3800	2.14	2.61	3.06	3.48	3.87	4.22	4.55	4.85	5.11										
25	4000	1.95	2.42	2.85	3.25	3.62	3.95	4.25												
	4200	1.73	2.18	2.60	2.97	3.31														
	4400	1.47	1.90	2.29	2.64	2.95														
	4600	1.17	1.58	1.94																
	4800	0.83	1.21																	
	5000	0.45																		

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

Tabla 5. Continuación.

Veloc. Lin. m/seg	N° Rev. polea menor	PRESTACIÓN BASE		Prestación adicional (P_d) para relaciones de transmisión de:								
				1.02 a	1.06 a	1.12 a	1.19 a	1.27 a	1.39 a	1.58 a	1.95 a	3.39 y otros
		110	200	1.05	1.11	1.18	1.26	1.38	1.57	1.94	3.38	
5	200	0.49	1.38	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.07	0.08	0.09	0.10
	400	0.84	2.50	0.01	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19
	600	1.13	3.51	0.03	0.09	0.13	0.16	0.20	0.22	0.24	0.26	0.29
	725	1.30	4.10	0.04	0.10	0.16	0.20	0.24	0.27	0.29	0.33	0.35
	800	1.39	4.44	0.04	0.12	0.17	0.22	0.26	0.30	0.32	0.36	0.39
	870	1.47	4.74	0.05	0.13	0.19	0.24	0.28	0.33	0.35	0.39	0.42
	950	1.56	5.08	0.05	0.14	0.21	0.26	0.31	0.36	0.39	0.43	0.46
	1000	1.62	5.29	0.06	0.14	0.22	0.27	0.33	0.37	0.41	0.45	0.50
	1160	1.78	5.91	0.06	0.17	0.25	0.31	0.38	0.43	0.47	0.52	0.56
	1200	1.82	6.06	0.07	0.17	0.26	0.32	0.39	0.45	0.49	0.54	0.59
10	1400	2.00	6.75	0.08	0.20	0.30	0.38	0.45	0.52	0.57	0.63	0.69
	1425	2.02	6.83	0.08	0.21	0.31	0.39	0.47	0.53	0.58	0.63	0.69
	1600	2.16	7.35	0.09	0.23	0.35	0.43	0.52	0.60	0.65	0.72	0.78
	1750	2.26	7.73	0.09	0.25	0.38	0.47	0.57	0.65	0.71	0.79	0.85
	1800	2.29	7.85	0.10	0.26	0.39	0.49	0.59	0.67	0.73	0.81	0.88
	2000	2.39	8.25	0.11	0.29	0.43	0.54	0.65	0.75	0.81	0.90	0.97
	2200	2.48	8.54	0.12	0.32	0.48	0.60	0.72	0.82	0.89	0.99	1.07
	2400	2.54	8.70	0.13	0.35	0.52	0.65	0.78	0.90	0.97	1.08	1.16
	2600	2.57	8.74	0.14	0.37	0.56	0.70	0.85	0.97	1.06	1.17	1.26
	2800	2.57	8.64	0.15	0.40	0.61	0.76	0.91	1.05	1.14	1.26	1.35
15	3000	2.55		0.16	0.43	0.65	0.81	0.98	1.12	1.22	1.35	1.45
	3200	2.49		0.17	0.46	0.69	0.87	1.04	1.20	1.30	1.44	1.54
	3400	2.41		0.18	0.49	0.74	0.92	1.11	1.27	1.38	1.53	1.64
	3600	2.29		0.19	0.52	0.78	0.97	1.17	1.35	1.46	1.62	1.74
	3800	2.14		0.21	0.55	0.83	1.03	1.24	1.42	1.54	1.71	1.83
	4000	1.95		0.22	0.58	0.87	1.08	1.31	1.50	1.63	1.80	1.93
	4200	1.73		0.23	0.60	0.91	1.14	1.37	1.57	1.71	1.89	2.03
	4400	1.47		0.24	0.63	0.95	1.19	1.44	1.65	1.79	1.98	2.12
	4600	1.17		0.25	0.66	1.00	1.25	1.50	1.72	1.87	2.07	2.22
	4800	0.83		0.26	0.69	1.04	1.30	1.57	1.80	1.95	2.15	2.31
20	5000	0.45		0.27	0.72	1.08	1.35	1.63	1.87	2.03	2.24	2.40
				Nota: para valores de relación de transmisión inferiores a 1.02 la prestación adicional es nula								
25												
30												

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

Tabla 6. Factores de corrección C_r para arcos de contacto inferiores a 180°

Arco de contacto sobre la polea menor	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	100°	90°
Transmisión trap/trap	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.90	0.89	0.87	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.74	0.69
Transmisión trap/plana	0.75	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.74	0.69

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

Tabla 7. Factores de corrección C_{L_c} en función del tipo de correa

	16	24	28	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	180	240	330	420	540	720
Z	0.80	0.83	0.86	0.92	0.95	0.98	1.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A	-	-	0.82	0.87	0.90	0.93	0.95	1.00	1.02	1.04	1.06	1.10	1.14	1.17	1.23	-	-	-	-	-
B	-	-	-	0.81	0.85	0.88	0.90	0.94	0.97	0.99	1.00	1.04	1.08	1.11	1.16	1.22	1.28	-	-	-
C	-	-	-	-	-	-	0.80	0.84	0.87	0.89	0.91	0.94	0.98	1.00	1.05	1.11	1.19	1.24	-	-
D	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.87	0.89	0.94	1.00	1.07	1.12	1.18	1.24
E	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.91	0.96	1.03	1.09	1.14	1.21
F	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.87	0.97	1.03	1.06	1.09

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

Tabla 8. Dimensiones de las poleas acanaladas

DIMENSIÓN		SECCIÓN						
		Z	A	B	C	D	E	F
ap	en mm	8.5	11	14	19	27	32	43
b mínimo	en mm	2.5	3.3	4.2	5.7	8.1	9.6	13
c mínimo	en mm	7	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4	31.1
e (1)	en mm	12	15	19	25.5	37	44.5	56
tolerancia sobre e (2)	en mm	± 0.3	± 0.3	± 0.4	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8
f	en mm	8	10	12.5	17	24	29	37
tolerancia sobre f (3)	en mm	+ 1	+ 2	+ 2	+ 2	+ 3	+ 4	+ 5
		- 1	- 1	- 1	- 1	- 1	- 1	- 1
tolerancia sobre β	en mm	+ 1	+ 1	+ 1	+ ½	+ ½	+ ½	+ ½
		- 1	- 1	- 1	- ½	- ½	- ½	- ½

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

Tabla 9. Montaje de las correas y carrera del tensor

Tipo de correa	Carrera mínima para el montaje de la correa (mm)							Carrera mínima del tensor (mm)
	Z	A	B	C	D	E	F	
26 – 38	15	19	25	–	–	–	–	25
38 – 60	15	19	25	38	–	–	–	38
60 – 90	19	19	32	38	–	–	–	51
90 – 120	–	25	32	38	–	–	–	63
120 – 158	–	25	38	38	51	–	–	75
158 – 195	–	–	–	51	51	63	–	90
195 – 240	–	–	–	51	51	63	–	101
240 – 270	–	–	–	51	63	63	76	113
270 – 330	–	–	–	51	63	76	76	127
330 – 420	–	–	–	51	63	76	90	152
420 y otros	–	–	–	–	76	90	100	1.5% de la longitud de la correa

Fuente: Manual de diseño de máquinas, folleto ESPOL, 1984

4.2.15. Cálculo del cubo de la poleas 1 y 2 (Ilustración 12)

Se calculan las dimensiones del cubo para las dos poleas (Ilustración 12) en base a:

Para su diámetro:

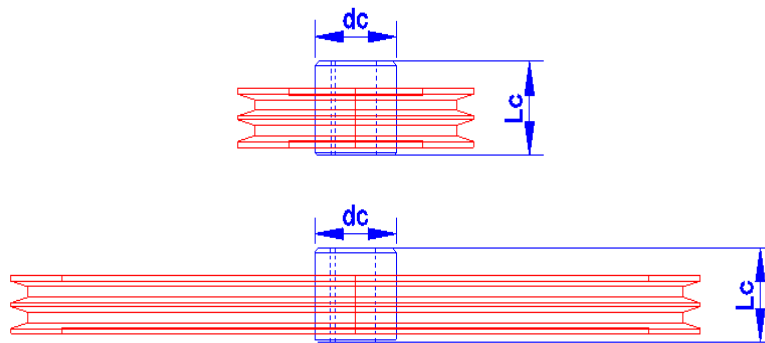
$$d_c = 1.8 a 2 d \quad \text{Ecuación n}^\circ 29$$

Para su longitud:

$$l_c = 1.2 a 1.5 d \quad \text{Ecuación n}^\circ 30$$

Dónde:

d : Diámetro del eje



*Ilustración 12. Dimensiones del cubo de la polea
Fuente: Autor*

CAPÍTULO 3.

4.3. Selección de rodamientos

Normas para la selección de rodamientos (NSK)

4.3.1. Parámetros necesarios para la selección de rodamientos

F_r : Carga radial en el rodamiento

n : Rpm del eje en el rodamiento

d_i : Diámetro interno del rodamiento = diámetro del eje

Condiciones de trabajo y máquina accionada

4.3.2. Índice básico de carga

Se debe calcular el índice básico de carga C_r para poder seleccionar el rodamiento y para hacerlo se usa la siguiente expresión:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{F_r} \quad \text{Ecuación n° 31}$$

Donde:

f_h : Factor de vida de fatiga

f_n : Factor de velocidad

C_r : Índice básico de carga

4.3.2.1. Factor de vida de fatiga f_h

El factor de vida de fatiga se determina en la Tabla 10, dependiendo de los periodos de trabajo y el tipo de máquina accionada.

4.3.2.2. Factor de velocidad f_n

Se determina con:

$$f_n = (0.03 \times n)^{-1/3} \quad \text{Ecuación n° 32}$$

Tabla 10. Factor de vida de fatiga f_h para distintas aplicaciones de rodamientos.

Periodos de funcionamiento	Factor de vida de fatiga f_h				
	-3	2-4	3-5	4-7	6-
Utilizados con poca frecuencia o durante periodos cortos	- Motores pequeños para electrodomésticos, como aspiradoras y lavadoras - Herramientas eléctricas manuales	- Maquinaria agrícola			
Utilizados ocasionalmente pero cuya fiabilidad es importante		- Motores para calefactores domésticos y aires acondicionados. - Máquinas para la construcción.	- Transportadoras - Roldanas para cables elevadores		
Utilizados intermitentemente durante periodos relativamente largos	- Cuellos de cilindros para laminación	- Motores pequeños - Grúas de cubierta - Grúas de carga general - Soportes de piñón - Coches de pasajeros	- Motores de fabricas - Máquina herramienta - Transmisores - Cribas - Trituradoras	- Roldanas para grúas - Compresores - Transmisiones especializadas	
Utilizados intermitentemente por más de ocho horas diarias		- Escaleras mecánicas	- Separadores centrífugos - Equipos de aire acondicionado - Compresores - Máquinas para trabajar madera - Motores grandes - Cajas de ejes para ejes ferroviarios	- Elevadores para minas - Volantes de prensas - Motores de tracción para ferrocarriles - Cajas de ejes para locomotoras	- Máquinas para fabricación de papel

Fuente: Catalogo de rodamientos del NSK

4.3.3. Elección del rodamiento

Con el cálculo del índice básico de carga realizado en la sección 4.3.2. y el dato de diámetro interno del rodamiento (4.3.1.) se puede seleccionar el rodamiento en los catálogos de los fabricantes, escogiendo el que mejor satisfaga las necesidades de nuestro diseño.

4.3.4. Índice básico de vida L_h

El índice básico de vida es el periodo de vida que tendrá el rodamiento y se calcula con:

$$L_h = 500 f_h^3 \quad \text{Ecuación n° 33}$$

5. MATERIALES Y MÉTODOS

5.1. Materiales

Para realizar las prácticas se usaron los siguientes materiales:

Volumen de cuarzo dentro de un recipiente:

- Recipiente con sección circular de 20 litros
- Piedras de diferentes tamaños
- Instrumentos de medida y cálculo

Fuerza de ruptura del cuarzo:

- Piedras de diferentes tamaños
- Amoladora (Taller Mecánico)
- Máquina de compresión (Taller Mecánico)
- Instrumentos de medida y cálculo.

5.2. Métodos

Para el desarrollo de la tesis se usó los siguientes métodos:

Observación

Este método permitió evidenciar los problemas que se dan en las Plantas de Beneficio Israel 2, ya que en sus instalaciones no existe una trituradora de cuarzo, además sirvió para obtener el dato del tamaño máximo de piedra que puede ingresar al molino.

Experimental

Este método ayudó a encontrar el diseño adecuado de la máquina trituradora de cuarzo.

Matemático

Este método sirvió para descubrir cuál es la secuencia lógica de los cálculos para el diseño de la máquina trituradora. Para los cálculos se usaron las siguientes formulas:

Tabla 11. Ecuaciones usadas en el diseño de la trituradora

NÚMERO	ECUACIÓN	DESCRIPCIÓN
1	$\sigma = \frac{F(\text{Fuerza})}{A(\text{Área})} \leq [\sigma_{ad}]$	Esfuerzo por tracción o compresión.
4	$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{ad}]$	Esfuerzo por flexión
7	$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\sigma_{ad}]$	Esfuerzo por torsión
9	$\sigma_e \leq \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma_{ad}]$	Tensión equivalente o reducida (flexión y torsión)
13	$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\sigma_{ad}}}$	Diámetro de un eje redondo macizo
14	$Q_c = \frac{El \times I \times \pi^2}{L_1^2}$	Carga crítica necesaria para el pandeo
15	$K = \frac{N_1}{n_2}$	Relación de transmisión (transmisión banda trapecial)
16	$P_c = P_m \times C$	Potencia corregida (transmisión banda trapecial)
17	$D_2 = K \times d_1$	Diámetro polea mayor
19	$I \geq \frac{D_2 + d_1}{2}$	Distancia entre ejes (transmisión banda trapecial)
20	$L_c = 2I + 1.57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4I}$	Longitud primitiva de la correa (transmisión banda trapecial)
21	$I_e = I \pm \frac{L_c - L'_c}{2}$	Distancia corregida entre ejes (transmisión banda trapecial)
22	$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{D_2 - d_1}{I_e} \right)$	Arco de contacto en la polea menor (transmisión banda trapecial)
23	$P_a = (P_b + P_d) \times C_\gamma \times C_{L_c}$	Potencia transmitida por correa (transmisión banda trapecial)
24	$n^o_c = \frac{P_c}{P_a}$	Número de correas (transmisión banda trapecial)
25	$v = \frac{0.52 \times d_1 \times N_1}{1000}$	Velocidad tangencial de la correa (transmisión banda trapecial)
26	$\text{ancho} = 2f + e$	Ancho de la poleas (transmisión banda trapecial)

27	$d_{1e} = d_1 + 2b$	Diámetro exterior de la polea menor (transmisión banda trapecial)
28	$D_{2e} = D_2 + 2b$	Diámetro exterior de la polea mayor (transmisión banda trapecial)
29	$d_c = 1.8 a 2 d$	Diámetro del cubo (transmisión banda trapecial)
30	$l_c = 1.2 a 1.5 d$	Longitud del cubo (transmisión banda trapecial)
31	$f_h = f_n \frac{C_r}{F_r}$	Índice básico de carga (Rodamientos)
32	$f_n = (0.03 \times n)^{-1/3}$	Factor de velocidad (Rodamientos)
33	$L_h = 500 f_h^3$	Índice básico de vida (Rodamientos)
34	$\tan \varphi = \frac{\text{Lado opuesto}}{\text{Lado adyacente}}$	Ángulos y catetos de triángulo rectángulo
35	$\text{hipotenusa}^2 = (\text{l opue})^2 + (\text{l adya})^2$	Teorema de Pitágoras
36	$v = \frac{b \text{ mayor} + b \text{ menor}}{2} \times h \times \text{profundidad}$	Volumen de un trapecio
37	$v = \frac{\pi}{4} \times \text{diámetro}^2 \times \text{altura}$	Volumen de un recipiente con sección circular
38	$\text{Área} = \text{base} \times \text{altura}$	Área de un rectángulo
39	$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}}$	Presión
40	$\text{Torque} = \text{Fuerza} \times \text{distancia}$	Torque
41	$\text{Potencia} = \text{torque} \times \text{velocidad angular}$	Potencia
42	$W = \frac{b_1 \times (h_1)^2}{6}$	Módulo rectangular de inercia
43	$\sigma_l = \frac{P_{cb} \times d_{icb}}{2e_{cb}} \leq \sigma_{ad}$	Esfuerzo longitudinal
44	$\sigma_{apl} = \frac{R}{A_{apl}} \leq \sigma_{ad}$	Esfuerzo por aplastamiento

Fuente: Autor

6. RESULTADOS.

A continuación se presentan los cálculos de las dimensiones de las principales partes de la máquina trituradora. La máquina trituradora está constituida por las siguientes partes (Ilustración 13):

Mandíbula fija y móvil

Son las encargadas de triturar la piedra esto cuando la mandíbula móvil se acerca y aleja de la mandíbula fija. El movimiento en la mandíbula móvil se debe a la excentricidad del eje de la máquina. Las mandíbulas están formadas por:

Placa fija y móvil. Es la parte de las mandíbulas que sirve de apoyo para las placas dentadas.

Placa dentada fija y móvil. Es la parte de las mandíbulas que choca con la piedra, está expuesta a excesivo impacto y desgaste.

Calzas de soporte. Son las encargadas de mantener las placas dentadas en su posición de trabajo con respecto a las placas fija y móvil.

Buje. Es la parte de la mandíbula móvil que va acoplada al eje excéntrico, está formado por un casquillo de bronce en la parte interna y en la parte externa por un tramo de barra perforada de acero.

Eje excéntrico

Es el encargado de transmitir el movimiento del motor a la mandíbula móvil, gracias a su excentricidad permite que la mandíbula móvil se acerque y se aleje de la fija.

Biela

Esta pieza sirve de apoyo para la mandíbula móvil, ayuda a resistir el impacto al momento de chancar la piedra, además junto con el sistema de regulación rige el tamaño del material triturado.

Calzas de soporte de biela

Estas piezas junto con el vástago posicionador sirven para mantener a la biela en su posición de trabajo, se ubican en los extremos de la biela, la una acoplada a la mandíbula móvil y la otra al sistema de regulación de biela

Sistema de regulación de biela

Esta pieza de la máquina permite variar el tamaño del material triturado, al desplazar el sistema hacia la derecha la biela hace que el espacio entre las mandíbulas en la parte inferior aumente y por lo tanto el material triturado tendrá mayor tamaño y por lo contrario si se desplaza hacia la izquierda la biela hace que el espacio entre las mandíbulas en la parte inferior reduzca y por lo tanto el tamaño del material triturado será menor.

Transmisión por banda trapecial

Permite transmitir el movimiento del eje del motor al eje de la máquina trituradora esto gracias a las poleas y correas. Además permite reducir la velocidad del motor hasta la velocidad deseada en el eje excéntrico.

Volante de inercia

Sirve para equilibrar el sistema mecánico ya que en el otro extremo está la polea, además acumula energía en el momento en que la mandíbula móvil se aleja de la fija y la devuelve cuando la mandíbula móvil se acerca a la fija.

Vástago posicionador y Resorte

Es la pieza de la máquina que sirve para impedir que la biela salga o caiga de su posición de trabajo, además impide que la mandíbula móvil se acerque demasiado a la mandíbula fija, todo esto gracias al resorte acoplado en su extremo derecho.

Motor eléctrico

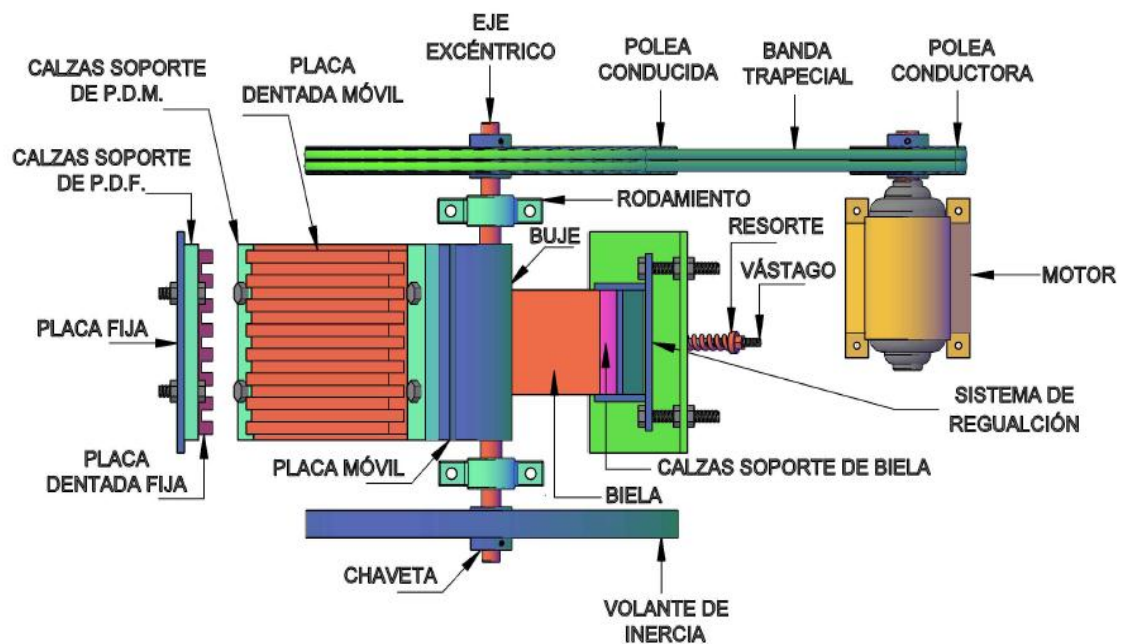
Es el dispositivo encargado de transformar la energía eléctrica en energía mecánica, produce el movimiento en la transmisión por banda trapecial.

Rodamiento

Este elemento sirve de apoyo para el eje excéntrico permitiéndole que este gire sobre él.

Chavetas

Son las piezas que sirven para unir las poleas y el volante de inercia al eje excéntrico y al eje del motor.



*Ilustración 13. Partes de trituradora de mandíbulas
Fuente: Autor*

Una máquina trituradora tiene la función de reducir el tamaño del material que a ella se le suministra. Gracias al movimiento continuo que genera el eje excéntrico, la mandíbula móvil se acerca y aleja de la mandíbula fija produciendo un impacto con la o las piedras que se alojan entre dichas mandíbulas, este impacto produce la reducción tamaño del material, dependiendo del tamaño que este tenga el reglaje r (Ilustración 14) de la máquina permitirá o no su desalojo.

Para calcular las distintas partes de la máquina se siguió el siguiente proceso:

6.1. Cálculo del volumen de cuarzo entre las mandíbulas

Para el cálculo del volumen es necesario tener las dimensiones de la boca de alimentación y las de las placas dentadas 1 y 2 (Ilustración 14)

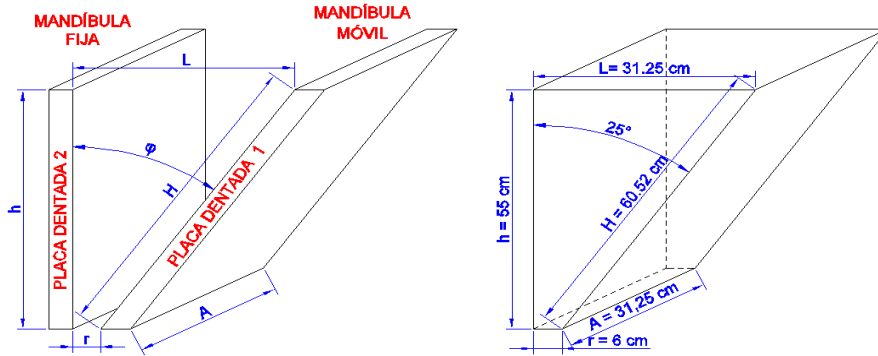


Ilustración 14. Esquema de placa dentada fija (2) y placa dentada móvil (1) y trapecio.
Fuente: Autor

Para obtener las principales dimensiones de las placas dentadas se parte del dato de $L_{m\acute{a}x}$ que es el tamaño máximo del material que va a ser triturado por la máquina y que para este caso es 25 cm

Este dato se lo obtuvo de la sociedad minera Tatiana Yanahe. Debido a que en ciertos tramos de la mina el material (piedra) debe ser movilizado en sacos por los trabajadores y para que éste traslado se facilite se debe hacer la reducción del material dentro de la mina a un tamaño máximo de 25 cm.

$$L_{m\acute{a}x} = \text{Tamaño máximo de la piedra} = 25 \text{ cm}$$

De conformidad con las recomendaciones de los fabricantes de máquinas trituradoras de mandíbulas, se aconseja que la dimensión de L (Ilustración 14) debe ser: (Blanco)

$$L_{m\acute{a}x} = 0.8 \times L$$

$$L = \frac{25 \text{ cm}}{0.8}$$

$$L = 31.25 \text{ cm}$$

La dimensión de A (Ilustración 14) según recomendaciones de los fabricantes puede estar comprendida entre 1 y 1.5 veces el tamaño de L , para este caso se elige: (Blanco)

$$A = 1 \times L$$

$$A = 1 \times 31.25 \text{ cm}$$

$$A = 31.25 \text{ cm}$$

El tamaño máximo del material triturado (Tmt) en una machacadora de mandíbulas de simple efecto según recomendaciones de los fabricantes de máquinas trituradoras se considera 1.5 veces el reglaje r (Ilustración 14). (Blanco)

$$Tmt = 1.5 \times r$$

Donde:

r : Reglaje, Salida del producto con las mandíbulas en posición cerrada.

Para este proyecto se planteó obtener un tamaño máximo de material triturado de 10 cm, ya que a los molinos a los que se les va a suministrar el material triturado tienen una boca de alimentación máxima de 10 cm, es por esto y para evitar atascamientos en la entrada del molino que se elige:

$$Tmt = 9 \text{ cm}$$

$$9 \text{ cm} = 1.5 \times r$$

$$r = 6 \text{ cm}$$

Para calcular la dimensión de h que es largo de la mandíbula fija (Ilustración 14), primero se debe elegir el ángulo φ entre las mandíbulas (Ilustración 14) que de conformidad con los fabricantes debe ser menor de 26° , para este caso se eligió un ángulo $\varphi = 25^\circ$. Con esto se tiene que usando: (Blanco)

$$\tan \varphi = \frac{\text{Lado opuesto}}{\text{Lado adyacente}} \quad \text{Ecuación n}^\circ 34$$

Usando la Ecuación n° 34 y según la Ilustración 14 tenemos que:

$$h = \frac{L - r}{\text{tg } \varphi}$$

$$h = \frac{31.25 \text{ cm} - 6 \text{ cm}}{\text{tg } 25^\circ}$$

$$h = 55 \text{ cm}$$

Para calcular la dimensión de H que es el largo de la mandíbula móvil (Ilustración 14), se usa:

$$\text{hipotenusa}^2 = (\text{lado opuesto})^2 + (\text{lado adyacente})^2 \quad \text{Ecuación n}^\circ 35$$

Usando la Ecuación n° 35 y según la Ilustración 14 tenemos:

$$H = \sqrt{h^2 + (L - r)^2}$$

$$H = \sqrt{(55 \text{ cm})^2 + (31.25 \text{ cm} - 6 \text{ cm})^2}$$

$$H = 60.52 \text{ cm}$$

Con el proceso anterior se obtuvieron los siguientes resultados, que servirán como datos para el cálculo del volumen total del cuarzo entre las mandíbulas.

$$A = 0.3125 \text{ m}$$

$$L = 0.4687 \text{ m}$$

$$r = 0.06 \text{ m}$$

$$h = 0.55 \text{ m}$$

$$H = 0.6052 \text{ m}$$

$$H_B = 0.05 \text{ m (Ilustración 18)}$$

La magnitud de H_B se toma en base a las máquinas trituradoras existentes semejantes a la que se está diseñando.

El cálculo del volumen total del trapecio formado por las mandíbulas (Ilustración 14) se determina con:

$$\text{volumen de un trapecio} = \frac{\text{base mayor} + \text{base menor}}{2} \times \text{altura} \times \text{profundidad} \quad \text{Ecuación n}^\circ 36$$

Usando la Ecuación n° 36 y según la Ilustración 14 tenemos:

$$V = \left(\frac{L + r}{2} \right) \times h \times A$$

V = Volumen total del trapecio formado por las mandíbulas

$$V = \left(\frac{0.4678 \text{ m} + 0.06 \text{ m}}{2} \right) \times 0.55 \text{ m} \times 0.3125 \text{ m}$$

$$V = 4.54 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

Para el cálculo del volumen total de cuarzo entre las mandíbulas se realizó una práctica que consistía en llenar un recipiente con piedra, luego se introdujo agua hasta llenar el recipiente, después se tuvo que sacar las piedras del recipiente y medir la cantidad de agua que quedaba en el recipiente, luego se determinó el volumen del recipiente y finalmente se realizó una diferencia entre volumen de recipiente y volumen de agua dentro del recipiente obteniendo así el volumen de la piedra en el recipiente.

Resultados de la práctica:

Volumen del Recipiente V_R

Para calcular el volumen de un recipiente circular se usó:

$$\text{volumen de un recipiente circular} = \frac{\pi}{4} \times \text{diámetro}^2 \times \text{altura} \quad \text{Ecuación n}^\circ 37$$

Dimensiones del recipiente:

$$\text{diámetro} = \phi_R = 30.8 \text{ cm}$$

$$\text{altura} = h_R = 27.2 \text{ cm}$$

Usando la Ecuación n° 37 tenemos:

$$V_R = \pi \times \frac{\phi_R^2}{4} \times h_R$$

$$V_R = \pi \times \frac{(30.8 \text{ cm})^2}{4} \times 27.2 \text{ cm}$$

$$V_R = 20265.63509 \text{ cm}^3 = 20.2656 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Volumen de Agua en el Recipiente V_{AR}

diámetro de agua en el recipiente = $\phi_{AR} = \phi_R = 30.8 \text{ cm}$

altura del agua en el recipiente = $h_{AR} = 14.2 \text{ cm}$

Usando la Ecuación n° 37 tenemos:

$$V_{AR} = \pi \times \frac{\phi_{AR}^2}{4} \times h_{AR}$$

$$V_{AR} = \pi \times \frac{(30.8 \text{ cm})^2}{4} \times 14.2 \text{ cm}$$

$$V_{AR} = 10579.85361 \text{ cm}^3 = 10.5798 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Volumen de Cuarzo en el Recipiente V_{CR}

Para calcular el volumen de cuarzo en el recipiente se realizó una diferencia entre el volumen del recipiente y el volumen de agua restante en el recipiente al retirar las piedras:

$$V_R = V_{AR} + V_{CR}$$

$$V_{CR} = V_R - V_{AR}$$

$$V_{CR} = 20265.63509 \text{ cm}^3 - 10579.85361 \text{ cm}^3$$

$$V_{CR} = 9685.78148 \text{ cm}^3 = 9.6858 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Porcentaje de cuarzo en el recipiente $\%_{CR}$

$$\%_{CR} = \frac{V_{CR}}{V_R} \times 100\%$$

$$\%_{CR} = \frac{9.6858 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{20.2656 \times 10^{-3} \text{ m}^3} \times 100\%$$

$$\%_{CR} = 47.8 \%$$

Con esta práctica se pudo determinar que para cualquier recipiente, el volumen que ocupará la piedra será del 47.8 % del volumen total del recipiente, es por esto que:

$$V_{\text{cuarzo}} = 0.478 \times V$$

V_{cuarzo} = Volumen de cuarzo entre las mandíbulas

$$V_{\text{cuarzo}} = 0.478 \times 4.54 \times 10^{-2} m^3$$

$$V_{\text{cuarzo}} = 2.17 \times 10^{-2} m^3$$

6.2. Cálculo del área de aplastamiento

Para el cálculo del área de aplastamiento se tomó las dimensiones de la placa dentada fija (Ilustración 15).

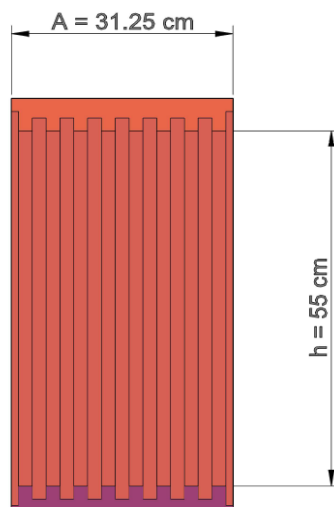


Ilustración 15. Placa dentada fija o placa dentada 2.
Fuente: Autor

Para calcular el área de un elemento rectangular se usó:

$$\text{Área} = \text{base} \times \text{altura} \qquad \text{Ecuación n}^\circ 38$$

Aplicando la Ecuación n° 38 para la placa dentada 2 (Ilustración 16) tenemos:

$$A_T = A \times h$$

$A_T = \text{Área total de la placa}$

$$A_T = 0.3125 \text{ m} \times 0.55 \text{ m}$$

$$A_T = 1.72 \times 10^{-1} \text{ m}^2$$

Para el cálculo del área neta ocupada por el cuarzo en la placa dentada 2 (Ilustración 15), se usó la misma relación de porcentaje obtenida en la práctica realizada para obtener el volumen de cuarzo dentro de un recipiente.

$$A_N = 0.478 \times A_T$$

$A_N = \text{Área neta ocupada por el cuarzo}$

$$A_N = 0.478 \times 1.72 \times 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$A_N = 8.2 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

6.3. Cálculo de la presión real en la placa dentada 2 = P_R

Para el cálculo de la presión sobre un elemento rectangular se usó:

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} \quad \text{Ecuación n}^\circ 39$$

Usando la Ecuación n° 39 tenemos que la presión real en la placa dentada 2 es:

$$P_R = \frac{F_R}{A_N}$$

Donde:

$F_R = \text{Fuerza de ruptura del cuarzo}$

Para determinar la fuerza de ruptura del cuarzo se realizó una práctica que consistía en extraer piedras de la mina y con la ayuda de una amoladora darles forma para poderlas introducir a una máquina (Ilustración 16) que sirve para hacer ensayos a compresión. Con las piedras extraídas se realizaron varias probetas (Ilustración 16) y al momento de

colocarlas en la máquina de compresión que media la presión aplicada a la probeta hasta destruirla se obtuvieron los siguientes resultados (Tabla 12):

Tabla 12. Resultados de la práctica.

# DE PROBETA	ÁREA (m ²)	PRESIÓN (MPa)	FUERZA	
			(kg)	(N)
1	1.085 * 10 ⁻³	1,4	154.84	1519
2	7 * 10 ⁻⁴	2,0	142.71	1400
3	8.06 * 10 ⁻⁴	1,8	147.89	1451
4	4.16 * 10 ⁻⁴	2,4	101.77	999
5	4.5 * 10 ⁻⁴	2,2	100.92	990
6	4.41 * 10 ⁻⁴	2,2	98.9	970
7	3.38 * 10 ⁻⁴	1,8	62.02	608
8	5 * 10 ⁻⁴	2,0	101.94	1000
9	3.6 * 10 ⁻⁴	2,0	73.39	720
10	2.04 * 10 ⁻⁴	1,8	40.44	367
11	2.04 * 10 ⁻⁴	1,6	33.27	326
12	1.661 * 10 ⁻⁴	1,6	27.09	266

Fuente: Autor.



Ilustración 16. Máquina de ensayos a compresión y probetas

Fuente: Autor

Para este caso se escoge la mayor fuerza de ruptura en la Tabla 12 y se le añade un 25% de sí misma para asegurar los cálculos.

$$F_R = 155 \text{ kg} \times 1.25 = 193.75 \text{ kg} \approx 200 \text{ kg} = 1962 \text{ N}$$

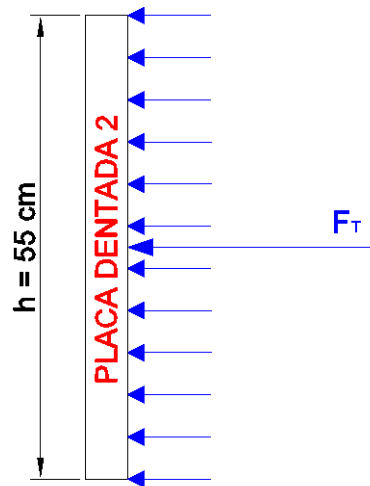
$$P_R = \frac{F_R}{A_N}$$

$$P_R = \frac{1962 \text{ N}}{8.2 \times 10^{-2} \text{ m}^2}$$

$$P_R = 23926.83 \text{ N/m}^2$$

6.4. Cálculo de la fuerza total en la placa dentada = F_T

Para el cálculo de la fuerza total, se asume presión uniforme en cada placa lo que implica fuerzas uniformemente repartidas (Ilustración 16).



*Ilustración 17. Fuerzas uniformemente repartidas en placa dentada 2 o placa dentada fija.
Fuente: Autor*

Usando la Ecuación n° 39 tenemos:

$$P_R = \frac{F_T}{A_T}$$

$$F_T = P_R \times A_T$$

$$F_T = 23926.83 \text{ N/m}^2 \times 1.72 \times 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$F_T = 4115.41 \text{ N}$$

6.5. Cálculo de reacciones en placa dentada 1

Para el cálculo de las reacciones en la placa dentada 1 se realizó un diagrama de fuerzas (Ilustración 18), para saber cómo están distribuidas las reacciones en la placa. Para este cálculo se realizó el siguiente procedimiento:

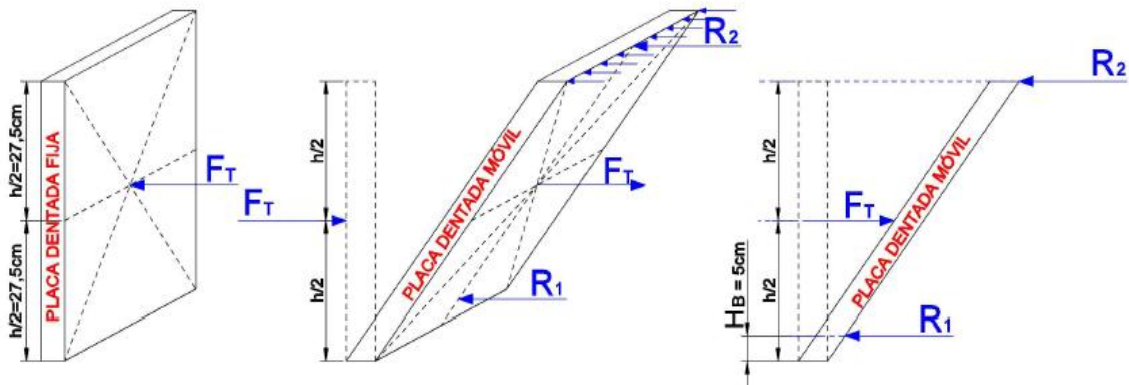


Ilustración 18. Reacciones en placa dentada 1 o placa dentada móvil
Fuente: Autor

$$\cup \Sigma M_{R_2} = 0$$

$$- F_T \times \left(\frac{h}{2}\right) + R_1 \times (h - H_B) = 0$$

$$-4115.41 \text{ N} \times \left(0.55 \text{ m}/2\right) + R_1 \times (0.55 \text{ m} - 0.05 \text{ m}) = 0$$

$$(0.50 \text{ m})R_1 = 1131.74 \text{ Nm}$$

$$R_1 = 2263.48 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_T - R_2 - R_1 = 0$$

$$R_2 = 4115.41 \text{ N} - 2263.48 \text{ N}$$

$$R_2 = 1851.93 \text{ N}$$

6.6. Cálculo y predimensionamiento del eje excéntrico

6.6.1. Cálculo de las reacciones en el eje

Para el cálculo de las reacciones en el eje excéntrico, primero se realizó un esquema (Ilustración 19) para saber de qué elementos está constituido, luego se realizaron los diagramas tridimensional (Ilustración 19) y horizontal (Ilustración 20) de las fuerzas en el eje para determinar cómo están direccionadas las reacciones.

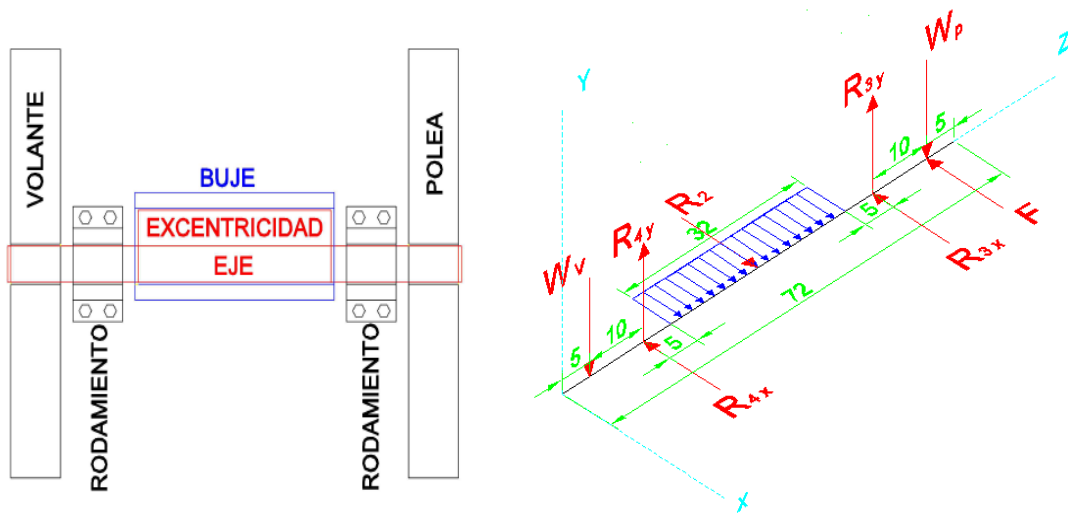


Ilustración 19. Esquema del eje excéntrico y Diagrama tridimensional de fuerzas en el eje
Fuente: Autor

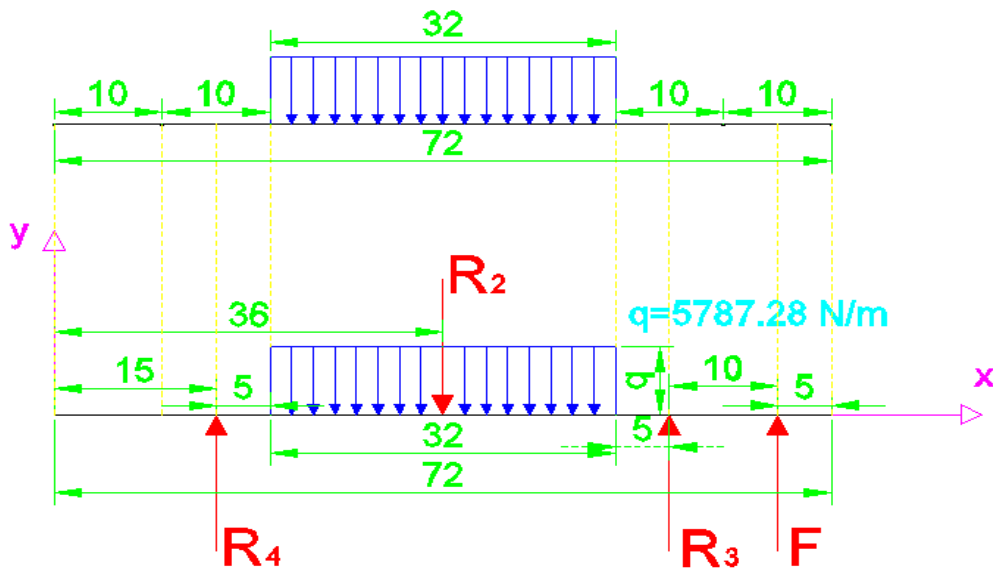


Ilustración 20. Diagrama horizontal de fuerzas en el eje excéntrico
Fuente: Autor

Como primer paso del cálculo se tuvo que determinar la reacción F que es la fuerza que impone la banda a la polea conducida 2 (Ilustración 21), para conveniencias del cálculo se toma a F dirigida horizontalmente pero en realidad sigue la dirección de la banda hacia la polea conductora (Ilustración 21). Para determinar F se realizó una relación de torques en la polea 2 (Ilustración 21).

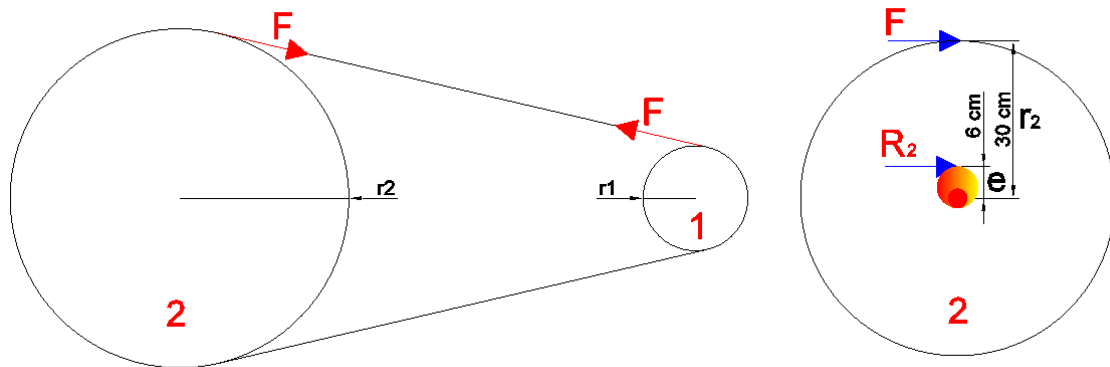


Ilustración 21. Fuerzas F y R_2 en la polea mayor 2.
Fuente: Autor

Datos:

$$r_2 = 0.3 \text{ m y } e = 0.06 \text{ m}$$

La magnitud de r_2 y e (distancia desde el centro del eje al punto más lejano de excentricidad) se toma en base a las máquinas trituradoras existentes semejantes a la que se está diseñando.

Para calcular la fuerza F se hace una relación de torques en la polea mayor:

$$\text{Torque} = \text{Fuerza} \times \text{distancia} \quad \text{Ecuación n}^\circ 40$$

Entonces usando la Ecuación n° 40 en la polea conducida 2 tenemos:

$$T_2 = F \times r_2 = R_2 \times e$$

Donde:

T_2 : Torque en la polea mayor

Despejando F y reemplazando los datos tenemos:

$$F = \frac{R_2 \times e}{r_2}$$

$$F = \frac{1851.93 \text{ N} \times 0.06 \text{ m}}{0.3 \text{ m}}$$

$$F = 370.39 \text{ N}$$

Para el cálculo de las reacciones restantes (Ilustración 20) se realizó el siguiente procedimiento.

$$\cup \Sigma M_{R_4} = 0$$

$$R_2 \times (0.21 \text{ m}) - R_3 \times (0.42 \text{ m}) - F \times (0.52 \text{ m}) = 0$$

$$R_3 = \frac{(0.21 \text{ m})R_2 - (0.52 \text{ m})F}{0.42 \text{ m}} = \frac{(0.21 \text{ m} \times 1851.93 \text{ N}) - (0.52 \text{ m} \times 370.39 \text{ N})}{0.42 \text{ m}}$$

$$R_3 = 467.39 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_3 + R_4 + F - R_2 = 0$$

$$R_4 = R_2 - F - R_3$$

$$R_4 = 1851.93 \text{ N} - 370.39 \text{ N} - 467.39 \text{ N}$$

$$R_4 = 1014.15 \text{ N}$$

6.6.2. Cálculo de fuerza cortante (V) y momento flector (M) usando el método de las secciones (4.1.3.2. del marco teórico).

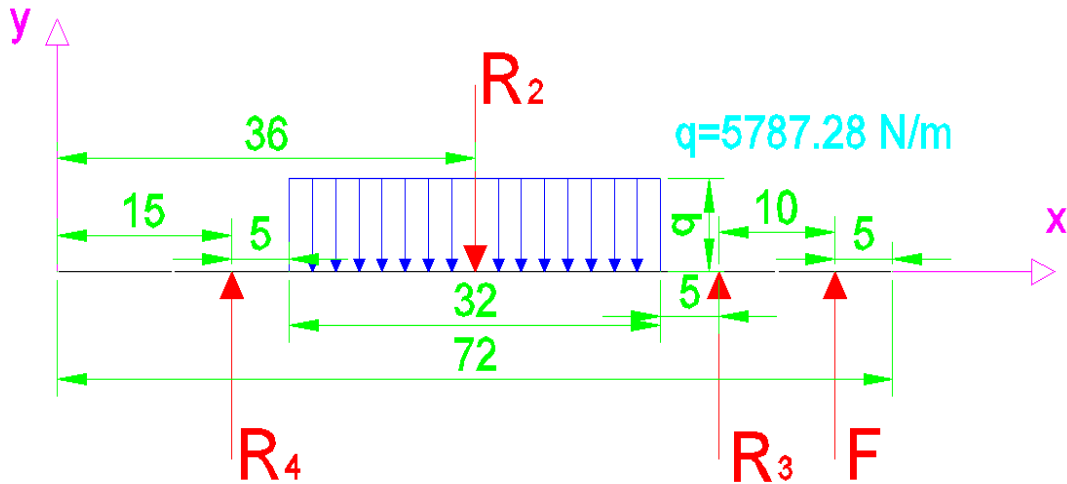


Ilustración 22. Reacciones en el eje excéntrico
Fuente: Autor

Datos:

$$F = 370.39 \text{ N}$$

$$R_2 = 1851.93 \text{ N}$$

$$R_3 = 467.39 \text{ N}$$

$$R_4 = 1014.15 \text{ N}$$

$$q = R_2 / 0.32 \text{ m} = 1851.93 \text{ N} / 0.32 \text{ m} = 5787.28 \text{ N/m}$$

6.6.2.1. Primera sección

La primera sección (Ilustración 23), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$0 \leq x \leq 0.15 \rightarrow (\text{desigualdad n}^\circ 1)$$

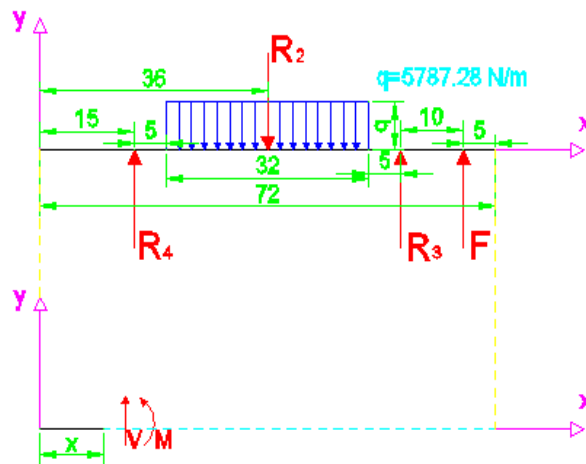


Ilustración 23. Primera sección
Fuente: Autor

En la primera sección (Ilustración 23), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = 0$$

$$M = 0$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 1.

Para $x = 0 \text{ m}$ y Para $x = 0.15 \text{ m}$

$$V = 0$$

$$M = 0$$

6.6.2.2. Segunda sección

La segunda sección (Ilustración 24), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$0.15 \leq x \leq 0.20 \rightarrow (\text{desigualdad n}^\circ 2)$$

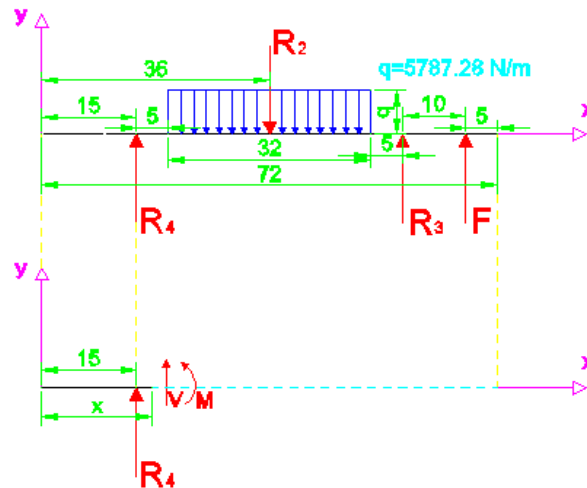


Ilustración 24. Segunda sección
Fuente: Autor

En la segunda sección (Ilustración 24), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = R_4$$

$$M = R_4(x - 0.15)$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 2.

Para $x = 0.15 \text{ m}$

$$V = R_4 = 1014.15 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) = 1014.15 \text{ N}(0.15 - 0.15)\text{m} = 0 \text{ Nm}$$

Para $x = 0.20 \text{ m}$

$$V = R_4 = 1014.15 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) = 1014.15 \text{ N}(0.20 - 0.15)\text{m} = 50.71 \text{ Nm}$$

6.6.2.3. Tercera sección

La tercera sección (Ilustración 25), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$0.2 \leq x \leq 0.52 \rightarrow (\text{desigualdad n}^\circ 3)$$

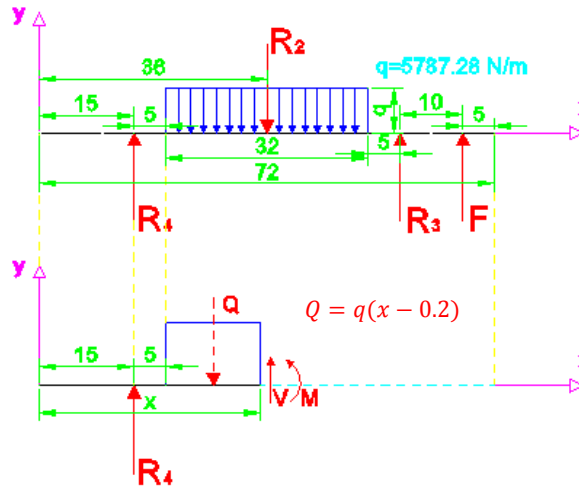


Ilustración 25. Tercera sección
Fuente: Autor

En la tercera sección (Ilustración 25), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = R_4 - Q = R_4 - q(x - 0.2)$$

$$M = R_4(x - 0.15) - Q(x - 0.2) = R_4(x - 0.15) - \frac{1}{2}q(x - 0.2)^2$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 3.

Para $x = 0.20 \text{ m}$

$$\begin{aligned} V &= R_4 - q(x - 0.2) = 1014.15 \text{ N} - [5787.28 \text{ N/m} \times (0.20 - 0.20)\text{m}] \\ &= 1014.15 \text{ N} \end{aligned}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - \frac{1}{2}q(x - 0.2)^2$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.2 - 0.15)\text{m}] - \left[\frac{1}{2} 5787.28 \text{ N/m} \times (0.2 - 0.2)^2 \text{m}^2 \right]$$

$$M = 50.71 \text{ Nm}$$

Para $x = 0.52 \text{ m}$

$$V = R_4 - q(x - 0.2) = 1014.15 \text{ N} - [5787.28 \text{ N/m} \times (0.52 - 0.20)\text{m}]$$

$$= -837.78 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - \frac{1}{2} q(x - 0.2)^2$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.52 - 0.15)\text{m}] - \left[\frac{1}{2} 5787.28 \text{ N/m} \times (0.52 - 0.2)^2 \text{m}^2 \right]$$

$$M = 78.93 \text{ Nm}$$

6.6.2.4. Cuarta sección

La cuarta sección (Ilustración 26), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$0.52 \leq x \leq 0.57 \rightarrow (\text{desigualdad } n^\circ 4)$$

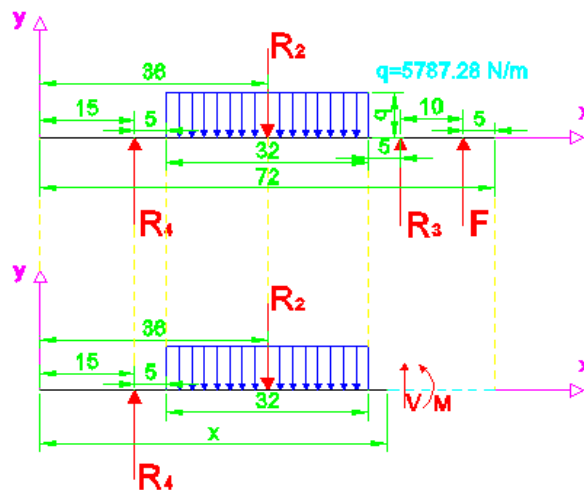


Ilustración 26. Cuarta sección
Fuente: Autor

En la cuarta sección (Ilustración 26), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = R_4 - R_2$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36)$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 4.

Para $x = 0.52 \text{ m}$

$$V = 1014.15 \text{ N} - 1851.93 \text{ N} = -837.78 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.2)$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.52 - 0.15)\text{m}] - [1851.93 \text{ N} \times (0.52 - 0.36)\text{m}]$$

$$M = 78.93 \text{ Nm}$$

Para $x = 0.57 \text{ m}$

$$V = 1014.15 \text{ N} - 1851.93 \text{ N} = -837.78 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.2)$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.57 - 0.15)\text{m}] - [1851.93 \text{ N} \times (0.57 - 0.36)\text{m}]$$

$$M = 37.04 \text{ Nm}$$

6.6.2.5. Quinta sección

La quinta sección (Ilustración 27), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$\mathbf{0.57 \leq x \leq 0.67 \rightarrow (desigualdad \text{ n}^\circ 5)}$$

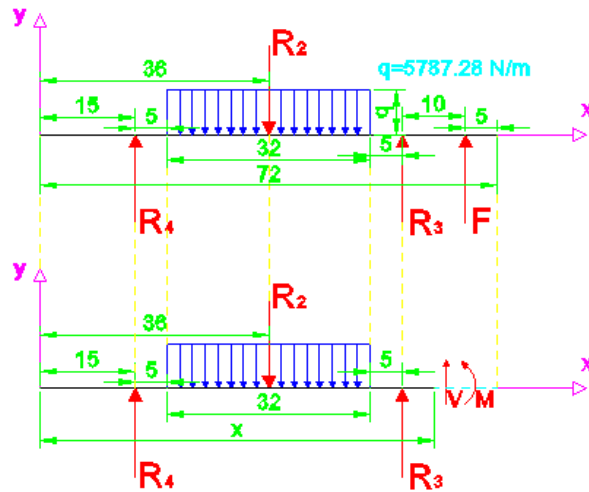


Ilustración 27. Quinta sección
Fuente: Autor

En la quinta sección (Ilustración 27), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = R_4 - R_2 + R_3$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57)$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 5.

Para $x = 0.57\text{m}$

$$V = R_4 - R_2 + R_3 = 1014.15\text{ N} - 1851.93\text{ N} + 467.39\text{ N} = -370.39\text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57)$$

$$M = [1014.15\text{ N} \times (0.57 - 0.15)\text{m}] - [1851.93 \times (0.57 - 0.36)\text{m}] + [467.39 \times (0.57 - 0.57)\text{m}]$$

$$M = 37.04\text{ Nm}$$

Para $x = 0.67\text{m}$

$$V = R_4 - R_2 + R_3 = 1014.15\text{ N} - 1851.93\text{ N} + 467.39\text{ N} = -370.39\text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57)$$

$$M = [1014.15N \times (0.67 - 0.15)m] - [1851.93 \times (0.67 - 0.36)m] + [467.39 \times (0.67 - 0.57)m]$$

$$M = 0 Nm$$

6.6.2.6. Sexta sección

La sexta sección (Ilustración 28), está comprendida entre los siguientes valores de x :

$$0.67 \leq x \leq 0.72 \rightarrow (\text{desigualdad n}^\circ 6)$$

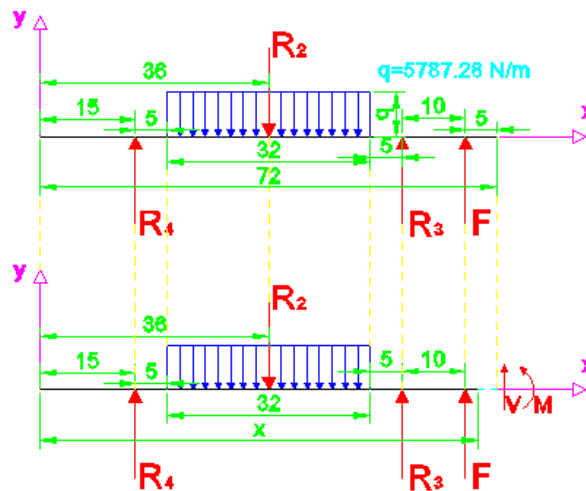


Ilustración 28. Sexta sección
Fuente: Autor

En la sexta sección (Ilustración 28), se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de fuerza cortante V y momento flector M :

$$V = R_4 - R_2 + R_3 + F$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57) + F(x - 0.67)$$

Para realizar el diagrama de fuerza cortante V y momento flector M (Ilustración 29) se debe desarrollar las ecuaciones anteriores con los datos de las reacciones y los valores extremos de x expresados en la desigualdad n° 6.

$$\text{Para } x = 0.67 \text{ m}$$

$$V = R_4 - R_2 + R_3 + F = 1014.15 \text{ N} - 1851.93 \text{ N} + 467.39 \text{ N} + 370.39 = 0 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57) + F(x - 0.67)$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.67 - 0.15) \text{ m}] - [1851.93 \times (0.67 - 0.36) \text{ m}] \\ + [467.39 \times (0.67 - 0.57) \text{ m}] + [370.39 \times (0.67 - 0.67) \text{ m}]$$

$$M = 0 \text{ Nm}$$

Para $x = 0.72 \text{ m}$

$$V = R_4 - R_2 + R_3 + F = 1014.15 \text{ N} - 1851.93 \text{ N} + 467.39 \text{ N} + 370.39 = 0 \text{ N}$$

$$M = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57) + F(x - 0.67)$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.72 - 0.15) \text{ m}] - [1851.93 \times (0.72 - 0.36) \text{ m}] \\ + [467.39 \times (0.72 - 0.57) \text{ m}] + [370.39 \times (0.72 - 0.67) \text{ m}]$$

$$M = 0 \text{ Nm}$$

6.6.3. Cálculo del momento torsor T en el eje excéntrico

Se calcula en base a la fuerza F y al radio r_2 de la polea conducida 2 (Ilustración 21). Este momento torsor actuara en todo el eje.

$$T = F \times r_2$$

$$T = 370.39 \text{ N} \times 0.3 \text{ m}$$

$$T = 111.12 \text{ Nm}$$

6.6.4. Diagrama de fuerza cortante V , momento flector F y momento torsor T

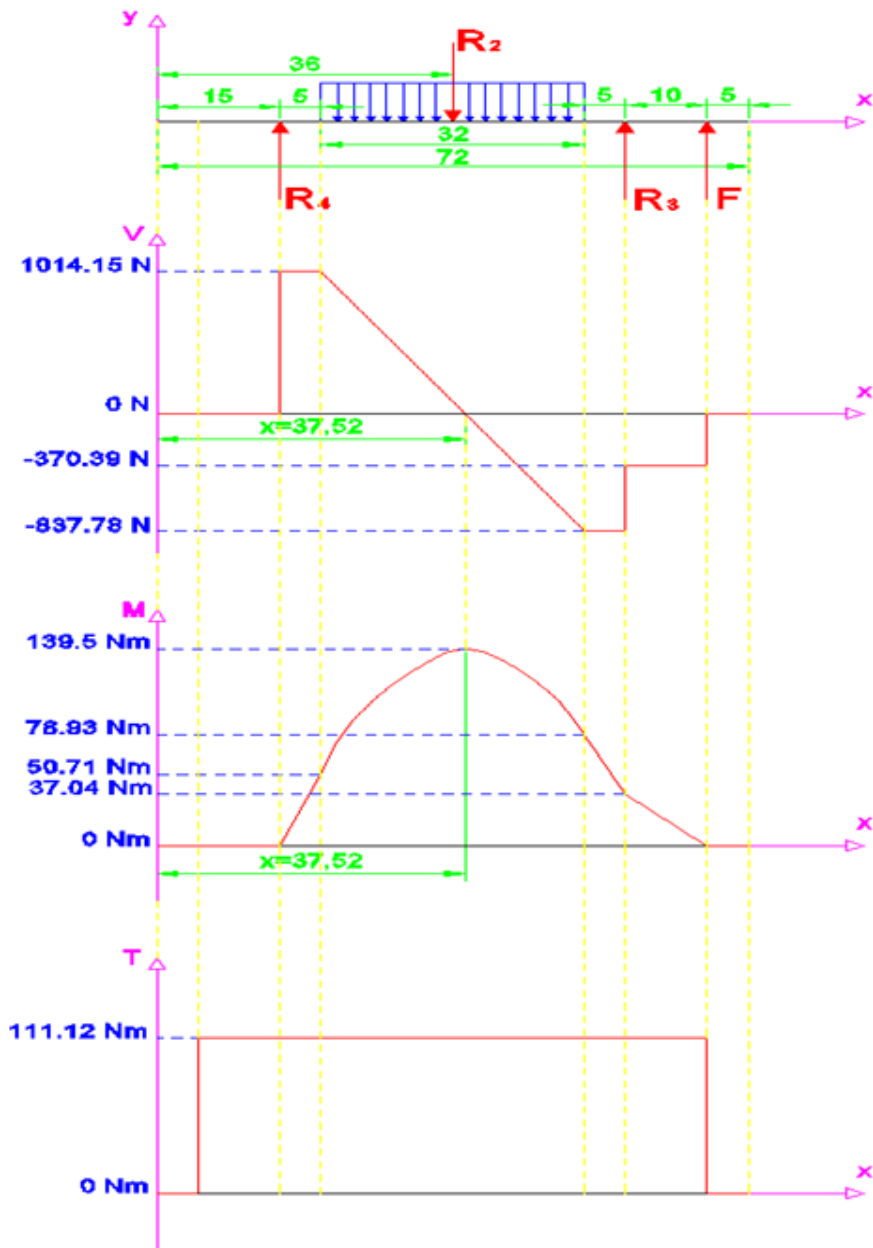


Ilustración 29. Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (F) y momento torsor (T)
Fuente: Autor

Del diagrama de fuerza cortante V (Ilustración 29) se observa que la misma se anula en la tercera sección (Ilustración 25), en consecuencia, aplicando el principio que expresa que cuando la fuerza cortante V se anula, el momento flector M es máximo. (White, 1992)

Entonces, para la tercera sección (Ilustración 25), usando las ecuaciones obtenidas en esta sección y aplicando el principio anterior, calculamos la coordenada x para la cual la fuerza cortante V es cero:

$$\text{si } V = 0 \rightarrow x = ?$$

$$V = R_4 - q(x - 0.2)$$

$$x = \frac{R_4}{q} + 0.2 \text{ m}$$

$$x = \frac{1014.15 \text{ N}}{5787.28 \text{ N/m}} + 0.2 \text{ m}$$

$$x = 0.375 \text{ m}$$

Con el valor de la coordenada en x , calculamos el valor del máximo momento flector M .

$$\text{si } x = 0.375 \text{ m} \rightarrow M = ?$$

$$M = R_4(x - 0.15) - Q(x - 0.2) = R_4(x - 0.15) - \frac{1}{2}q(x - 0.2)^2$$

$$M = [1014.15 \text{ N} \times (0.38 - 0.15)\text{m}] - \left[\frac{1}{2} 5787.28 \text{ N/m} \times (0.38 - 0.2)^2 \text{m}^2 \right]$$

$$M = 139.5 \text{ Nm}$$

6.6.5. Cálculo del diámetro del eje

El diámetro del eje se calcula en base a la Ecuación n° 13 obtenida en el análisis expuesto en la sección 4.1.5.2 del marco teórico

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\sigma_{ad}}}$$

Para este caso de la Tabla 13 se escoge $\sigma_{ad} = 400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ que corresponde a un acero suave para cargas oscilantes de una valor máximo positivo a un valor máximo negativo.

$$\sigma_{ad} = 400 \frac{kg}{cm^2} \times \frac{9.81 N}{1Kg} \times \frac{10^4 cm^2}{m^2} = 39240000 \frac{N}{m^2}$$

Reemplazando los datos de M , T y σ_{ad} tenemos:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{(139.5 Nm)^2 + (111.12 Nm)^2}}{39240000 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{178.35 Nm}{39240000 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{4.63 \times 10^{-5} m^3}$$

$$d \geq 0.036m$$

$$d \geq 36 \text{ mm}$$

Tabla 13. Características de materiales para construcción de maquinaria

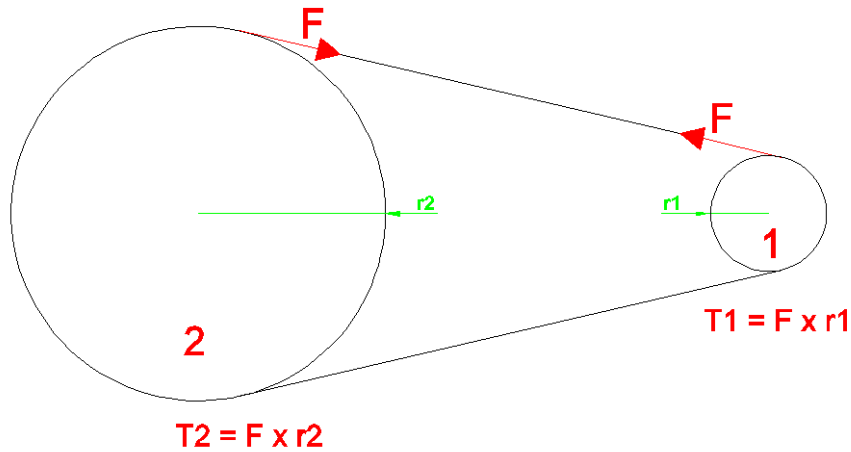
Material	Módulos		Características		Coeficientes de trabajo admisibles en kg / cm ²													
	Elasticidad Kg/cm ²	Desgarramiento kg/cm ²	Carga de rotura kg/mm ²	Alargamiento -%	Tracción			Compresión		Flexión			Cortadura			Torsión		
					I	II	III	I	II	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Acero suave	2150000	830000	35 – 50	25 – 15	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	720 a 1200	460 a 800	240 a 400	600 a 1200	400 a 600	200 a 400
Acero duro	2200000	850000	50 – 70	20 – 10	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	960 a 1400	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	600 a 960	300 a 480
Acero muelles	2000000	900000	70 – 150	16 – 5	-	-	-	-	-	7500	5000	-	-	-	-	6000	4000	-
Acero al níquel	2150000	850000	45 – 60	20 – 16	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	960 a 1400	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	600 a 960	300 a 480
Acero cromo-níquel	2080000	850000	85 – 115	20 – 13	2500	1600	900	2500	1600	2500	1600	900	2000	1300	700	2000	1300	700
Acero fundido	2150000	830000	38 – 60	20 – 10	600 a 1200	400 a 800	200 a 400	900 a 1500	600 a 1000	750 a 1200	500 a 800	250 a 400	480 a 960	320 a 640	160 a 320	480 a 960	320 a 640	160 a 320
Fundición gris	750000	300000	11 – 36	-	300 a 350	200 a 230	100 a 120	900 a 1000	600 a 660	460 a 600	310 a 400	150 a 200	300 a 350	200 a 230	100 a 120	270 a 350	180 a 230	90 a 120
Fundición mecanizada	750000	300000	19 – 35	-	300 a 350	200 a 230	100 a 120	900 a 1000	600 a 660	560 a 720	370 a 460	190 a 240	300 a 350	200 a 230	100 a 120	360 a 500	250 a 330	130 a 160
Fundición maleable	1050000	400000	28 - 36	7.5 – 1	450 a 700	300 a 470	150 a 230	600 a 900	400 a 600	450 a 700	300 a 470	150 a 300	-	-	-	300 a 400	200 a 270	100 a 130
Cobre laminado	1150000	-	20 – 27	35 – 25	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	400 a 540	270 a 360	130 a 180	-	-	-	-	-	-
Plomo	1150000	-	1.25	37	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Aluminio fundido	685000	260000	9 – 15	13 – 8	100 a 120	70 a 80	30 a 40	-	-	150 a 200	100 a 130	50 a 70	-	-	-	-	-	-
Bronce fundido	1200000	-	35 – 60	30 – 10	400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	400 a 500	270 a 330	130 a 170	-	-	-	-	-	-
Bronce fosforoso	1200000	-	30 – 44	41 – 34	600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 900	400 a 600	600 a 900	400 a 600	200 a 300	400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 360	130 a 180
Latón	800000	-	15	12	400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	400 a 600	270 a 400	130 a 200	320 a 480	210 a 320	110 a 180	320 a 480	210 a 320	110 a 180
Metal delta	1050000	-	40 – 75	40 – 10	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	600 a 1000	400 a 670	600 a 1000	400 a 670	200 a 330	480 a 800	320 a 530	160 a 270	480 a 800	320 a 530	160 a 270

Casos de carga.- I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo.

Fuente: Prontuario de máquinas, Nicolas Larburu, 1990

6.7. Cálculo de la potencia P

Para calcular la potencia en la máquina se usó el siguiente procedimiento:



*Ilustración 30. Torque en la polea mayor y menor
Fuente: Autor*

Se calcula la potencia en función de:

$$\text{Potencia} = \text{torque} \times \text{velocidad angular} \quad \text{Ecuación n}^\circ 41$$

Usando la Ecuación n° 41 para la polea 2 se tiene que:

$$P = T_2 \times \omega_2$$

Reemplazando la Ecuación n° 40 en la Ecuación n° 41 se tiene que:

$$P = F \times r_2 \times \omega_2$$

La velocidad angular de una máquina trituradora de conformidad con las recomendaciones de los fabricantes debe estar entre 90 y 300 rpm. (Blanco)

La velocidad angular de la polea conducida (Ilustración 7) para una abertura L (Ilustración 14) según Ilustración 31 es:

$$n_2 = 300 \text{ rpm} = 5 \text{ rev/s}$$

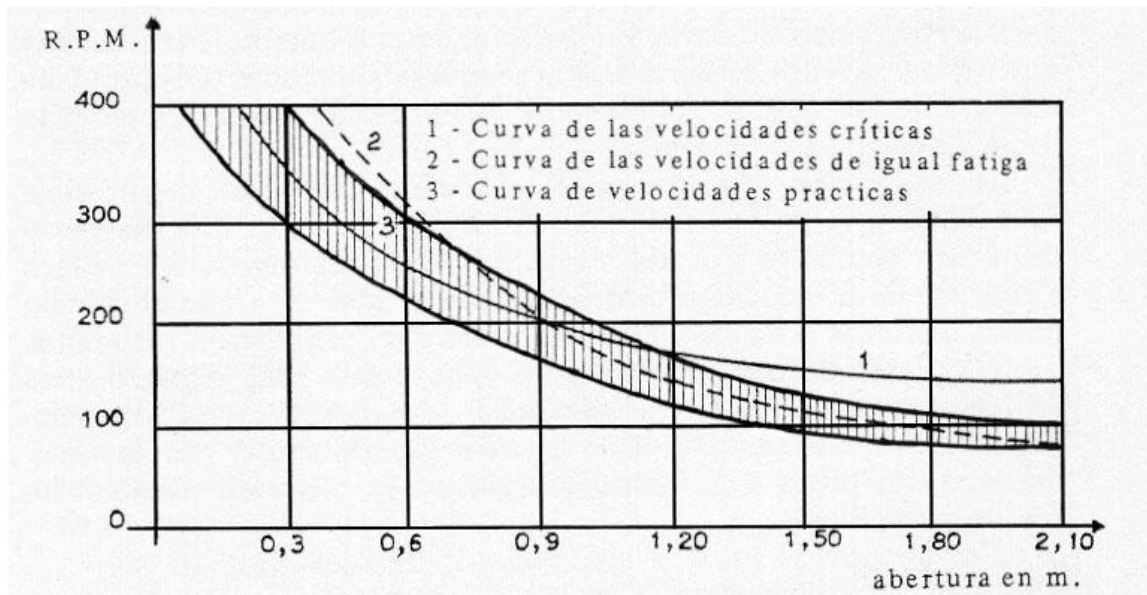


Ilustración 31. Velocidad angular de la puela conducida en función de longitud L de la boca de alimentación.

Fuente: Capítulo 7. Trituración, Universidad de Cantabria.

$$\omega_2 = 2\pi \times n_2$$

$$\omega_2 = 2\pi \times 5 \text{ rev/s}$$

$$\omega_2 = 31.42 \text{ rad/s}$$

La potencia será:

$$P = F \times r_2 \times \omega_2$$

$$P = 370.39 \text{ N} \times 0.3 \text{ m} \times 31.42 \text{ rad/s}$$

$$P = 3491.3 \text{ W} = 3.5 \text{ KW} = 4.7 \text{ HP}$$

6.8. Cálculo de la biela

Para el cálculo de la biela se realizó un esquema (Ilustración 32) y un diagrama horizontal de fuerzas (Ilustración 33) para determinar cómo están direccionadas las reacciones.

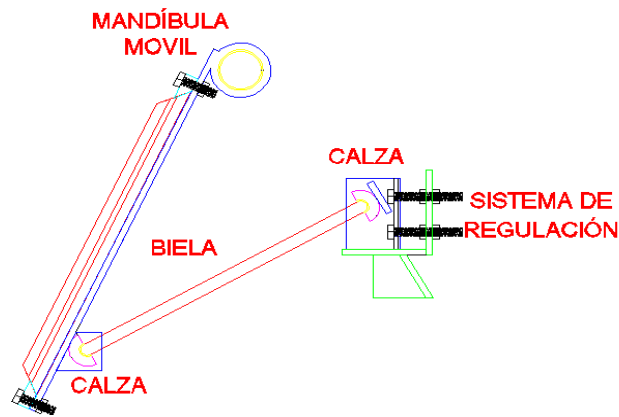


Ilustración 32. Esquema de la Biela
Fuente: Autor

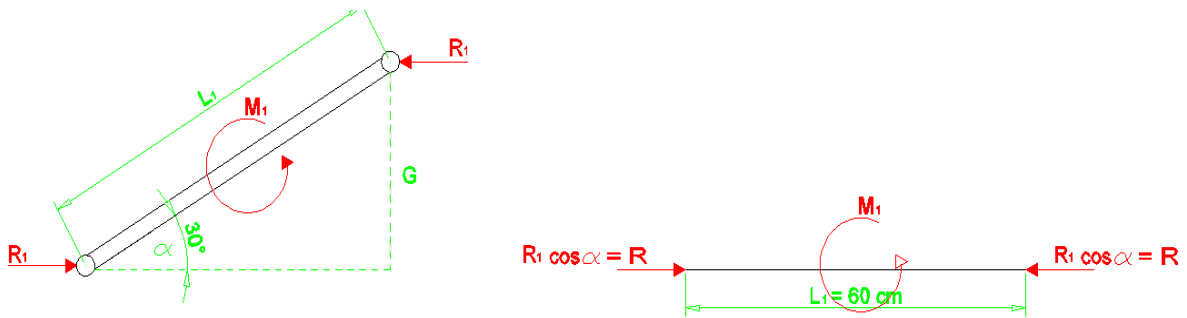


Ilustración 33. Diagrama de esfuerzos en la biela
Fuente: Autor

Se calcula la reacción horizontal R y el momento M en base al diagrama de esfuerzos (Ilustración 33):

$$R = R_1 \times \cos \alpha$$

$$M_1 = R_1 \times G$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{G}{L_1} \rightarrow M_1 = R_1 \times L_1 \text{sen } \alpha$$

Por motivos de construcción y para efectos de mantenimiento de acoples (calzas) y sistema de regulación de la biela se elige $\alpha = 30^\circ$ y $L_1 = 60 \text{ cm}$

Analizando los factores que influyen en la biela se considera realizar el cálculo a flexión, a compresión y al pandeo.

6.8.1. Cálculo a la flexión

Cálculo de la reacción R (Ilustración 33).

$$R = R_1 \times \cos \alpha$$

$$R = 2263.48 \text{ N} \times \cos 30^\circ$$

$$R = 1960.23 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector M_1 (Ilustración 33).

$$M_1 = R_1 \times L_1 \text{sen } \alpha$$

$$M_1 = 2263.48 \text{ N} \times 0.6 \text{ m} \times \text{sen } 30^\circ$$

$$M_1 = 679 \text{ Nm}$$

6.8.1.1. Diagrama momento flector M_1

Como el momento flector es el mismo en toda la biela (Ilustración 33), el diagrama queda de la siguiente manera (Ilustración 34)

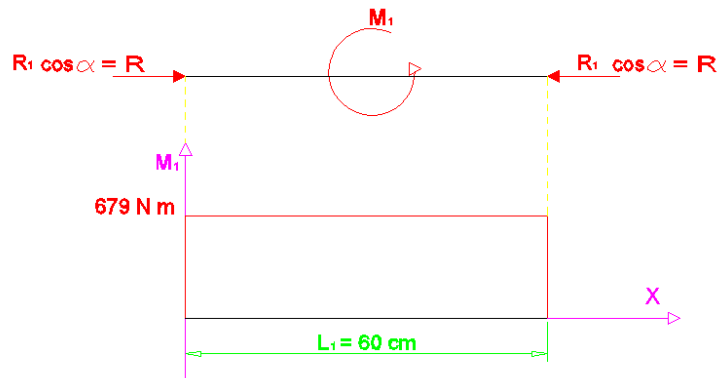


Ilustración 34. Diagrama momento Flector M_1
Fuente: Autor

Del diagrama de momento flector (Ilustración 34) se tiene que el momento flector máximo es:

$$M_1 = 679 \text{ Nm}$$

Para el cálculo a flexión se usa la Ecuación n° 4

$$\sigma_f = \frac{M_1}{W} \leq [\sigma_{ad}]$$

Para un elemento rectangular como la biela (Ilustración 35) el modulo rectangular de inercia W es:

$$W = \frac{b_1 \times (h_1)^2}{6} \quad (b_1 \text{ y } h_1 \text{ en Gráfico n°29}) \quad \text{Ecuación n° 42}$$

Reemplazando la Ecuación n° 42 en la Ecuación n° 4:

$$\sigma_f = \frac{M_1}{\frac{b_1 \times (h_1)^2}{6}} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_f = \frac{M_1}{[\sigma_{ad}]} \leq \frac{b_1 \times (h_1)^2}{6}$$

$$b_1 \geq \frac{6 \times M_1}{(h_1)^2 \times [\sigma_{ad}]}$$

Para este caso, al igual que para el eje se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

La dimensión de h_1 (Ilustración 35) se escoge similar al de las máquinas existen de este tipo. Se asume:

$$h_1 = 25 \text{ mm} = 0.025m$$

$$b_1 \geq \frac{6 \times 679 \text{ Nm}}{(0.025m)^2 \times \left[39240000 \frac{N}{m^2} \right]}$$

$$b_1 \geq 0.166m$$

$$b_1 = 17 \text{ cm (Ilustración 35)}$$

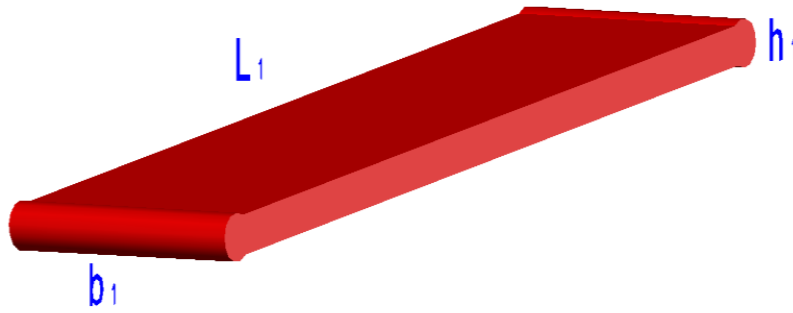


Ilustración 35. Dimensiones de la biela
Fuente: Autor

6.8.2. Cálculo a compresión

Se debe calcular la tensión a compresión con la Ecuación n° 1:

$$\sigma_c = \frac{R}{A_b} \leq [\sigma_{ad}]$$

En esta ecuación se debe cumplir que el cálculo de tensión a compresión sea menor igual que la tensión admisible para que la biela no falle por compresión.

Donde:

A_b = Área de la biela donde esta aplicada la fuerza R .

$$A_b = b_1 \times h_1 \text{ (Ilustración 35)}$$

Reemplazando en la Ecuación n° 1:

$$\sigma_c = \frac{R}{A_b}$$

$$\sigma_c = \frac{R}{b_1 \times h_1}$$

$$\sigma_c = \frac{1960 \text{ N}}{0.17 \text{ m} \times 0.025 \text{ m}}$$

$$\sigma_c = 461176.47 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Para este, al caso igual que para el eje se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

$$\sigma_c = 461176.47 \frac{N}{m^2} \leq \sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$$

Como $\sigma_c \ll [\sigma_{ad}]$, en la biela no hay posibilidades de fallo por compresión.

6.8.3. Cálculo al pandeo

Se calcula con la Ecuación n° 14

$$Q_c = \frac{E \times I \times \pi^2}{L_1^2}$$

El valor del módulo de elasticidad E se toma de la Tabla 13

$$E = 2150000 \frac{kg}{cm^2} \times \frac{9.81 N}{1 kg} \times \frac{(100 cm)^2}{1 m^2} = 210 \times 10^9 Pa$$

El momento de inercia I para un elemento de forma rectangular es:

$$I = \frac{b_1 \times h_1^3}{12}$$

Para el cálculo al pandeo se toma a la biela como una columna larga de Euler articulada en sus dos extremos. Para este caso se asume a la fuerza R (Ilustración 6) como una carga crítica real en la biela.

Para que no existan fallas por pandeo se debe cumplir que el valor de Q_c debe ser mayor que el valor de la fuerza R (Ilustración 6).

Reemplazando en la Ecuación n° 14

$$Q_c = \frac{E \times b_1 \times h_1^3 \times \pi^2}{12 \times L_1^2}$$

$$Q_c = \frac{(210 \times 10^9 \frac{N}{m^2}) \times (0.17 m) \times (0.025 m)^3 \times \pi^2}{12 \times (0.6 m)^2}$$

$$Q_c = 1213710.03 N$$

Entonces:

$$R = 1960 \text{ N} \leq Q_c = 1213710.03 \text{ N}$$

Como $R \ll Q_c$ no hay posibilidad de fallo por pandeo debido a que la fuerza necesaria para que la biela pandee debe ser mayor igual a Q_c .

6.9. Cálculo de las calzas (chapas) de soporte para la biela

Las chapas de la biela están formadas por un casquillo de bronce de diámetro interior 25 mm y de diámetro exterior 35 mm en la parte interna y sobre este un trozo de barra perforada de diámetro interior 35 mm y diámetro exterior 70 mm (Ilustración 36), una chapa a cada lado de la biela como se muestra en la Ilustración 36. Una de las chapas está unida a la mandíbula móvil, y la otra esta acoplada en el sistema de regulación de la biela (Ilustración 36).

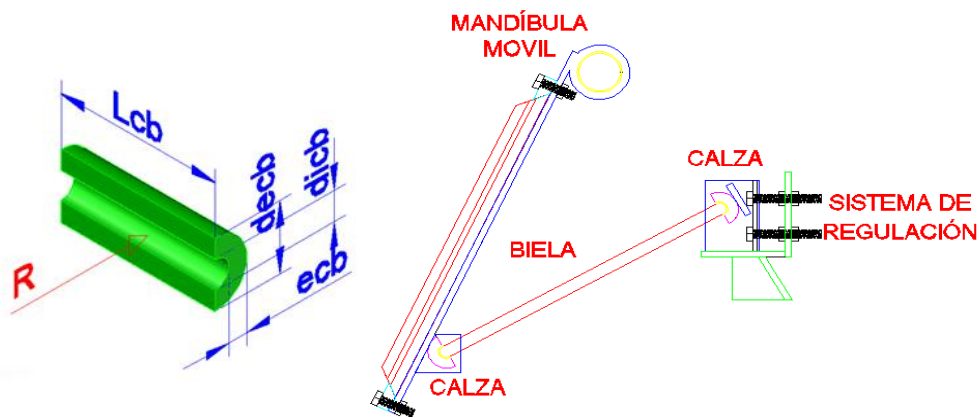


Ilustración 36. Calzas (Chapas) de soporte para la biela
Fuente: Autor

El cálculo de las chapas (Ilustración 36) se hace a partir del esfuerzo longitudinal.

Esfuerzo longitudinal. (σ_l)

$$\sigma_l = \frac{P_{cb} \times d_{icb}}{2e_{cb}} \leq \sigma_{ad} \quad \text{Ecuación n° 43}$$

Con la Ecuación n° 43 se calcula el espesor de la calza

$$e_{cb} \geq \frac{P_{cb} \times d_{icb}}{2\sigma_{ad}}$$

Donde:

P_{cb} : Presión en la chapa de la biela

d_{icb} : Diámetro interior de la chapa (Ilustración 36)

d_{ecb} : Diámetro exterior de la chapa (Ilustración 36)

e_{cb} : Espesor de la chapa (Ilustración 36)

L_{cb} : Longitud de la chapa (Ilustración 36)

Para obtener el espesor de la calza primero se debe calcular la presión en la calza.

Usando la Ecuación n° 39 tenemos:

$$P_{cb} = \frac{R}{L_{cb} \times d_{icb}}$$

$$P_{cb} = \frac{1960.23 \text{ N}}{0.17 \text{ m} \times 0.025 \text{ m}}$$

$$P_{cb} = 461230.59 \text{ N/m}^2$$

Luego reemplazando tenemos:

$$e_{cb} \geq \frac{P_{cb} \times d_{icb}}{2\sigma_{ad}}$$

De la Tabla 13 para un acero suave se escoge:

$$\sigma_{ad} = 39240000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Reemplazando tenemos:

$$e_{cb} \geq \frac{461230.59 \text{ N/m}^2 \times 0.025 \text{ m}}{2 \times 39240000 \text{ N/m}^2}$$

$$e_{cb} \geq 1.47 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$e_{cb} \geq 0.15 \text{ mm}$$

En vista de que el espesor de la biela es de 25 mm, se escogió una chapa (Ilustración 36) con diámetro interno de 25 mm y cuyo diámetro externo es 70 mm, con esto se tiene que el espesor de la chapa elegida para el diseño es de 22.5 mm. Se comprueba que esta chapa sirve para la función a desarrollar debido a que el espesor escogido de 22.5 mm es mayor que el espesor calculado de 0.15mm.

6.9.1. Cálculo de las calzas al aplastamiento

Esfuerzo al aplastamiento σ_{apl} .

$$\sigma_{apl} = \frac{R}{A_{apl}} \leq \sigma_{ad} \quad \text{Ecuación n° 44}$$

Donde:

A_{apl} : Área de aplastamiento

Con la Ecuación n° 38 se tiene que el área de aplastamiento para este caso es:

$$A_{apl} = L_{cb} \times d_{icb} \quad (\text{Ilustración 36})$$

Para que no exista falla en la biela por aplastamiento se debe comprobar que el esfuerzo al aplastamiento debe ser menor igual que la tensión admisible.

$$\sigma_{apl} = \frac{R}{L_{cb} \times d_{icb}} \leq \sigma_{ad}$$

Para este caso se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

Reemplazando en la Ecuación n° 44 tenemos:

$$\sigma_{apl} = \frac{1960.23 N}{0.17 m \times 0.025 m} \leq 39240000 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{apl} = 461230.59 \frac{N}{m^2} \leq 39240000 \frac{N}{m^2}$$

Como $\sigma_{apl} \ll \sigma_{ad}$ no hay posibilidades de fallo al aplastamiento.

6.10. Cálculo del diámetro de los pernos en el sistema de regulación de la biela

El sistema de regulación de la biela sirve para variar el tamaño del material triturado gracias a él se puede empujar a la biela para que la mandíbula móvil se acerque a la mandíbula fija logrando un material triturado más pequeño, o también permite atraer a la biela para con esto lograr que la mandíbula móvil se aleje de la mandíbula fija y así obtener un material triturado de mayor tamaño.



Ilustración 37. Pernos del sistema de regulación
Fuente: Autor

El diámetro de los 4 pernos que van en el sistema de regulación (Ilustración 37) de la biela se calcula a la compresión con la Ecuación n° 1

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_p} \leq \sigma_{ad}$$

Siendo R la fuerza que va actuar en cada uno de los 4 pernos entonces, la fuerza en el perno será:

$$F_p = R/4$$

El área de del perno es:

$$A_p = \pi \frac{d_p^2}{4}$$

Reemplazando F_p y A_p , y despejando d_p tenemos:

$$\sigma_p = \frac{R/4}{\pi \frac{d_p^2}{4}} \leq \sigma_{ad}$$

$$d_p \geq \sqrt{\frac{R}{\pi \times \sigma_{ad}}}$$

Para este caso se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

$$d_p \geq \sqrt{\frac{1960.23 N}{\pi \times 39240000 N/m^2}}$$

$$d_p \geq \sqrt{1.59 \times 10^{-5} m^2}$$

$$d_p \geq 3.99 \times 10^{-3} m$$

$$d_p \geq 3.99 mm$$

Por motivos de diseño se elige:

$$d_p = 18 mm$$

6.11. Cálculo del vástago posicionador de la biela.

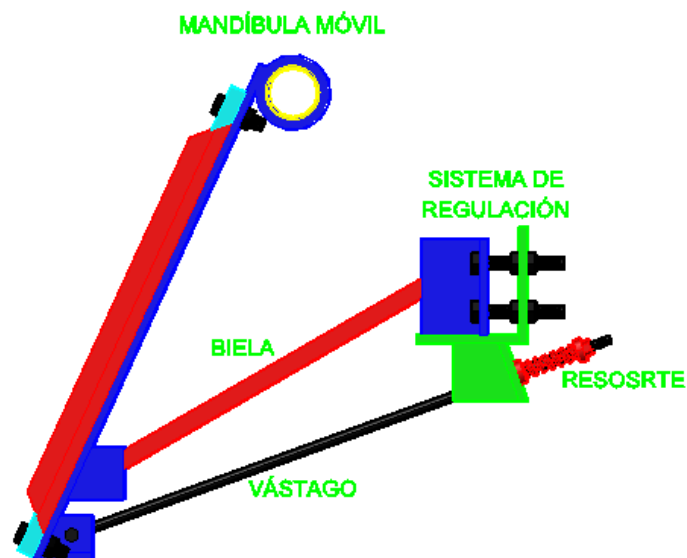


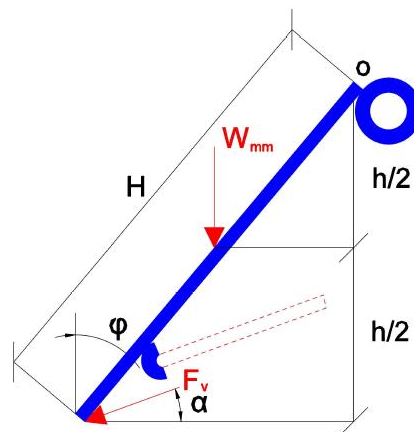
Ilustración 38. Esquema del vástago posicionador de la biela
Fuente: Autor

El vástago (Ilustración 38) tiene la función de ayudar a que la biela se mantenga en su posición de funcionamiento y no caiga o se salga de su ubicación funcional. Ello ocurre porque los extremos de la biela se encuentran justamente apoyados en las chapas de la biela sin ninguna articulación o ligadura estable.

Para calcular dicho vástago se hacen las siguientes consideraciones:

1. La mandíbula móvil rota libremente alrededor del eje excéntrico.
2. Se considera a la biela en su posición de ajuste en su longitud, sin soportar ninguna fuerza.
3. En consecuencia la fuerza para mantener la biela en su posición la proporcionara el vástago a través de un resorte que actúa continuamente y cuyo valor se asume suficiente como para impedir que la mandíbula móvil rote libremente alrededor del eje excéntrico a causa de su propio peso.

El diagrama de fuerzas será:



*Ilustración 39. Diagrama de fuerzas en el vástago
Fuente: Autor*

Para calcular la fuerza en el vástago F_v primero se debe determinar el peso de la mandíbula móvil W_{mm} . (Ilustración 39)

$$W_{mm} = W_m + W_{pm}$$

Donde:

W_m : Peso de la placa dentada de la mandíbula móvil

W_{pm} : Peso de la placa de la mandíbula móvil

Para calcular el peso de la placa dentada de la mandíbula móvil se usa:

$$\delta_a = \frac{W_m}{V_m} \rightarrow W_m = \delta_a \times V_m$$

Donde:

V_m : Volumen de la placa dentada de la mandíbula móvil

δ_a : Densidad del acero

La densidad del acero es:

$$\delta_a = 7800 \text{ kg}/\text{m}^3 = 76518 \text{ N}/\text{m}^3$$

El volumen de la placa dentada se determina a partir de:

$$V_m = H \times A \times e_m$$

Donde:

e_m : Espesor de las muelas = 0.05 m

$$V_m = 0.65 \text{ m} \times 0.32 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}$$

$$V_m = 0.0104 \text{ m}^3$$

El espesor de la placa dentada se da de acuerdo a datos proporcionados por los fabricantes de máquinas trituradoras. (Blanco)

Entonces sustituyendo los datos de δ_a y V_m tenemos:

$$W_m = \delta_a \times V_m$$

$$W_m = 76518 \text{ N}/\text{m}^3 \times 0.0104 \text{ m}^3$$

$$W_m = 795.79 \text{ N}$$

Para calcular el peso de la placa de la mandíbula móvil se usa:

$$\delta_a = \frac{W_{pm}}{V_{pm}} \rightarrow W_{pm} = \delta_a \times V_{pm}$$

Donde:

V_{pm} : Volumen de la placa

δ_a : Densidad del acero

La densidad del acero es:

$$\delta_a = 7800 \text{ kg/m}^3 = 76518 \text{ N/m}^3$$

El volumen de la placa se determina a partir de:

$$V_{pm} = L_{pm} \times A \times e_{pm}$$

Donde:

L_{pm} : Largo de la placa móvil = 0.85 m

e_{pm} : Espesor de la placa = 0.012 m

El espesor de la placa se elige de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes de máquinas trituradoras. (Blanco)

$$V_m = 0.85 \text{ m} \times 0.32 \text{ m} \times 0.012 \text{ m}$$

$$V_m = 3.264 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Entonces sustituyendo los datos de δ_a y V_{pm} tenemos:

$$W_{pm} = \delta_a \times V_{pm}$$

$$W_{pm} = 76518 \text{ N/m}^3 \times 3.264 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{pm} = 249.75 \text{ N}$$

Reemplazando W_m y W_{pm} se tiene que el peso total de la mandíbula móvil es:

$$W_{mm} = W_m + W_{pm}$$

$$W_{mm} = 795.79 \text{ N} + 249.75 \text{ N}$$

$$W_{mm} = 1045.54 \text{ N}$$

Del diagrama de fuerza en el vástago posicionador y realizando sumatoria de momentos en el punto o tenemos (Ilustración 39):

$$\cup \Sigma M_0 = 0$$

$$F_v \times \cos \alpha \times [H \times \text{sen}(90 - \varphi)] - W_{mm} \times [H/2 \times \text{cos}(90 - \varphi)] = 0$$

$$F_v = \frac{1}{2} \times \frac{W_{mm} \times \text{cos}(90 - \varphi)}{\cos \alpha \times \text{sen}(90 - \varphi)}$$

$$F_v = \frac{1}{2} \times \frac{1045.54 \text{ N} \times \text{cos}(90 - 25)}{\cos 30 \times \text{sen}(90 - 25)}$$

$$F_v = 281.48 \text{ N}$$

6.11.1. Cálculo del diámetro del vástago posicionador de biela (Ilustración 38).

$$d_v$$

El diámetro del vástago se calcula a tracción con la Ecuación n° 1 :

$$\sigma_t = \frac{F_v}{A_v} \leq [\sigma_{ad}]$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo de tracción

A_v : Área del vástago.

Reemplazando datos y despejando d_v tenemos:

$$\sigma_t = \frac{F_v}{\pi \frac{d_v^2}{4}} \leq [\sigma_{ad}]$$

$$d_v \geq \sqrt{4 \frac{F_v}{\pi \times \sigma_{ad}}}$$

Para este caso se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

$$d_v \geq \sqrt{\frac{4 \times 281.48}{\pi \times 39240000 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d_v \geq \sqrt{9.13 \times 10^{-6} m^2}$$

$$d_v \geq 3.02 \times 10^{-3} m$$


$$d_v \geq 3.02 mm$$

Por motivos de diseño y estética se escoge un vástago con:

$$d_v = 12 mm$$

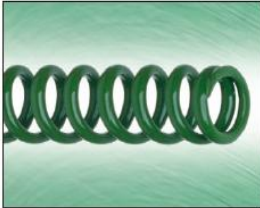
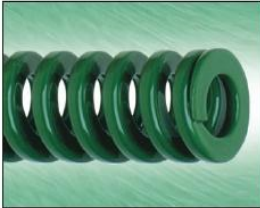
6.11.2. Selección del resorte para el vástago posicionador

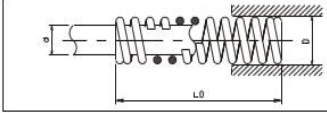
El resorte se seleccionó en función del diámetro del vástago y de la fuerza que va a actuar en él. Para este caso de la Ilustración 40 se seleccionó un resorte para carga ligera tipo S11.025.115.



Resortes para cargas ligeras
Color: verde

S11.DDD.L0L0L0



Diámetros de 10 a 16 mm alambre de sección circular

Ø del agujero mm	Ø del perno mm	Long. libre mm	Numero de catálogo	Constante elástica daN necesarias para comprimir 1 mm	Tabla de cargas			
					Carrera máxima de trabajo (40% of LO)		Carrera hasta el sólido	
D	d	LO			Carga daN	Carrera mm	Carga daN	Carrera mm
25	12.5	25	S11.025.025	10.7	109	10.2	139	13
		32	S11.025.032	8.1	101	12.5	130	16
		38	S11.025.038	6.5	98	15	124	19
		44	S11.025.044	5.3	95	18	122	23
		51	S11.025.051	4.6	92	20	115	25
		64	S11.025.064	3.6	90	25	112	31
		76	S11.025.076	2.92	88	30	112	39
		89	S11.025.089	2.46	86	35	112	46
		102	S11.025.102	2.12	87	41	110	52
		115	S11.025.115	1.87	86	46	110	59
		127	S11.025.127	1.67	85	51	110	66
		140	S11.025.140	1.52	85	56	112	74
		152	S11.025.152	1.4	85	61	110	80
		178	S11.025.178	1.2	85	71	110	93
		203	S11.025.203	1.05	85	81	110	107
		305	S11.025.305	0.7	85	122	110	160

Ilustración 40. Propiedades de resortes para cargas ligeras
Fuente: Catalogo de resortes MDL para cargas ligeras

6.12. Cálculo del volante de inercia

El volante de inercia (Ilustración 41) se calcula en base a las dimensiones de la polea mayor (cilindro exterior) y el tramo de eje que rodea la polea (cilindro interior)

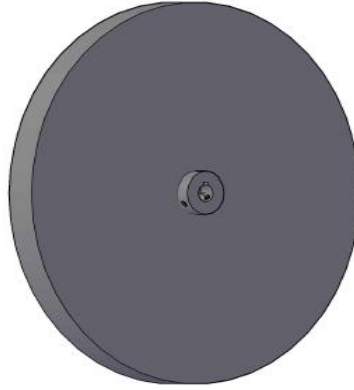


Ilustración 41. Volante de inercia
Fuente: Autor

Se calcula el peso del cilindro y luego el del tramo del eje rodeado por la polea

6.12.1. Cálculo del peso del cilindro exterior

El peso del cilindro exterior se calcula con:

$$W_o = \pi \times r_o^2 \times s_o \times \delta_a \quad \text{Ecuación n}^\circ 45$$

Donde:

r_o : Radio exterior

s_o : Espesor del cilindro

$$\delta_a = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$s_o = \text{ancho de la polea} = 4.4 \text{ cm}$$

$$r_o = \text{radio exterior de la polea mayor} = \frac{d_{2e}}{2} = 32.72 \text{ cm}$$

Reemplazando en la Ecuación n° 45 se tiene:

$$W_o = \pi \times (0.3272 \text{ m})^2 \times 0.044 \text{ m} \times 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$W_o = 115.43 \text{ kg}$$

6.12.2. Cálculo del peso del cilindro interior

Se calcula con la Ecuación n° 45

$$W_i = \pi \times r_i^2 \times s_i \times \delta_a$$

Donde:

r_i : Radio interior

s_i : Espesor del cilindro

$$\delta_a = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$s_i = \text{ancho de la polea} = 4.4 \text{ cm}$$

$$r_i = \text{radio del eje} = d/2 = 1.8 \text{ cm}$$

Reemplazando se tiene:

$$W_i = \pi \times (0.018 \text{ m})^2 \times 0.044 \text{ m} \times 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$W_i = 0.35 \text{ kg}$$

Calculo del peso del volante (W_{vol})

$$W_{vol} = W_o - W_i$$

$$W_{vol} = 115.43 \text{ kg} - 0.35 \text{ kg}$$

$$W_{vol} = 115.1 \text{ kg}$$

6.12.3. Calculo de comprobación

El peso del volante se calcula con:

$$W_{vol} = \frac{2gE_{vol}}{V^2 \times \rho}$$

Ecuación n° 46

Donde:

g : Gravedad

E_{vol} : Energía que suministra el volante

V : Velocidad media de un punto situado en el radio exterior del volante

ρ : Coeficiente de fluctuación de velocidad

La energía que entrega el volante se calcula con:

$$E_{vol} = \frac{I_v \times V_m^2 \times \rho}{r_m^2} \quad \text{Ecuación n° 47}$$

Donde:

I_v : Momento de inercia

V_m : Velocidad media de un punto situado en el radio medio

r_m : Radio medio del volante

La velocidad media de un punto situado en el radio medio se calcula con:

$$V_m = r_m \times \omega_2 \quad \text{Ecuación n° 48}$$

El momento de inercia se calcula con:

$$I_v = \frac{1}{2} \frac{W_o \times r_o^2}{g} - \frac{1}{2} \frac{W_i \times r_i^2}{g} \quad \text{Ecuación n° 49}$$

Reemplazando datos en la Ecuación n° 49 se tiene:

$$I_v = \frac{1}{2} \frac{(115.43 \text{ kg}) \times (0.3272 \text{ m})^2}{9.81 \text{ m/s}^2} - \frac{1}{2} \frac{(0.35 \text{ kg}) \times (0.018 \text{ m})^2}{9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$I_v = 0.63 \text{ kgms}^2$$

Reemplazando I_v y la Ecuación n° 48 en la Ecuación n° 47 tenemos:

$$E_{vol} = \frac{I_v \times V_m^2 \times \rho}{r_m^2}$$

El valor del coeficiente de fluctuación se toma de la Tabla 14

Tabla 14. Coeficientes de fluctuación para diferentes tipos de máquina

Tipo de Máquina	Coefficiente de fluctuación ρ
Maquinaria de machaqueo	0.200
Maquinaria eléctrica	0.003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0.002
Motores con transmisión por correas	0.030
Maquinaria para molinos harineros	0.020
Transmisión rueda dentada	0.020
Martillos	0.200
Máquinas herramientas	0.030
Bombas	0.030 - 0.050
Maquinaria de corte	0.030 - 0.050
Maquinaria de hilanderías	0.010 - 0.020
Maquinaria textil	0.025

Fuente: Elementos de Máquina Teoría (Prat, 2002)

$$E_{vol} = \frac{0.63 \text{ kgms}^2 \times r_m^2 \times (31.41 \text{ rad/s})^2 \times 0.200}{r_m^2}$$

$$E_{vol} = 124 \text{ kgm}$$

Finalmente reemplazando en la Ecuación n° 47 se tiene:

$$W_{vol} = \frac{2(9.81 \text{ m/s}^2)(124 \text{ kgm})}{(31.41 \text{ rad/s} \times 0.3272 \text{ m})^2 \times 0.02}$$

$$W_{vol} = 115.16 \text{ kg}$$

6.13. Selección de Chavetas (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)

La chavetas se seleccionaron en base al diámetro del eje de la máquina trituradora y al diámetro del eje del motor de 5.5 Hp. El diámetro del eje del motor en base a catálogos es 38 mm y tiene una longitud de 80 mm. La longitud de las chavetas se elige en base a la longitud del cubo que es de 70 mm.

En la Ilustración 42 se denotan las magnitudes principales de las chavetas y en la Tabla 15 se escogen.

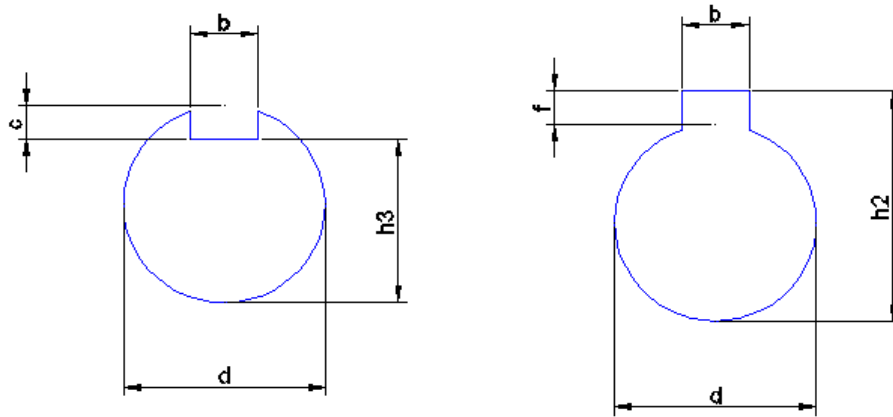


Ilustración 42. Chavetero en el eje y en el cubo
Fuente: (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)

Tabla 15. Magnitudes de chavetas

Diámetro del eje(mm)		Chaveta		Chaveteros(mm)			
				Eje		Cubo	
Mín.	Máx.	a(mm)	b(mm)	e	h3	f	h2
10	12	4	4	2.5	$h3 = d - e$	1.5	$h2 = d + f$
12	17	5	5	3		2	
17	22	6	6	3.5		2.5	
22	30	7	8	4		3	
30	38	8	10	4.5		3.5	
38	44	8	12	4.5		3.5	
44	50	9	14	5		4	
50	58	10	16	5		5	
58	65	11	18	6		5	
65	75	12	20	6		6	
75	85	14	22	7		7	
85	95	14	25	7		7	
95	110	16	28	8		8	
110	130	18	32	9		9	

Fuente: (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)

Chavetas para el eje excéntrico (Polea Conducida y Volante de Inercia)

Para un diámetro del eje excéntrico.

$$d = 30 \text{ mm}$$

Se tiene una chaveta con las siguientes magnitudes. (Tabla 15)

a (mm)	b (mm)	e (mm)	h3 (mm)	f (mm)	h2 (mm)
8	10	4.5	25.5	3.5	33.5

Chaveta para el eje del motor

Para un diámetro del eje del motor.

$$d = 38 \text{ mm}$$

Se tiene una chaveta con las siguientes magnitudes. (Tabla 15)

a (mm)	b (mm)	e (mm)	h3 (mm)	f (mm)	h2 (mm)
8	10	4.5	33.5	3.5	41.5

6.14. Mandíbulas

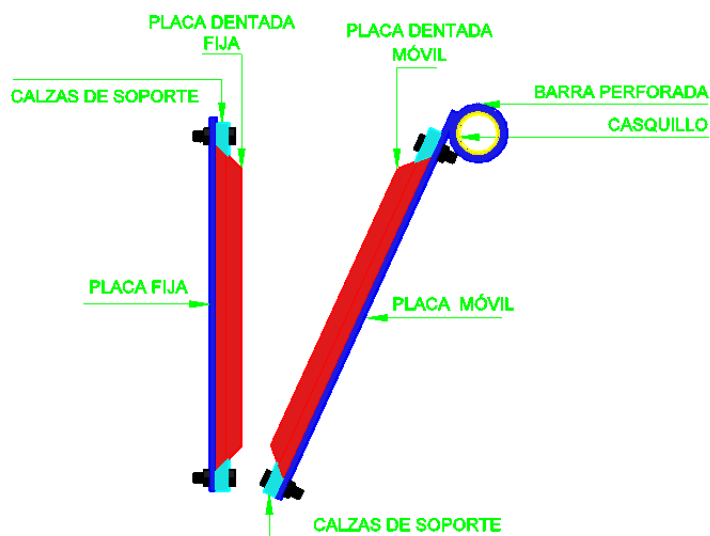


Ilustración 43. Partes de mandíbula fija y mandíbula móvil
Fuente: Autor

6.14.1. Mandíbula móvil

Está formada por la placa dentada móvil, la placa móvil, el buje y las calzas de soporte para la placa dentada (Ilustración 43).

- El buje, está formado en su parte exterior de una barra perforada de acero de diámetro interior 85 mm y diámetro exterior 115 mm y en su parte interior tiene un casquillo de bronce de diámetro interior 75 mm y diámetro exterior 85 mm, para acoplar el casquillo al eje excéntrico se debe mecanizar en su parte interna hasta que coincida con el diámetro de la excentricidad (78 mm).
- La placa móvil es de acero dulce y tiene un espesor de 12 mm
- Las calzas de soporte son de acero dulce y tienen un espesor de 25 mm.
- La placa dentada móvil esta echa de acero al manganeso de alta resistencia al desgaste y tiene un espesor de 50 mm.

6.14.2. Mandíbula fija

Está formada por la placa dentada fija, la placa fija, y las calzas de soporte para la placa dentada (Ilustración 43).

- La placa fija es de acero dulce y tiene un espesor de 12 mm.
- Las calzas de soporte son de acero dulce y tienen un espesor de 25 mm.
- La placa dentada fija esta echa de acero al manganeso de alta resistencia al desgaste y tiene un espesor de 50 mm.

6.15. Cálculo de la transmisión por banda trapezoidal

La eficiencia (rendimiento) de una transmisión por banda trapezoidal tiene un valor aproximado a:

$$\eta_m = 0.94 - 0.96$$

Para el cálculo se elige:

$$\eta_m = 0.95$$

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia sálida}}{\text{Potencia entrada}} = 0.95$$

Potencia sálida: Potencia en el eje con excéntrica = $P_s = P$

Potencia entrada: Potencia en el eje del motor = P_m

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_m}$$

$$P_m = \frac{P_s}{\eta_m}$$

$$P_m = \frac{4.7 \text{ Hp}}{0.95}$$

$$P_m = 4.95 \text{ Hp}$$

En los catálogos de los fabricantes de motores se elige un motor con una potencia superior más cercana a la del cálculo anterior:

Del catálogo de motores marca MEB se elige un motor tipo MA132M1-6 de 5.5 Hp y 970 rpm

$$P_m = 5,5 \text{ Hp}$$

Para el cálculo de la transmisión por banda trapezoidal se escogió el siguiente procedimiento:

Normas para el cálculo de una transmisión por banda trapezoidal (ESPOL, 1984)

6.15.1. Datos necesarios para el cálculo:

$$P_m = 5.5 \text{ Hp} = 5.6 \text{ cv}$$

$$N_1 = 970 \text{ rpm (Ilustración 7)}$$

$$n_2 = 300 \text{ rpm (Ilustración 7)}$$

La máquina deberá trabajar aproximadamente 10 horas diarias.

6.15.2. Relación de transmisión K

Se calcula con la Ecuación n° 15

$$K = \frac{N_1}{n_2} = \frac{970 \text{ rpm}}{300 \text{ rpm}}$$

$$K = 3.23$$

6.15.3. Coeficiente C

Es necesario corregir la potencia a transmitir con un coeficiente C que tenga en cuenta las condiciones de trabajo.

La potencia a transmitir corregida se obtiene con la Ecuación n° 16

$$P_c = P_m \times C$$

Con las condiciones de trabajo de la máquina y con la ayuda de la Tabla 1, se elige:

$$C = 1.2$$

Y reemplazando en la Ecuación n° 16 se tiene:

$$P_c = 5.6 \text{ cv} \times 1.2$$

$$P_c = 6.72 \text{ cv}$$

6.15.4. Sección de correa.

Se determina en el Ilustración 8, con los datos de potencia corregida P_c y el número de revoluciones por minuto de la polea menor N_1 (Ilustración 7).

Para $P_c = 6.72 \text{ cv}$ y $N_1 = 970 \text{ rpm}$

Y según el Ilustración 8. Se elige una corre con **sección B**

6.15.5. Elección de los diámetros primitivos d_1 y D_2 de las poleas (Ilustración 7).

Con el dato de sección de la correa y el ángulo de garganta $\beta = 38^\circ$ en la Tabla 2 se muestra el diámetro primitivo mínimo de la polea menor y en la Tabla 3 se elige el diámetro de la polea menor de acuerdo a la sección de la correa.

Para una correa de sección B según la Tabla 2 se tiene que el diámetro primitivo de la polea menor d_1 (Ilustración 7) debe ser:

$$d_1 \geq 200 \text{ mm}$$

Para este caso y con la Tabla 3 se elige:

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

Para el cálculo del diámetro primitivo de la polea mayor D_2 (Ilustración 7) se usa la Ecuación n° 17.

$$D_2 = K \times d_1$$

$$D_2 = 3.23 \times 200 \text{ mm}$$

$$D_2 = 646 \text{ mm}$$

En la Tabla 3 se elige el diámetro primitivo de la polea mayor más aproximado al cálculo, que es:

$$D_2 = 630 \text{ mm}$$

6.15.6. Distancia entre ejes I_o (Ilustración 7)

Como $K \geq 3$, el intereje se calcula con la Ecuación n° 19

$$I_o \geq \frac{D_2 + d_1}{2}$$

$$I_o \geq \frac{646 \text{ mm} + 200 \text{ mm}}{2}$$

$$I_o \geq 423 \text{ mm}$$

Para el presente calculo y por motivos de diseño y espacio físico para la instalación, se escoge:

$$I_o = 1000 \text{ mm}$$

6.15.7. Longitud primitiva de la correa

Se determina con la Ecuación n° 20

$$L_c = 2I_o + 1.57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4I_o}$$

$$L_c = 2(1000 \text{ mm}) + 1.57(646 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) + \frac{(646 \text{ mm} - 200 \text{ mm})^2}{4(1000 \text{ mm})}$$

$$L_c = 3377 \text{ mm}$$

En la Tabla 4 para una correa con sección B y longitud L_c se escoge L'_c más aproximado que es:

$$L'_c = 3345 \text{ mm.}$$

Que corresponde a una banda tipo B 130

Debido a que $L'_c \neq L_c$, la distancia entre centros I variará. La nueva magnitud I_e se calcula con la Ecuación n° 21

$$I_e = I_o \pm \frac{L_c - L'_c}{2}$$

$$I_e = 1000 \text{ mm} \pm \frac{3377 \text{ mm} - 3345 \text{ mm}}{2}$$

$$I_e = 1000 \text{ mm} - 16 \text{ mm}$$

$$I_e = 984 \text{ mm}$$

6.15.8. Determinación del arco de contacto γ

El arco de contacto sobre la polea menor (Ilustración 7) se determina con la Ecuación n° 22:

$$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{D_2 - d_1}{I_e} \right)$$

$$\gamma = 180^\circ - 57 \left(\frac{646 \text{ mm} - 200 \text{ mm}}{984 \text{ mm}} \right)$$

$$\gamma = 180^\circ - 25^\circ$$

$$\gamma = 155^\circ$$

6.15.9. Potencia transmitida por correa.

Se calcula con la Ecuación n° 22:

$$P_a = (P_b + P_d) \times C_\gamma \times C_{L_c}$$

Para determinar P_b y P_d se usa la Tabla 5 y los datos de N_1 , d_1 y K . Con esto e interpolando los datos de la tabla se obtuvo:

$$P_b = 5.16 \text{ cv}$$

$$P_d = 0.44 \text{ cv}$$

Para determinar C_γ se usa la Tabla 6 y el arco de contacto sobre la polea menor γ . Para este caso se obtuvo:

$$C_\gamma = 0.93$$

Para determinar C_{L_c} se usa la Tabla 7 y el tipo de correa.

$$C_{L_c} = 1.08$$

Con estos resultados y reemplazando en la Ecuación n° 22 se tiene:

$$P_a = (P_b + P_d) \times C_Y \times C_{L_c}$$

$$P_a = (5.16 \text{ cv} + 0.44 \text{ cv}) \times 0.93 \times 1.08$$

$$P_a = 5.62 \text{ cv}$$

6.15.10. Determinación del n° de correas n_c

Para determinar el número de correas necesarias se usa la Ecuación n° 24

$$n_c = \frac{P_c}{P_a}$$

$$n_c = \frac{6.72 \text{ cv}}{5.62 \text{ cv}}$$

$$n_c = 1.2 \approx 2 \text{ correas}$$

6.15.11. Velocidad de la correa

La velocidad tangencial se obtiene con la Ecuación n° 25:

$$v = \frac{0.52 \times d_1 \times N_1}{1000}$$

$$v = \frac{0.52 \times 200 \text{ mm} \times 970 \text{ rev}/\text{min}}{1000}$$

$$v = 10.1 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los 30 metros por segundo para asegurar que la correa no se estropee (ESPOL, 1984).

6.15.12. Cálculo del ancho de la polea

El ancho de la polea se calcula con la Ecuación n° 26

$$\text{ancho} = 2f + e$$

Los datos f y e se observan en la Ilustración 9 y se obtienen en la Tabla 8 usando la sección de correa, para este caso se obtuvieron los siguientes valores:

$$f = 12.5 \text{ mm}$$

$$e = 19 \text{ mm}$$

Sustituyendo en la Ecuación n° 26 se tiene:

$$\text{ancho} = 2f + e$$

$$\text{ancho} = (2 \times 12.5)\text{mm} + 19 \text{ mm}$$

$$\text{ancho} = 44 \text{ mm}$$

6.15.13. Diámetro exterior de las poleas 1 y 2

Para el cálculo de los diámetros exteriores d_{1e} y D_{2e} (Ilustración 10) se debe sumar 2 veces a los diámetros primitivos d_1 y D_2 (Ilustración 7) la magnitud b dibujada en la Ilustración 9 e indicada en la Tabla 8.

$$b = 4.2 \text{ mm (Altura de la garganta sobre la línea primitiva)(Ilustración 9, Tabla 8)}$$

Diámetro exterior polea menor d_{1e} (Ilustración 10) se calcula con la Ecuación n° 27

$$d_{1e} = d_1 + 2b = 200\text{mm} + 8.4\text{mm}$$

$$d_{1e} = 20.84 \text{ cm}$$

Diámetro exterior polea mayor D_{2e} (Ilustración 10) se calcula con la Ecuación n° 28

$$D_{2e} = D_2 + 2b = 646 \text{ mm} + 8.4 \text{ mm}$$

$$D_{2e} = 65.44 \text{ cm}$$

6.15.14. Carrera para el tensor y para el montaje de la correa

En la Tabla 9 con el dato del tipo de correa se puede obtener los valores de carrera mínima para el montaje de la correa y carrera mínima del tensor (Ilustración 11)

Para este caso se obtuvo:

$$\text{Carrera mínima para el montaje de la correa} = 38 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera mínima del tensor} = 75 \text{ mm}$$

6.15.15. Cálculo del cubo. (Larburu, Técnica del Dibujo, 1980)

Se calculan las dimensiones del cubo (Ilustración 12) en base a:

Para su diámetro con la Ecuación n° 29:

$$d_c = 1.8 a 2 d$$

$$d_c = 2 d$$

$$d_c = 2 \times 3.6 \text{ cm}$$

$$d_c = 7.2 \text{ cm}$$

Para su longitud con la Ecuación n° 30:

$$l_c = 1.2 a 1.5 d$$

$$l_c = 1.5 d$$

$$l_c = 1.5 \times 3.6 \text{ cm}$$

$$l_c = 5.4 \text{ cm}$$

Por motivos de espacio para el diseño se elige: $l_c = 7 \text{ cm}$

6.16. Selección de los rodamientos. (Ilustración 19)

6.16.1. Cálculo del diámetro en los rodamientos:

El diámetro del eje en los rodamientos se calcula en base al momento flector y torsor en el punto donde se aplican las reacciones R_4 y R_3 (Ilustración 20). Para calcular el esfuerzo cortante y momento flector máximo usamos las fórmulas que se obtuvieron en la segunda sección (Ilustración 24) para la reacción R_4 y las de la quinta sección (Ilustración 27) para la reacción R_3 .

6.16.1.1. Diámetro del eje en el punto de aplicación de R_4 (d_4)

Esfuerzo cortante V_4 , momento flector M_4 y momento torsor T_4 en el punto donde se aplica R_4 .

Se calculan con las ecuaciones obtenidas para la segunda sección:

$$V_4 = R_4$$

$$M_4 = R_4(x - 0.15)$$

$$T_4 = 111.12 \text{ Nm} \text{ (El momento torsor es el mismo en todo el eje Ilustración 29)}$$

Siendo $x = 0.15 \text{ m}$ el punto donde se aplica R_4 se tiene:

Para $x = 0.15 \text{ m}$

$$V_4 = R_4 = 1014.15 \text{ N}$$

$$M_4 = R_4(x - 0.15) = 1014.15 \text{ N}(0.15 - 0.15)\text{m} = 0 \text{ Nm}$$

$$T_4 = 111.12 \text{ Nm}$$

El diámetro del eje en R_4 se calcula con la Ecuación n° 13:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{M_4^2 + T_4^2}}{\sigma_{ad}}}$$

Para este caso igual que para el eje se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ (Tabla 13).

Reemplazando M_4, T_4 y σ_{ad} en la Ecuación n° 13 tenemos:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{(0)^2 + (111.12 Nm)^2}}{39240000 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times 2.8318 \times 10^{-6} m^3}$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{2.88 \times 10^{-5} m^3}$$

$$d_4 \geq 0.031m$$

$$d_4 \geq 31 \text{ mm}$$

6.16.1.2. Diámetro del eje en el punto de aplicación de R_3 (d_3)

Esfuerzo cortante V_3 , momento flector M_3 y momento torsor T_3 en el punto donde se aplica R_3 .

Se calculan con las ecuaciones obtenidas para la quinta sección:

$$V_3 = R_4 - R_2 + R_3$$

$$M_3 = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57)$$

$$T_3 = 111.12 Nm \text{ (El momento torsor es el mismo en todo el eje Ilustración 29)}$$

Siendo $x = 0.57 m$ el punto donde se aplica R_3

Para $x = 0.57m$

$$V_3 = R_4 - R_2 + R_3 = 1014.15 N - 1851.93 N + 467.39 N = -370.39 N$$

$$M_3 = R_4(x - 0.15) - R_2(x - 0.36) + R_3(x - 0.57)$$

$$M_3 = [1014.15N \times (0.57 - 0.15)m] - [1851.93 \times (0.57 - 0.36)m] + [467.39 \times (0.57 - 0.57)m]$$

$$M_3 = 37.04 Nm$$

$$T_3 = 111.12 \text{ Nm}$$

El diámetro del eje en R_3 se calcula con la Ecuación n° 13:

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{M_3^2 + T_3^2}}{\sigma_{ad}}}$$

Para este caso igual que para el eje se escoge $\sigma_{ad} = 39240000 \frac{N}{m^2}$ (Tabla 13).

Reemplazando M_3, T_3 y σ_{ad} en la Ecuación n° 13 tenemos:

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{\sqrt{(37.04 \text{ Nm})^2 + (111.12 \text{ Nm})^2}}{39240000 \frac{N}{m^2}}}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times 2.985 \times 10^{-6} m^3}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{3.0405 \times 10^{-5} m^3}$$

$$d_3 \geq 0.0312 \text{ m}$$

$$d_3 \geq 31.2 \text{ mm}$$

Para la selección de los rodamientos se elige los valores mayores del diámetro y la reacción en los rodamientos siendo estos:

$$d_3 \geq 3.12 \text{ cm (Diámetro del eje en los rodamientos)}$$

$$R_4 = 1014.15 \text{ N (Reacción en los rodamientos)}$$

6.16.2. Método de selección de rodamiento:

Para la selección de los rodamientos se usa el proceso explicado en la sección 4.3 del marco teórico.

Normas para la selección de rodamientos (NSK)

6.16.2.1. Parámetros para la selección de rodamientos:

$$F_r = 1014.15 \text{ N} \rightarrow \text{Carga radial} = R_4$$

$$n = 300 \text{ rpm} = n_2 \text{ (Ilustración 7)}$$

$$d_i \geq 3.12 \text{ cm} \rightarrow \text{Diametro interno} = d_3$$

6.16.2.2. Índice básico de carga C_r

Se debe calcular el índice básico de carga C_r para seleccionar un rodamiento y para hacerlo se usa la Ecuación n° 31:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{F_r}$$

- **Factor de vida de fatiga f_h**

El factor de vida de fatiga se determina en la Tabla 10

$$f_h = (3 - 5)$$

Se elige: $f_h = 4$

- **Factor de velocidad f_n**

Se determina con la Ecuación n° 32:

$$f_n = (0.03 \times n)^{-1/3}$$

$$f_n = (0.03 \times 300)^{-1/3}$$

$$f_n = 0.481$$

Despejando la formula y reemplazando los datos tenemos:

$$C_r = f_h \frac{F_r}{f_n}$$

$$C_r = 4 \frac{1014.15 \text{ N}}{0.481}$$

$$C_r = 8433.68 \text{ N}$$

6.16.2.3. Elección del rodamiento:

De acuerdo a la Tabla 16 se elige el rodamiento con las siguientes especificaciones:

Tipo: Abierto 63/32 (Ilustración 44).

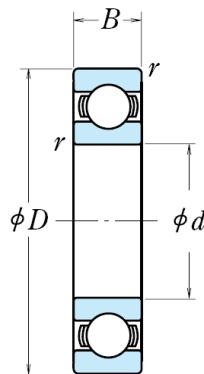
$$d = 32 \text{ mm}$$

$$D = 75 \text{ mm}$$

$$B = 20 \text{ mm}$$

$$r = 1.1 \text{ mm}$$

$$C_r = 29990 \text{ N}$$



Tipo Abierto

*Ilustración 44. Rodamiento tipo abierto
Fuente: Catalogo de rodamientos del NSK*

6.16.2.4. Cálculo del Índice básico de Vida L_h

Se realiza con la Ecuación n° 33

$$L_h = 500 f_h^3$$

$$L_h = 500 \times 4^3$$

$$L_h = 32000 \text{ horas}$$

Por motivos de espacio en el diseño se elige un rodamiento con soporte pero con las mismas características que el calculado anteriormente.

Tabla 16. Rodamientos de bolas de ranura profunda una sola hilera

Diámetro Interior 25~45 mm

Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Índices de Carga Básica (kgf)		Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento				
	d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}		C_r	C_{0r}	Grasa Abierta Z·ZZ·V·VV	Grasa DU·DDU	Aceite Abierto Z	Abierto	Blindado	Sellado
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	480	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	9	0.3	8 950	5 600	905	570	15.1	15 000	—	19 000	16005	—	—	—
28	47	12	0.6	10 100	5 950	1 030	595	14.5	15 000	9 500	19 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 950	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	9 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	9 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
30	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	9 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
	42	7	0.3	4 700	3 650	490	370	16.4	15 000	9 000	19 000	6906	ZZ	VV	DD
32	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	9 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	9 300	1 350	945	14.7	13 000	9 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
35	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU
40	47	7	0.3	4 900	4 100	500	420	16.7	14 000	7 500	16 000	6907	ZZ	VV	DD
	55	10	0.6	10 600	7 250	1 080	740	15.5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0.3	11 700	8 200	1 190	835	15.6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—
	62	14	1	16 000	10 300	1 630	1 050	14.8	11 000	6 700	13 000	6007	ZZ	VV	DDU
	72	17	1.1	25 700	15 300	2 620	1 560	13.8	9 500	6 300	11 000	6207	ZZ	VV	DDU
	90	21	1.5	33 500	19 200	3 400	1 960	13.2	8 500	6 000	10 000	6307	ZZ	VV	DDU
45	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6908	ZZ	VV	DD
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	90	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 800	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU
45	58	7	0.3	6 600	6 150	670	625	17.2	11 000	6 000	13 000	6909	ZZ	VV	DD
	68	12	0.6	14 100	10 900	1 440	1 110	15.9	9 500	5 600	12 000	6909	ZZ	VV	DDU
	75	10	0.6	14 900	11 400	1 520	1 180	15.9	9 000	—	11 000	16009	—	—	—
	75	16	1	20 900	15 200	2 140	1 550	15.3	9 000	5 300	11 000	6009	ZZ	VV	DDU
	95	19	1.1	31 500	20 400	3 200	2 080	14.4	7 500	5 300	9 000	6209	ZZ	VV	DDU
100	25	1.5	53 000	32 000	5 400	3 250	13.1	6 700	4 800	9 000	6309	ZZ	VV	DDU	

Fuente: *Catálogo de rodamientos del NSK*

7. DISCUSIÓN

La presente tesis tuvo como propósito el de realizar el cálculo y diseño de una máquina trituradora de cuarzo de mandíbulas, además el de obtener un diseño que satisfaga las necesidades de la minería artesanal de una forma eficiente.

Para iniciar el cálculo y el diseño de la máquina trituradora, se obtuvieron datos de tamaños máximos de piedras salientes de la mina Sociedad Minera Tatiana Yanahe y tamaños máximos de alimentación de los molinos de la Planta de Beneficio Israel 2, estos datos sirvieron de parámetros iniciales para el dimensionamiento de la boca de alimentación y de la abertura de salida de la máquina. Además se realizaron prácticas que permitieron determinar los parámetros iniciales para el desarrollo del cálculo de la máquina.

El cálculo y dimensionamiento de las principales piezas de la máquina trituradora de cuarzo se realizó en base a la utilización de principios científicos de resistencia de materiales y de mecánica de sólidos los que garantizan que cada elemento funcionara en respuesta a las condiciones de trabajo a las que será sometido.

Al comparar los resultados obtenidos en dimensiones y capacidades de los principales elementos de la máquina trituradora, con los elementos de máquinas trituradoras existentes en las plantas de beneficio aledañas, se puede evidenciar que existe coincidencia en las dimensiones de la boca de alimentación y la abertura de salida (tamaño de placas dentadas y reglaje), pero no en la capacidad del motor y el diámetro del eje, los cálculos evidencian un sobredimensionamiento de más del 100 % en ambos elementos. Con esto queda claro que las máquinas tienen los mismos parámetros iniciales y finales de trabajo, pero también existe un alto sobredimensionamiento en el elemento motriz de la máquina, que implica un aumento directo de aproximadamente \$200 a los costos de producción mensuales.

El material para la construcción de la máquina tiene un costo aproximado de 4500 dólares, esto según las personas que se dedican a construir este tipo máquinas en el cantón Portovelo, y la máquina trituradora en el mercado tiene un costo aproximado de 9000 dólares.

8. CONCLUSIONES

- La utilización de los principios científicos de la resistencia de materiales y del software AutoCAD permitió calcular y obtener el diseño de una máquina trituradora de cuarzo que reduzca rocas con un tamaño máximo de 25 cm a tamaños inferiores de 10 cm.
- Mediante la observación y el desarrollo de la práctica con las probetas de cuarzo, se obtuvo: el tamaño máximo de alimentación para la trituradora de 25 cm, el tamaño máximo del material triturado de 10 cm, y la fuerza de ruptura del cuarzo de aproximadamente 150 kg. Estos datos sirvieron de parámetros iniciales para el desarrollo de los cálculos y el diseño de la máquina.
- La aplicación de fórmulas básicas (Torque, Potencia y Velocidad angular) y el correcto desarrollo de los cálculos y del diseño, permitió determinar la potencia necesaria del motor para accionar la máquina trituradora. La potencia obtenida fue de aproximadamente 5 Hp y se seleccionó un motor de 5.5 Hp a 970 rpm.
- El uso de la hipótesis de Mohr para esfuerzos combinados y la utilización de las ecuaciones de esfuerzos normales y cortantes permitieron dimensionar y seleccionar el material de los principales elementos mecánicos de la máquina trituradora tales como: diámetro mínimo del eje excéntrico de 36 mm, ancho mínimo de la biela de 170 mm, espesor mínimo de las calzas soporte de biela de 0.15 mm, diámetro mínimo del vástago posicionador de biela de 3 mm, etc., para los casos anteriores se seleccionó como material para la construcción acero dulce.
- El procedimiento escogido (ESPOL, 1984), para la selección de la transmisión por banda trapecial dio como resultado que para transmitir la potencia del motor al eje excéntrico se necesitan dos correas tipo B130 y que los diámetros de las poleas menor (conductora) y mayor (conducida) son de 200 mm y 646 mm respectivamente.

9. RECOMENDACIONES

- Se recomienda al momento de realizar los cálculos tener cuidado con cada signo y unidad para prevenir futuros problemas en el desarrollo del diseño de la máquina trituradora de cuarzo.
- Al momento de dibujar las piezas y la máquina en el software AutoCAD se recomienda tener en cuenta las dimensiones exactas desde el inicio para al momento de unir dichas piezas coincidan con las del resto.
- Se recomienda tomar en cuenta todas las referencias bibliográficas usadas para redactar el marco teórico, para prevenir problemas al instante de escribir la bibliografía.

10. BIBLIOGRAFÍA

- Blanco, E. A. (s.f.). Capítulo 7. Trituración . Tecnología mineralúrgica. Bloque II. Capítulo 7. Trituración. Cantabria, España.
- ESPOL. (1984). Manual de diseño de máquinas.
- Larburu, N. (1980). Técnica del Dibujo. Madrid: Paraninfo S.A.
- Larburu, N. (1990). Máquinas Prontuario. Madrid: Paraninfo SA.
- Mott, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquina. En R. L. Mott, Diseño de Elementos de Máquina (págs. 90-91-105-95-97). México: Pearson Education.
- NSK. (s.f.). Selección de rodamientos. Catalogo de selección de rodamientos.
- Prat, J. V. (Octubre de 2002). Elementos de Máquina Teoría.
- Singer, A. P. (1994). Resistencia de materiales. México: Oxford University Press México S. A. de C. V.
- White, T. P. (1992). Resistencia de Materiales. En T. P. White, Resistencia de Materiales (pág. 73). España: Ediciones Universidad de Salamanca.

11. ANEXOS

Anexo 1. Fotos de máquina trituradora y molino



Trituradora de piedra de mandíbulas



Molino de rulos

Anexo 2. Fotos de la práctica para calcular el volumen de cuarzo dentro de un recipiente



Recipiente vacío y lleno de piedra



Recipiente lleno de piedra y agua, y recipiente sin piedra

Anexo 3. Fotos de la práctica con las probetas en la máquina de compresión



Obtención de probetas a partir de piedras



Probetas sometidas a compresión en máquina de ensayos a compresión

Anexo 4. Vista isométrica y vistas frontal lateral y superior de la máquina trituradora y sus partes dibujadas en el software AutoCAD.

- Lamina 1. Partes de la máquina y vista isométrica
- Lamina 2. Vista frontal de la máquina trituradora
- Lamina 3. Vista posterior de la máquina trituradora
- Lamina 4. Vista superior de la máquina trituradora
- Lamina 5. Vista inferior de la máquina trituradora
- Lamina 6. Vista lateral derecha de la máquina trituradora
- Lamina 7. Vista lateral izquierda de la máquina trituradora
- Lamina 8. Vista isométrica placa dentada móvil
- Lamina 9. Vista frontal, lateral y superior placa dentada móvil
- Lamina 10. Vista isométrica placa dentada fija
- Lamina 11. Vista frontal, lateral y superior placa dentada fija
- Lamina 12. Vista isométrica placa móvil
- Lamina 13. Vista frontal, lateral y superior placa móvil
- Lamina 14. Vista isométrica placa fija
- Lamina 15. Vista frontal, lateral y superior placa fija
- Lamina 16. Vista isométrica de calzas de soporte de placa dentada móvil
- Lamina 17. Vista frontal, lateral y superior de calzas de soporte de placa dentada móvil
- Lamina 18. Vista isométrica de calzas de soporte de placa dentada fija
- Lamina 19. Vista frontal, lateral y superior de calzas de soporte de placa dentada fija
- Lamina 20. Vista isométrica de biela
- Lamina 21. Vista frontal, lateral y superior de biela
- Lamina 22. Vista isométrica de calzas de soporte de biela
- Lamina 23. Vista frontal, lateral y superior de calzas de soporte de biela
- Lamina 24. Vista isométrica del sistema de regulación de biela
- Lamina 25. Vista frontal, lateral y superior del sistema de regulación de biela
- Lamina 26. Vista isométrica vástago posicionador
- Lamina 27. Vista frontal, lateral y superior vástago posicionador
- Lamina 28. Vista isométrica polea menor
- Lamina 29. Vista frontal, lateral y superior polea menor
- Lamina 30. Vista isométrica polea mayor

Lamina 31. Vista frontal, lateral y superior polea mayor

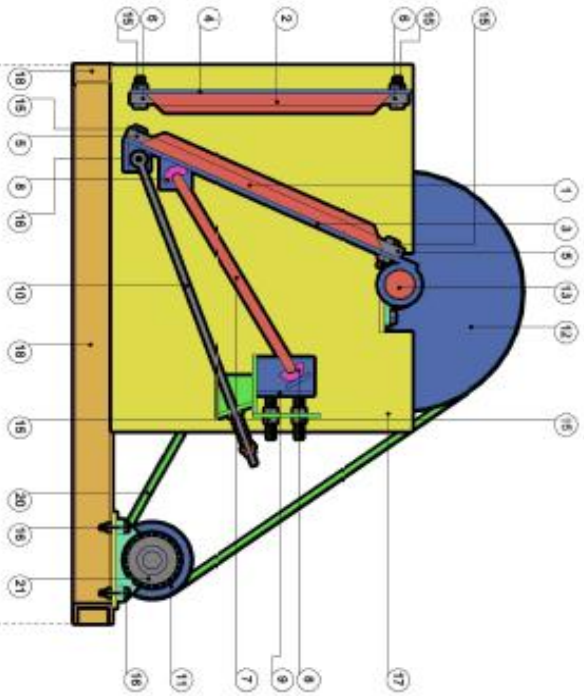
Lamina 32. Vista isométrica eje excéntrico

Lamina 33. Vista frontal, lateral y superior eje excéntrico

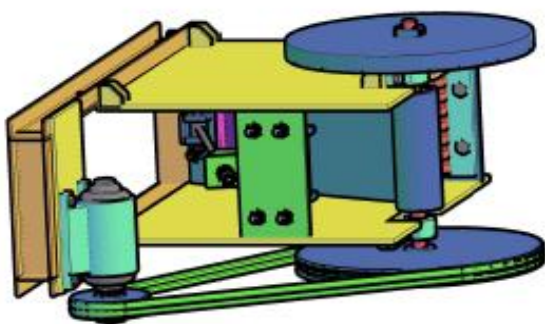
Lamina 34. Vista isométrica volante de inercia

Lamina 35. Vista frontal, lateral y superior volante de inercia

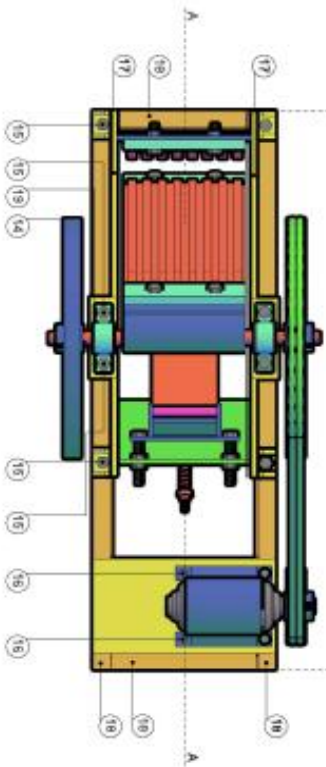
CORTE A - A VISTA FRONTAL



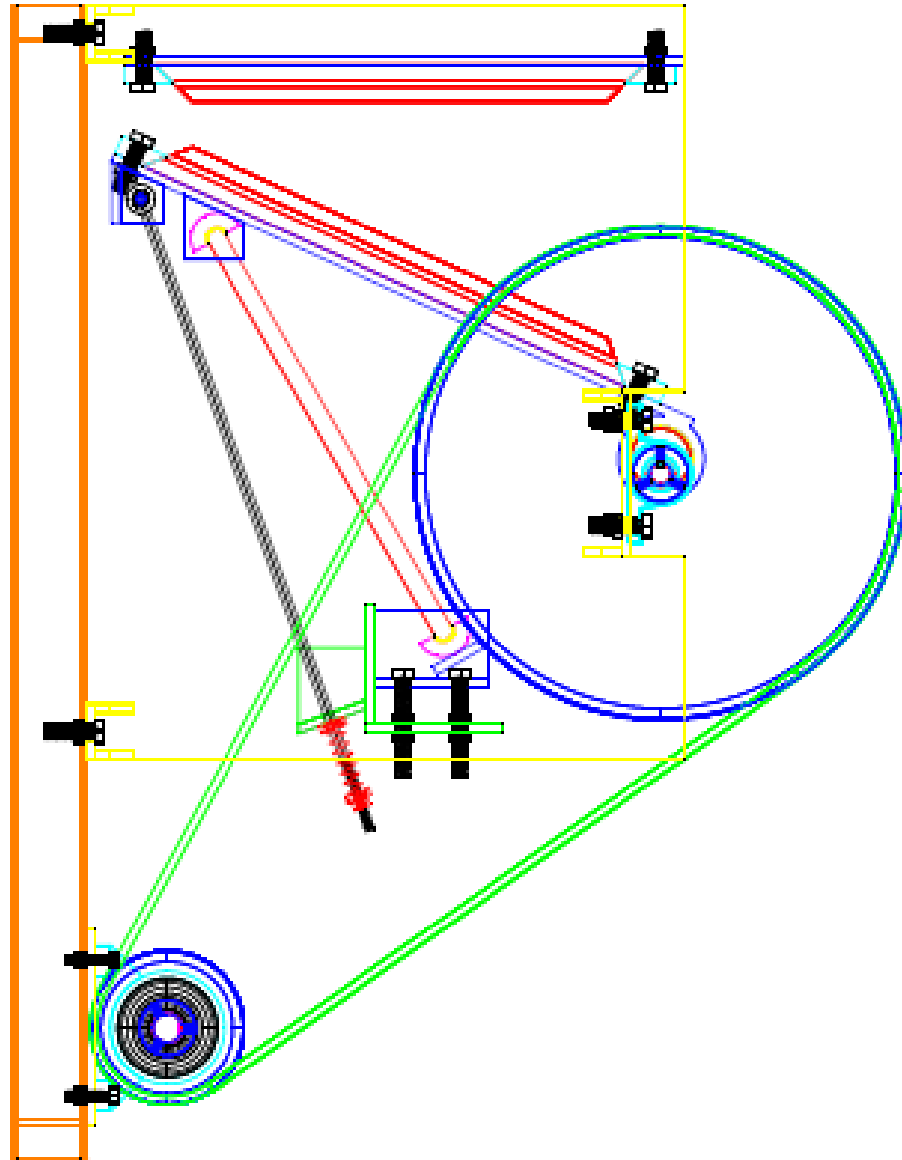
VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



UNL		Nº de piezas: todas	
Titularidad de Cuanto de Manobras			
Dibujado por: Jimmy Morales Bland			
Revisado por: Ing. Milton León Tzuc			
Material: Acero al Manganeso, acero dulce y bronce			
Escala:	1:10	Láminas:	1 de 35
1	Placa Dentada Móvil	Acero al Manganeso	
2	Placa Dentada Fija	Acero al Manganeso	
3	Placa Móvil	Acero dulce, Bronce	
4	Placa Fija	Acero Dulce	
5	Cajón Soporte de Placa Dentada Móvil	Acero Dulce	
6	Cajón Soporte de Placa Dentada Fija	Acero Dulce	
7	Brasa	Acero Dulce	
8	Cajón Soporte de Brasa	Acero Dulce, Bronce	
9	Sistema de Regulación de Brasa	Acero Dulce, Bronce	
10	Válvula Regulador de Brasa	Acero Dulce	
11	Placa Conductora (Motor)	Acero Dulce	
12	Placa Conductora (Motor)	Acero Dulce	
13	Eje Excéntrico	Acero Dulce	
14	Válvula de Inercia	Acero Dulce	
15	Perno 1/8 mm	Acero Dulce	
16	Pantón 1/2 mm	Acero Dulce	
17	Placa lateral	Acero Dulce	
18	Pierri U/Alas Perforadas	Tipo Upril 50P*	
19	Rodamiento	Tipo Akshis 6302	
20	Banda Transporte	Tipo B 130	
21	Motor MEB 5,5 HP / 970 RPM	MA132M-6	



UNL

Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas

N° de pieza: todas

Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

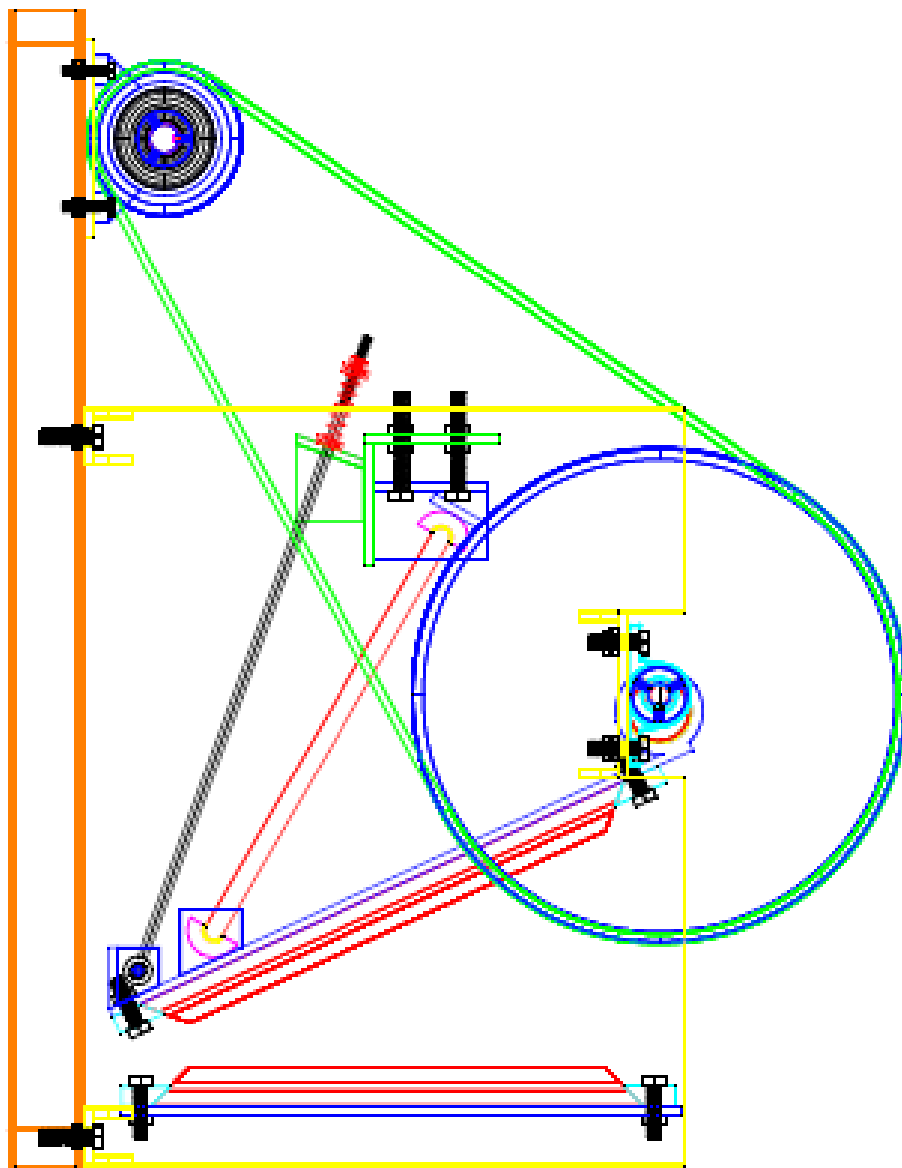
Material:

Acero al manganeso,
acero dulce y bronce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 2 de 35



UNL

Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas

N° de pieza: todas

Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

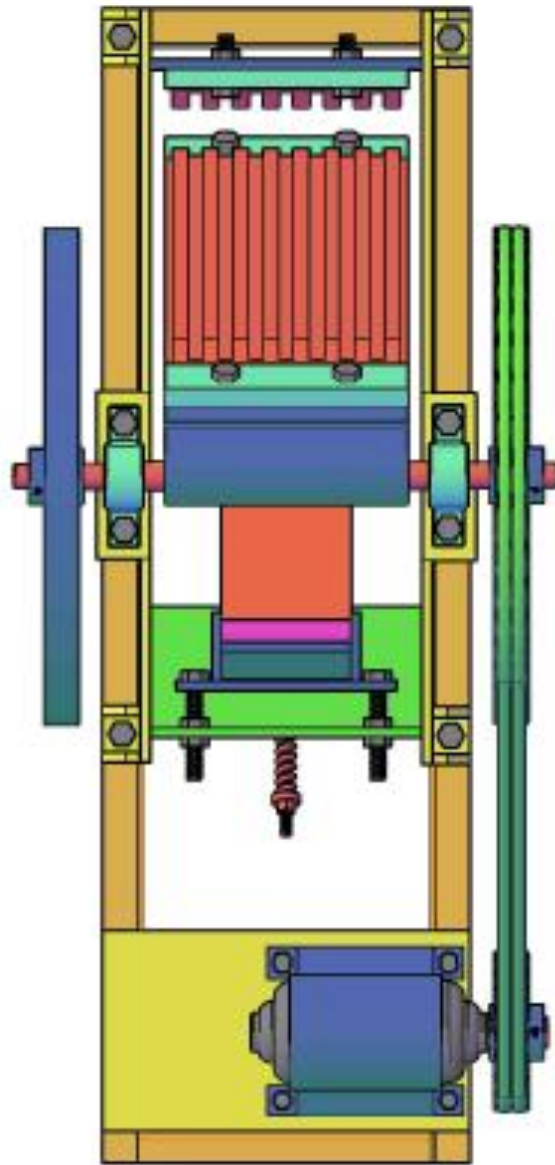
Material:

Acero al manganeso,
acero dulce y bronce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 3 de 35



UNL

Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas

N° de pieza: todas

Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

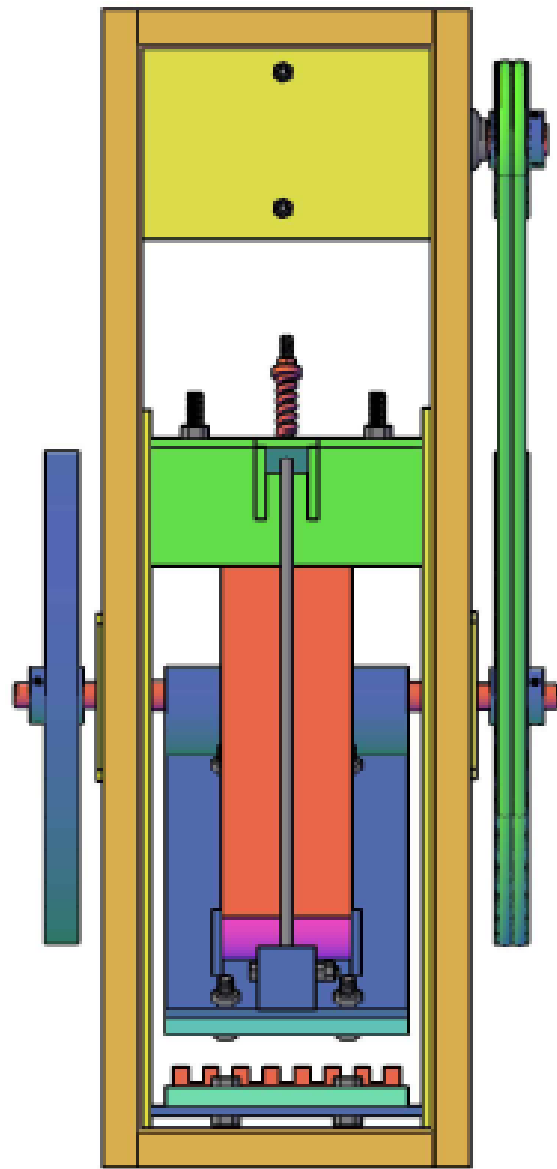
Material:

Acero al manganeso,
acero dulce y bronce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 4 de 35



UNL

Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas

N° de pieza: todas

Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

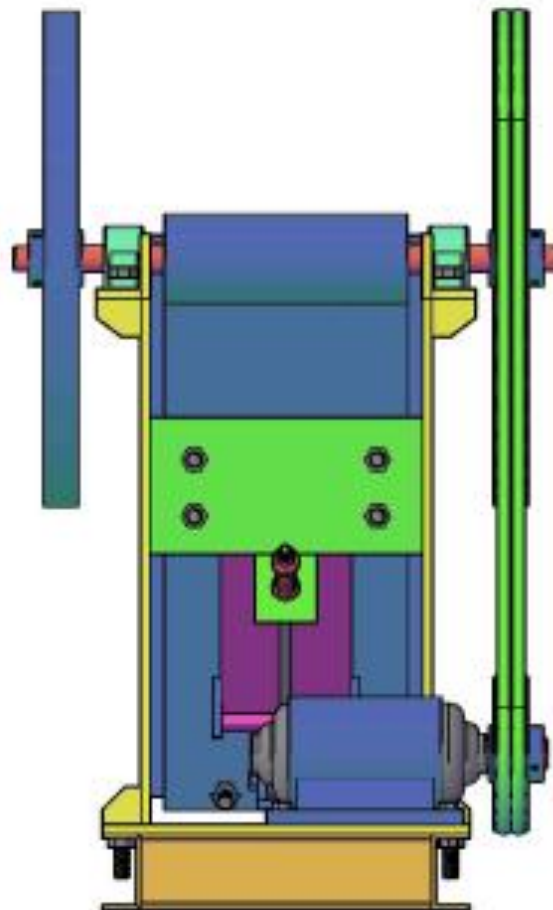
Material:

Acero al manganeso,
acero dulce y bronce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 5 de 35



UNL

Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas

N° de pieza: todas

Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio

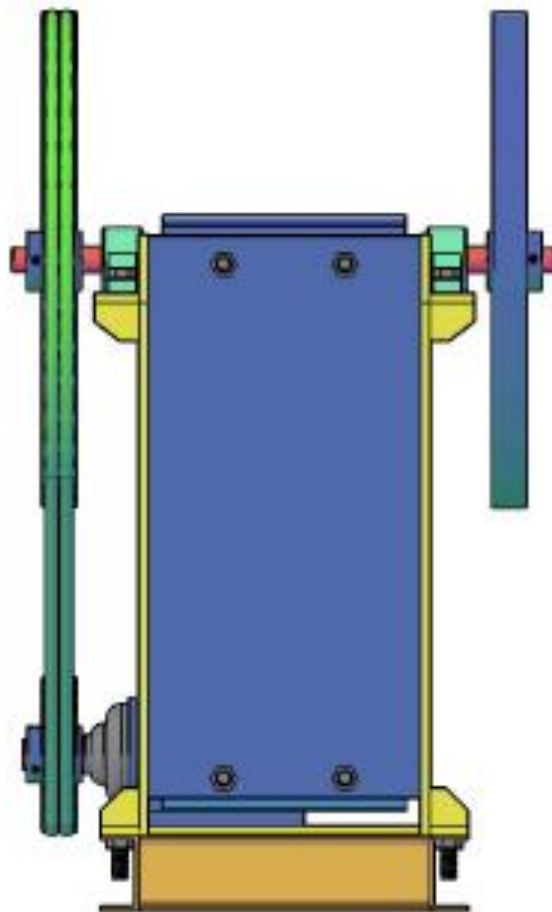
Material:

Acero al manganeso,
acero dulce y bronce

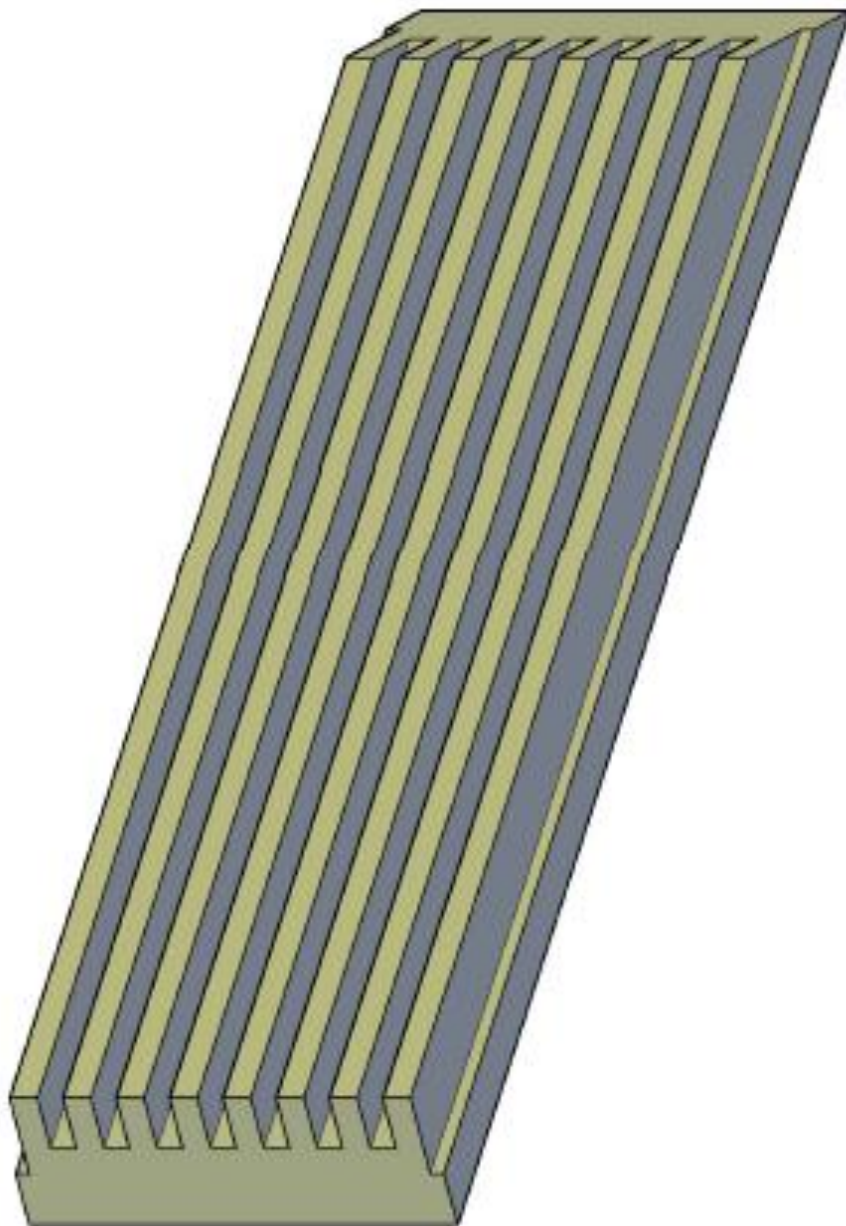
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

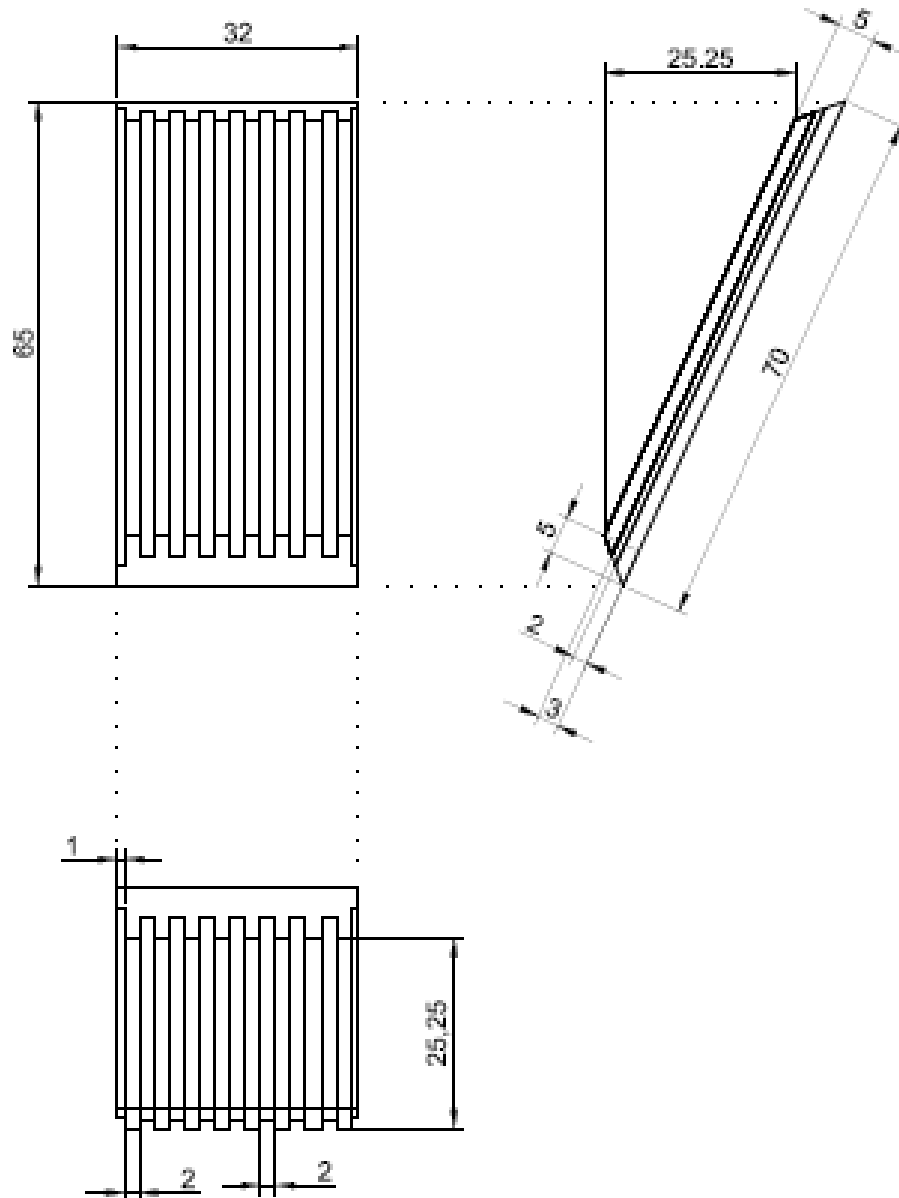
Lámina: 6 de 35



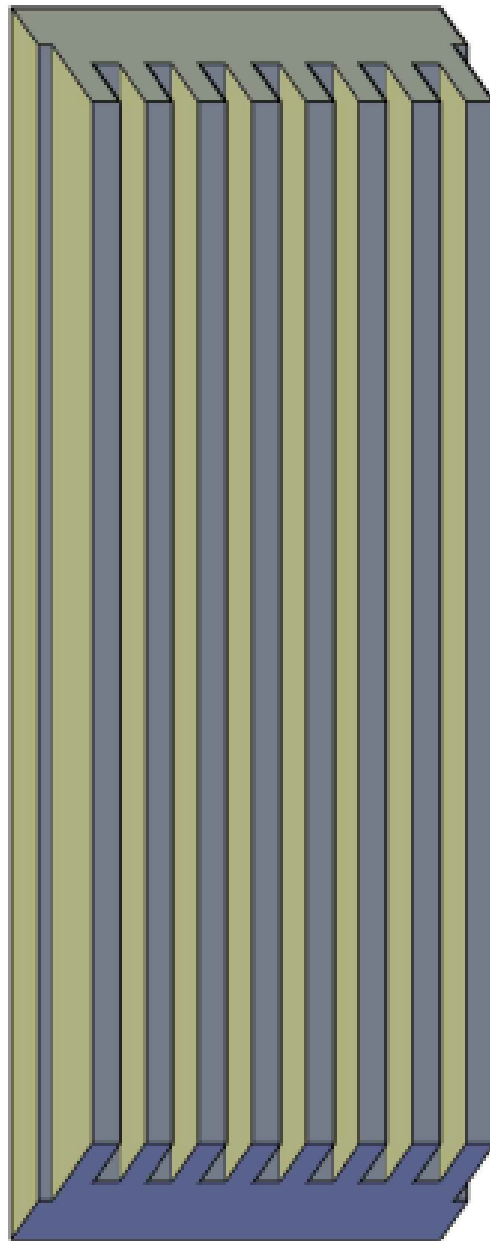
<h1>UNL</h1>	Trituradora de Cuarzo de Mandíbulas		N° de pieza: todas
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio		
Material: Acero al manganeso, acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia		
	Escala: 1:10	Lámina: 7 de 35	



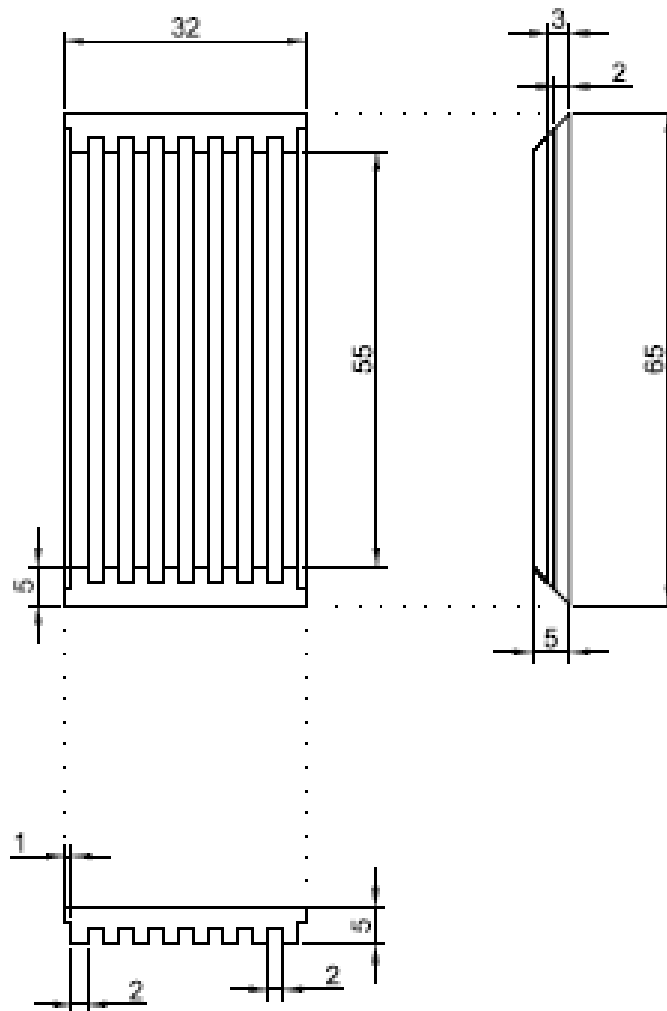
UNL	Placa Dentada Móvil	N° de pieza: 1
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blado	
Material: Acero al manganeso	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:4	Lámina: 8 de 35



<h1>UNL</h1>	Placa Dentada Móvil	N° de pieza: 1
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero al manganeso	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:10	Lámina: 9 de 35



UNL	Placa Dentada Fija	N° de pieza: 2
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero al manganeso	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:4	Lámina: 10 de 35



UNL

Placa Dentada Fija

N° de pieza: 2

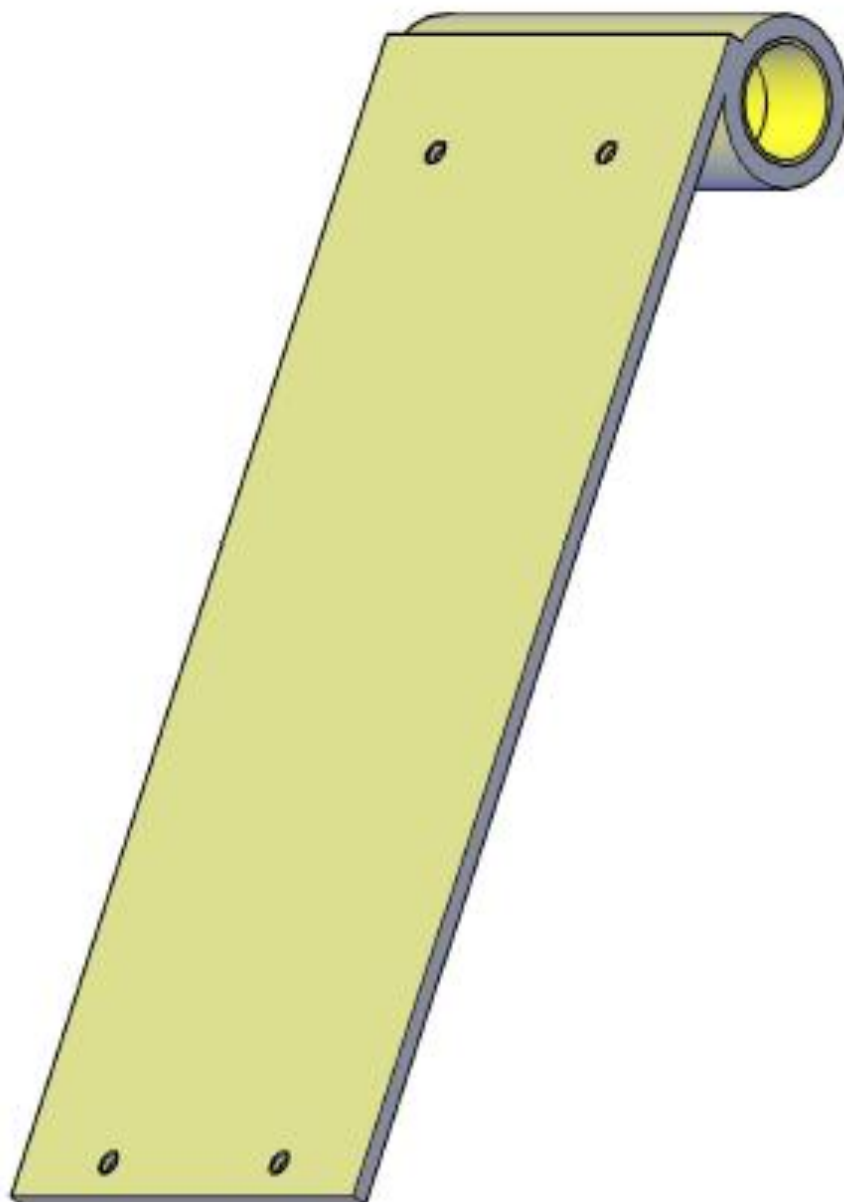
Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio

Material:
Acero al manganeso

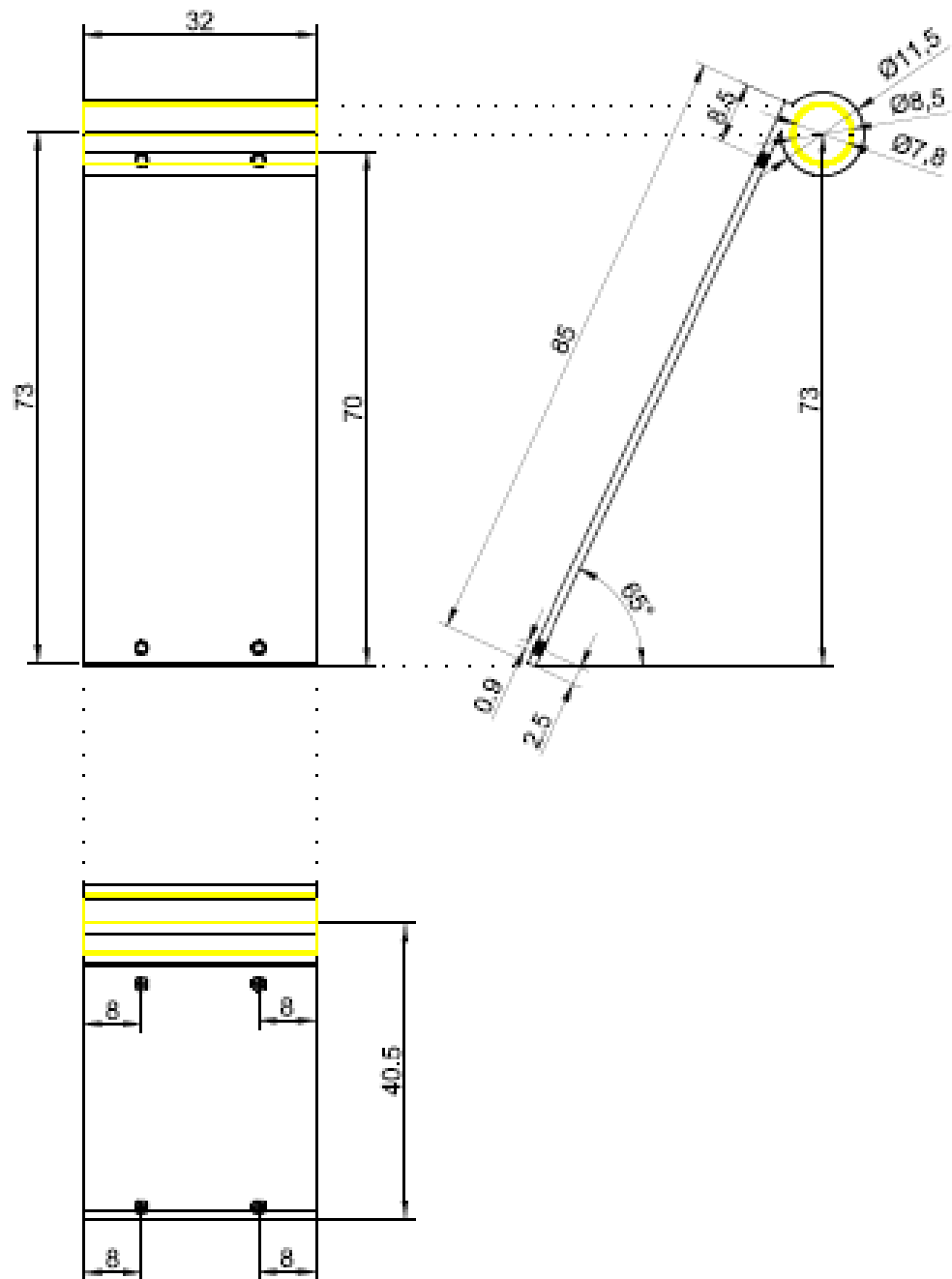
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

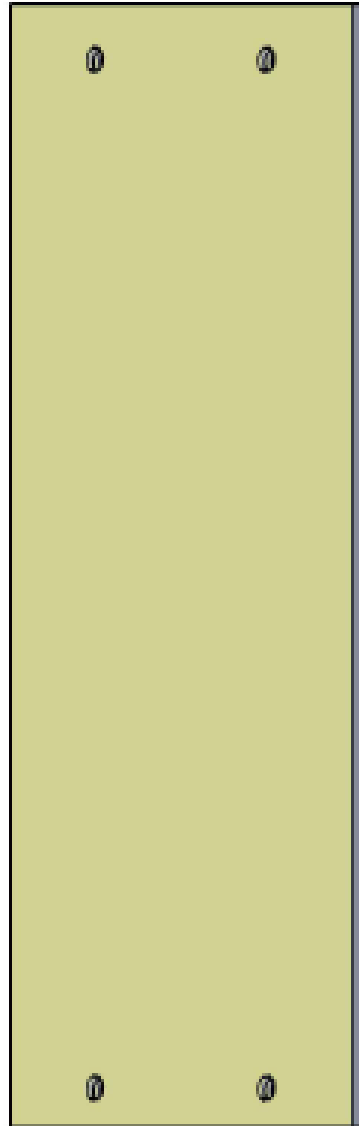
Lámina: 11 de 35



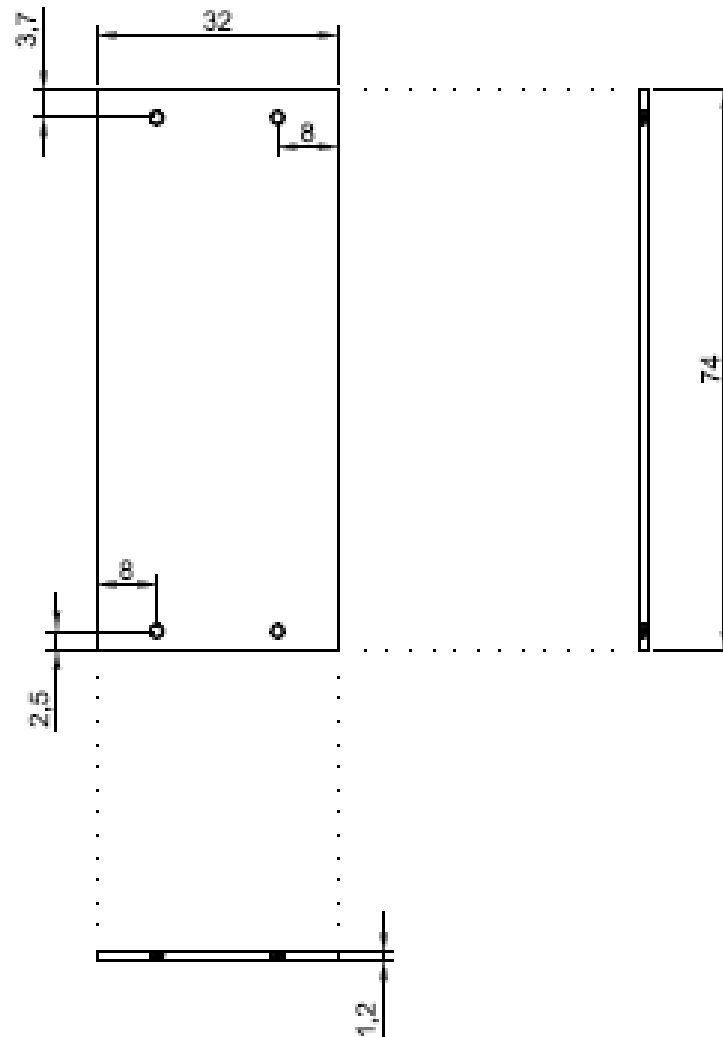
UNL	Placa Móvil	N° de pieza: 3
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:5	Lámina: 12 de 35



<h1>UNL</h1>	Placa Móvil	N° de pieza: 3
	Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:10	Lámina: 13 de 35



UNL	Placa Fija	N° de pieza: 4
	Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:5	Lámina: 14 de 35



UNL

Placa Fija

N° de pieza: 4

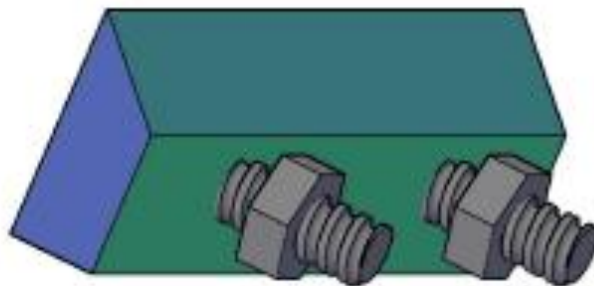
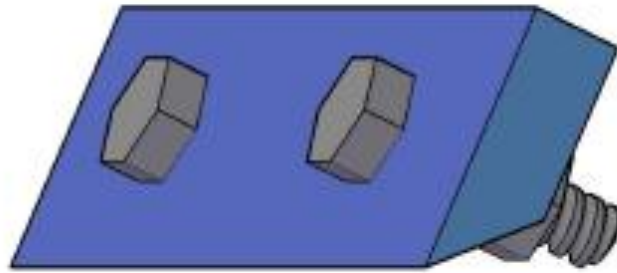
Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio

Material:
Acero dulce

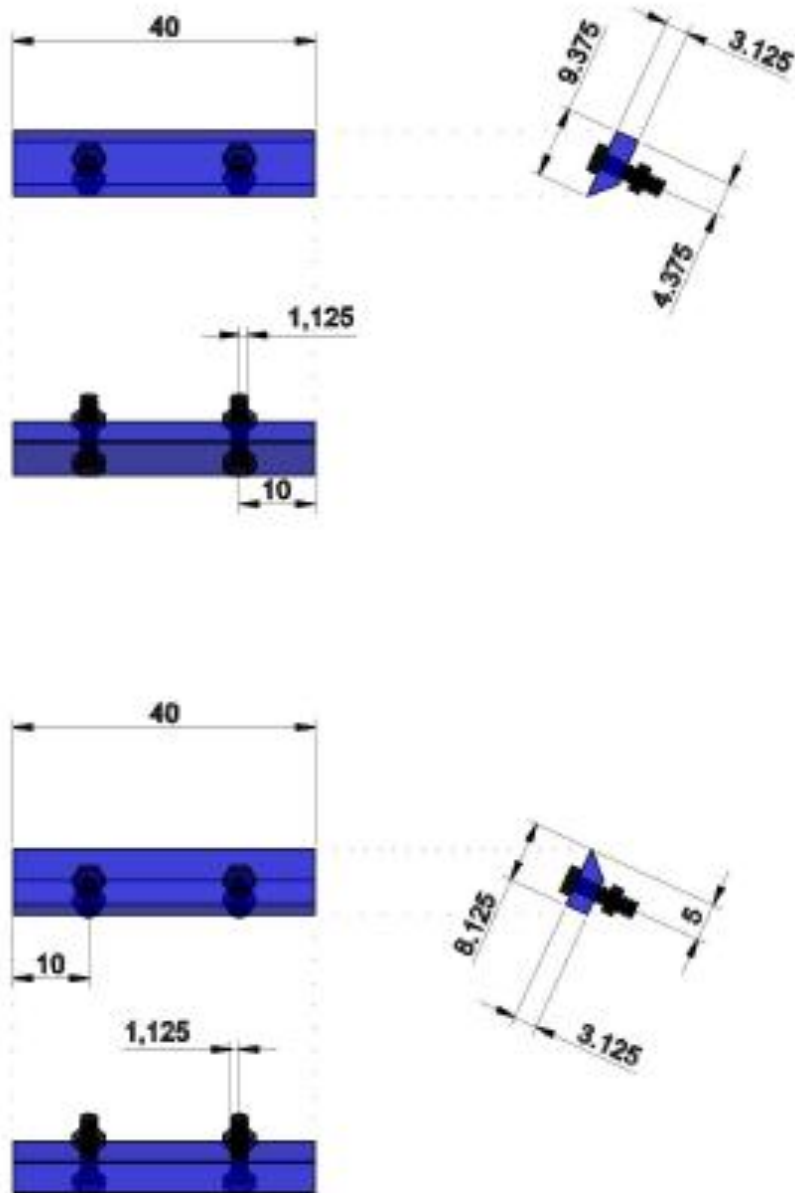
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 15 de 35



<h1>UNL</h1>	Calzas Soporte de Placa Dentada Móvil		N° de pieza: 5
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio		
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia		
	Escala:	1:2	Lámina: 16 de 35



UNL

Calzas Soporte de Placa Dentada Móvil

N° de pieza: 5

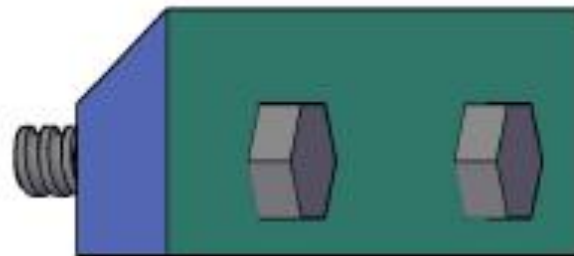
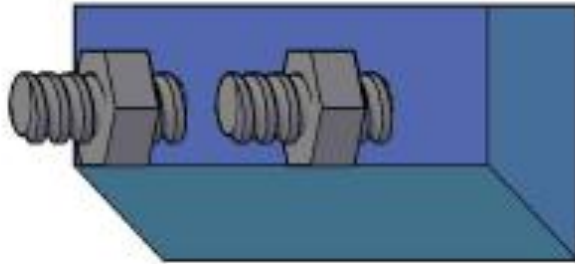
Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio

Material:
Acero dulce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:8

Lámina: 17 de 35



UNL

Calzas Soporte de Placa Dentada Fija

N° de pieza: 6

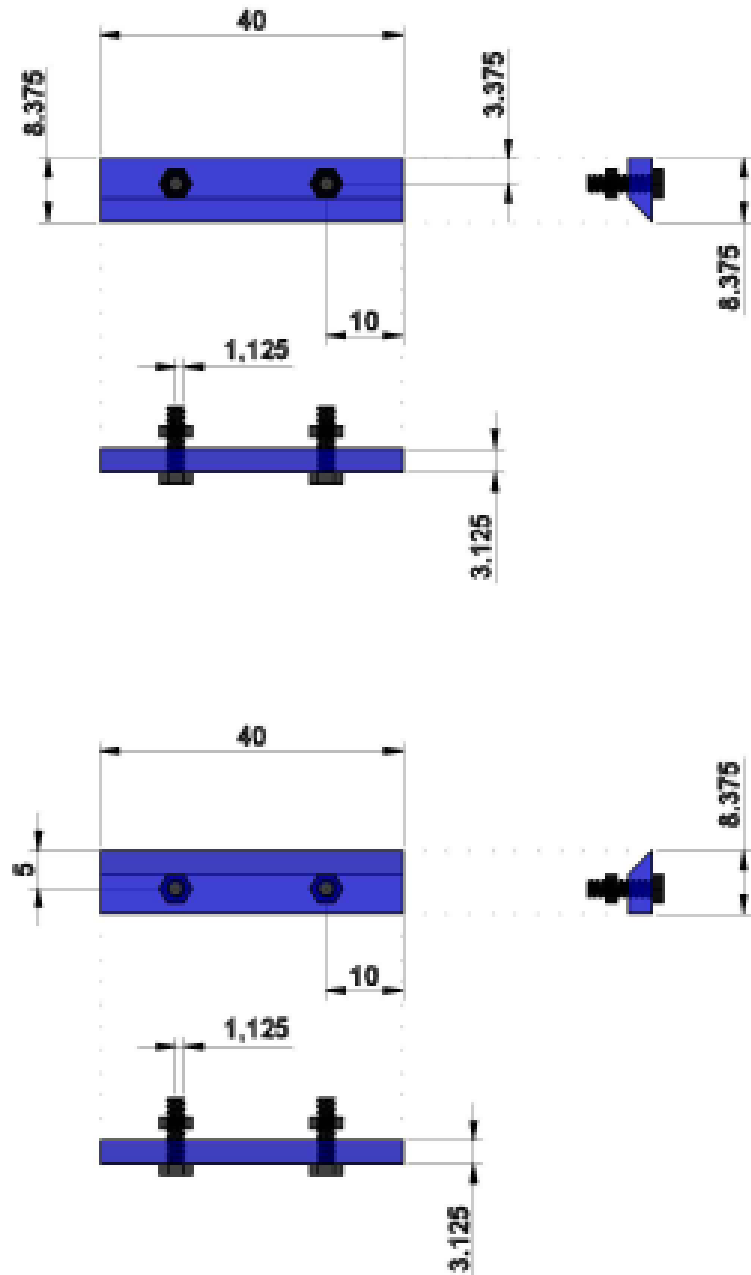
Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio

Material:
Acero dulce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:2

Lámina: 18 de 35



UNL

Calzas Soporte de Placa Dentada Fija

N° de plaza: 6

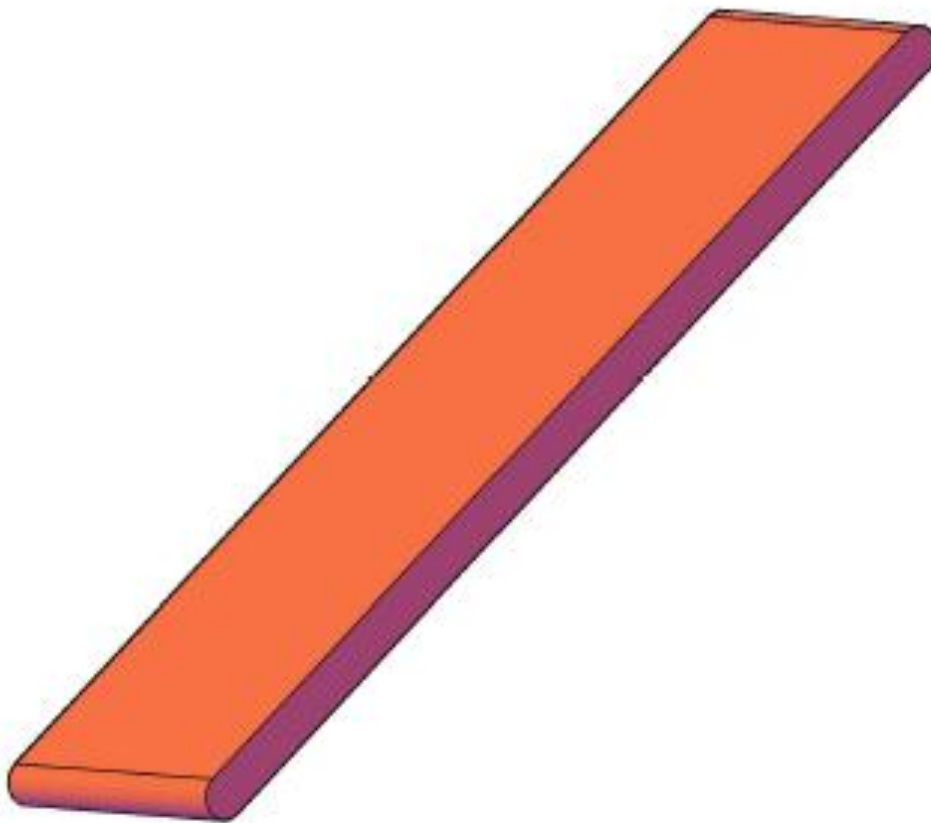
Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio

Material:
Acero dulce

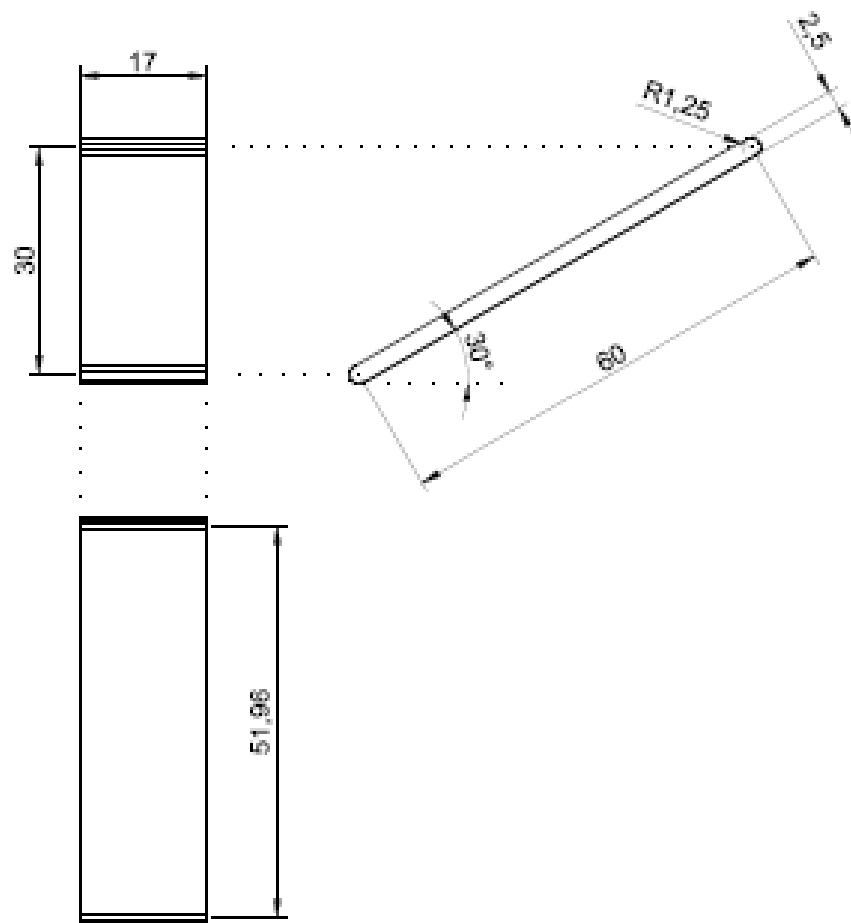
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:8

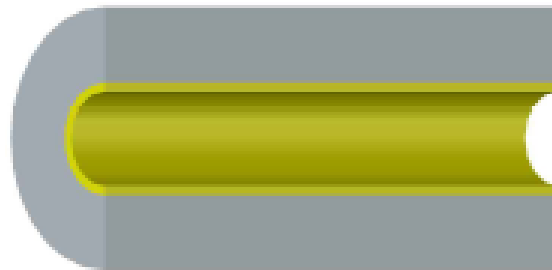
Lámina: 19 de 35



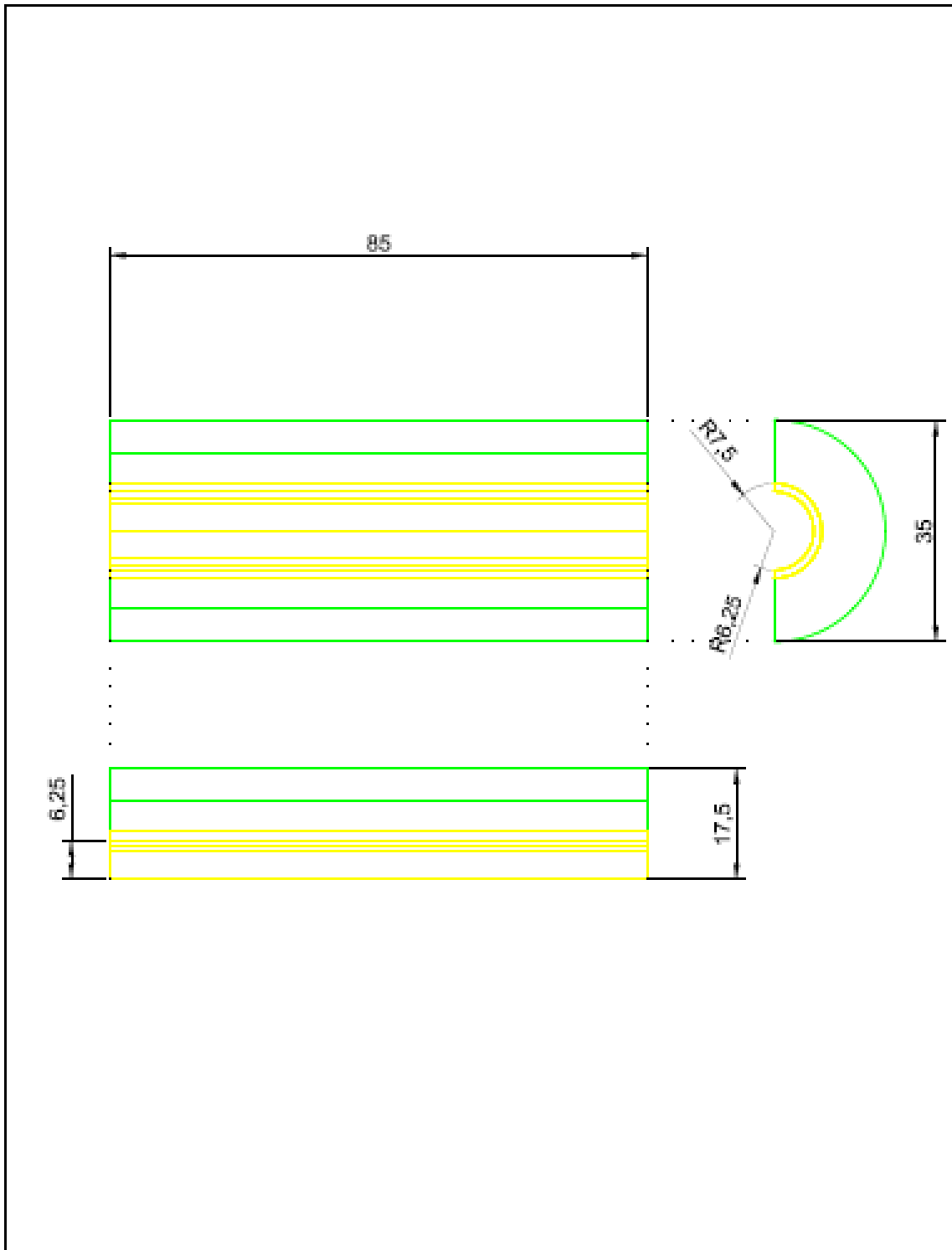
UNL	Biela	N° de pieza: 7
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:4	Lámina: 20 de 35



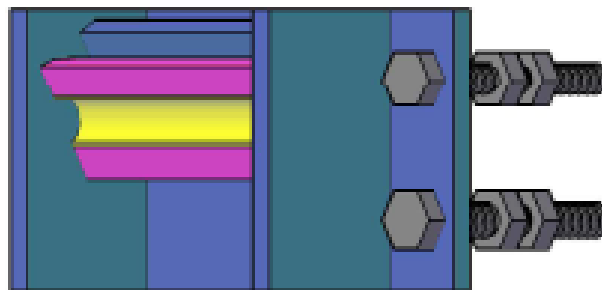
<h1>UNL</h1>	Biela	N° de pieza: 7
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:10	Lámina: 21 de 35



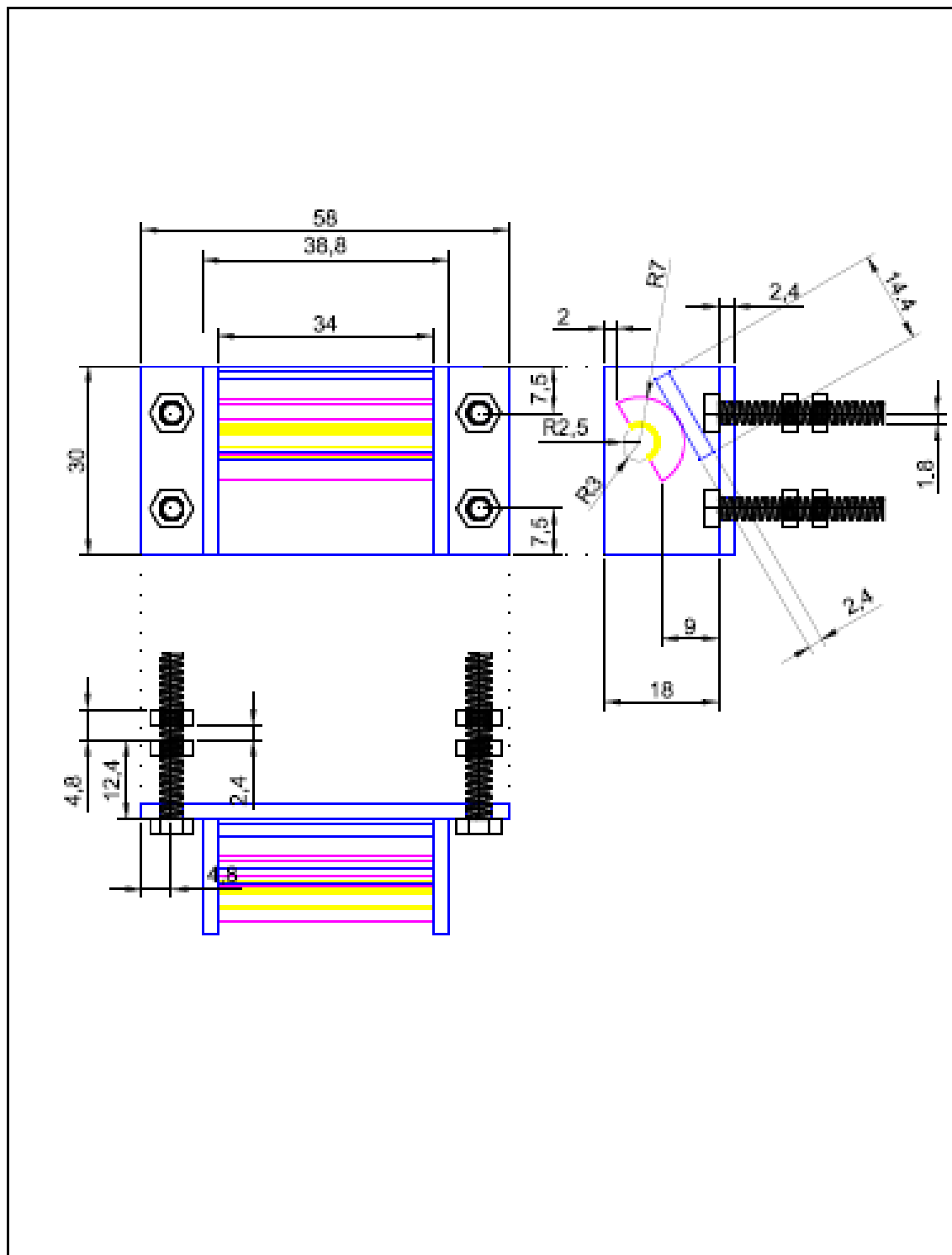
UNL	Calzas de Soporte Para Biela	N° de pieza: 8
	Dibujado por: Jimmy Montañó Blado	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:2	Lámina: 22 de 35



<h1>UNL</h1>	Calzas de Soporte Para Biela	N° de pieza: 8
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:2	Lámina: 23 de 35



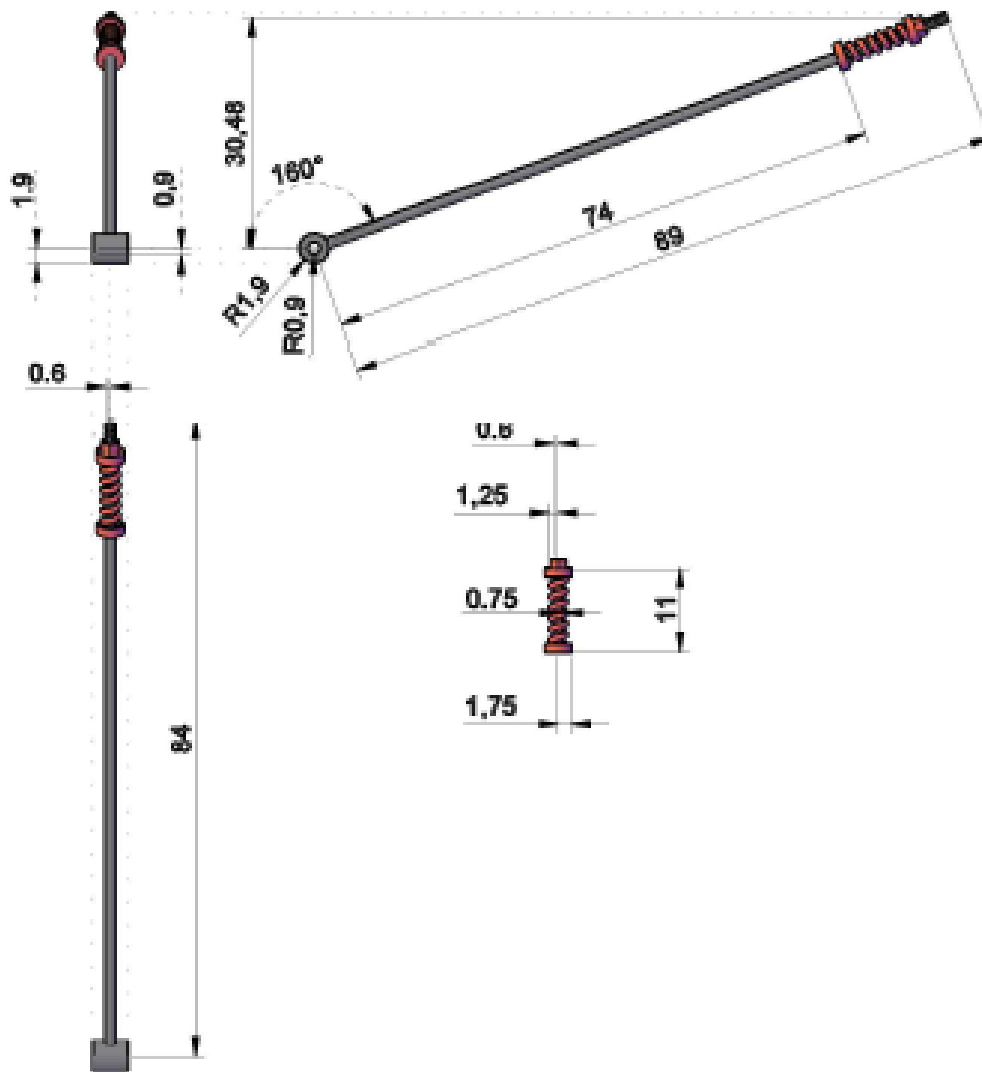
UNL	Sistema de Regulación de Biela	N° de pieza: 9
	Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:4	Lámina: 24 de 35



UNL	Sistema de Regulación de Biela	N° de pieza: 9
	Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio	
Material: Acero dulce y bronce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:5	Lámina: 25 de 35



UNL	Vástago Posicionador de Bieles	N° de pieza: 10
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:5	Lámina: 26 de 35



UNL

Vástago Posicionador de Blade

N° de pieza: 10

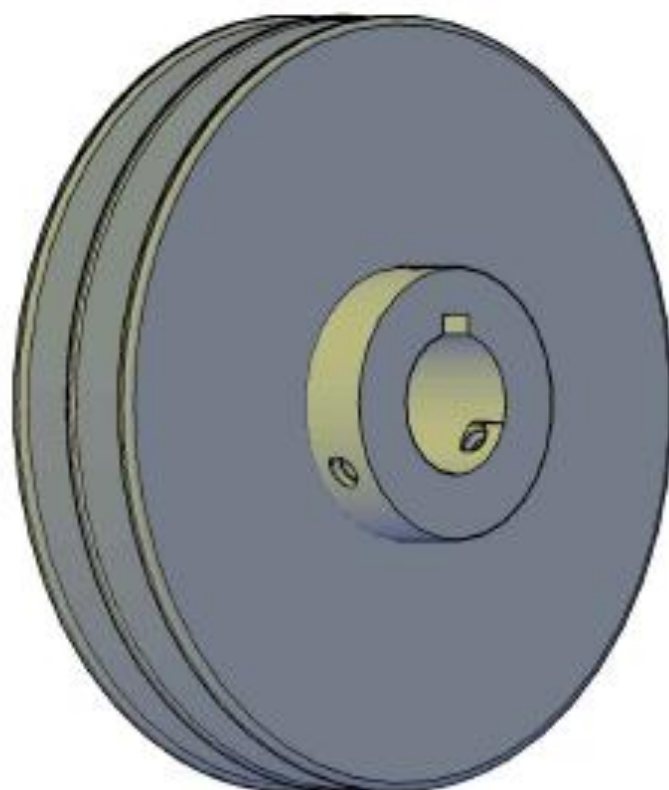
Dibujado por: Jimmy Montañó Blacio

Material:
Acero dulce

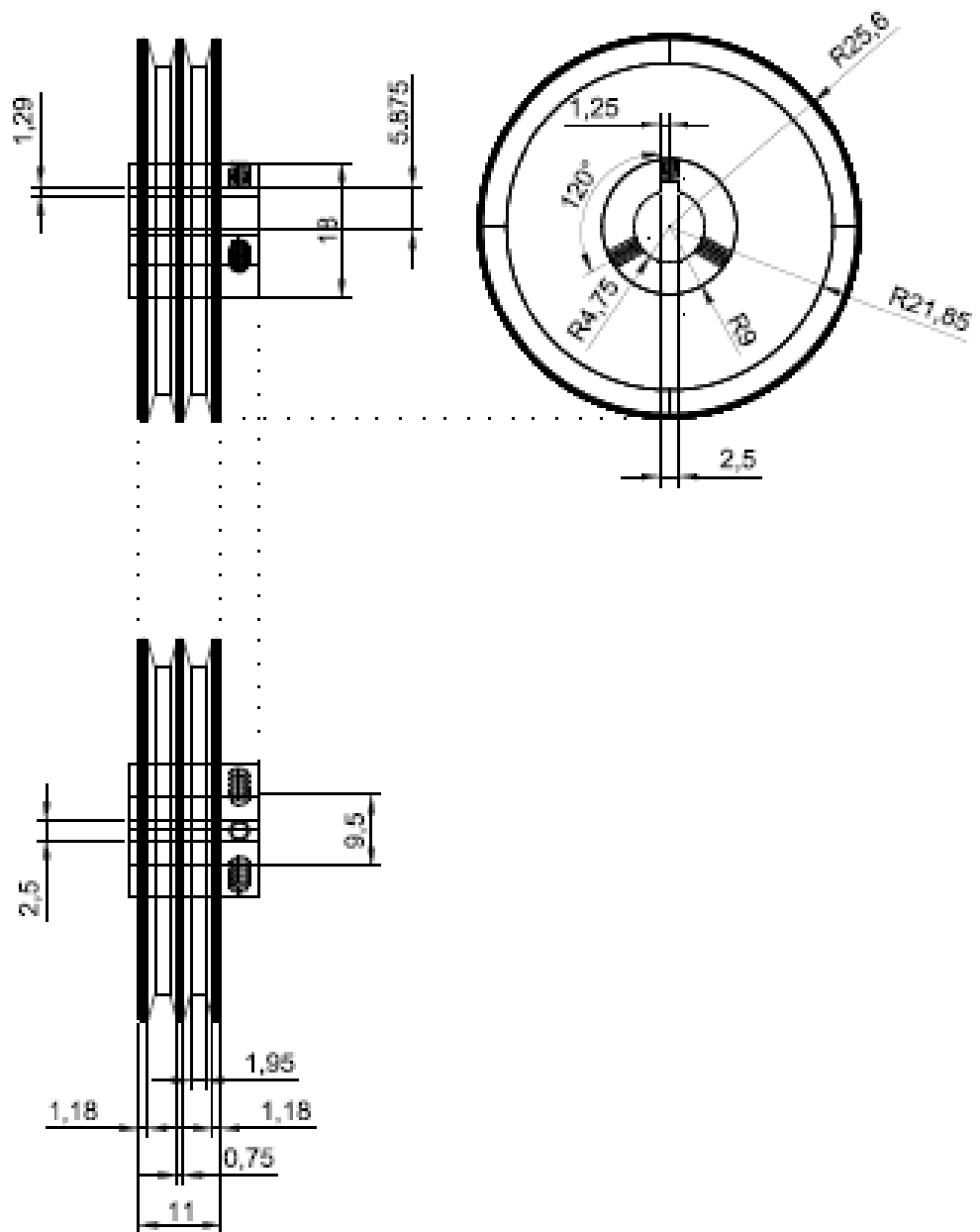
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 27 de 35



UNL	Polea conductora (Menor)	N° de pieza: 11
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:2	Lámina: 28 de 35



UNL

Polea conductora (Menor)

N° de pieza: 11

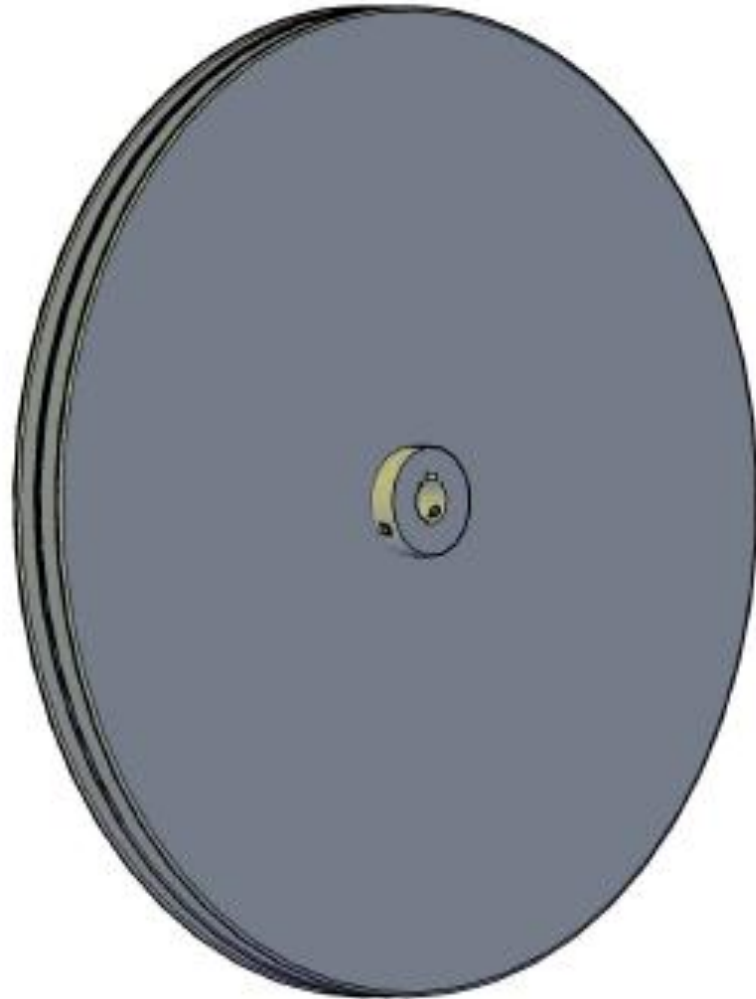
Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

Material:
Acero dulce

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:4

Lámina: 29 de 35



UNL

Polea Conducida (Mayor)

N° de pieza: 12

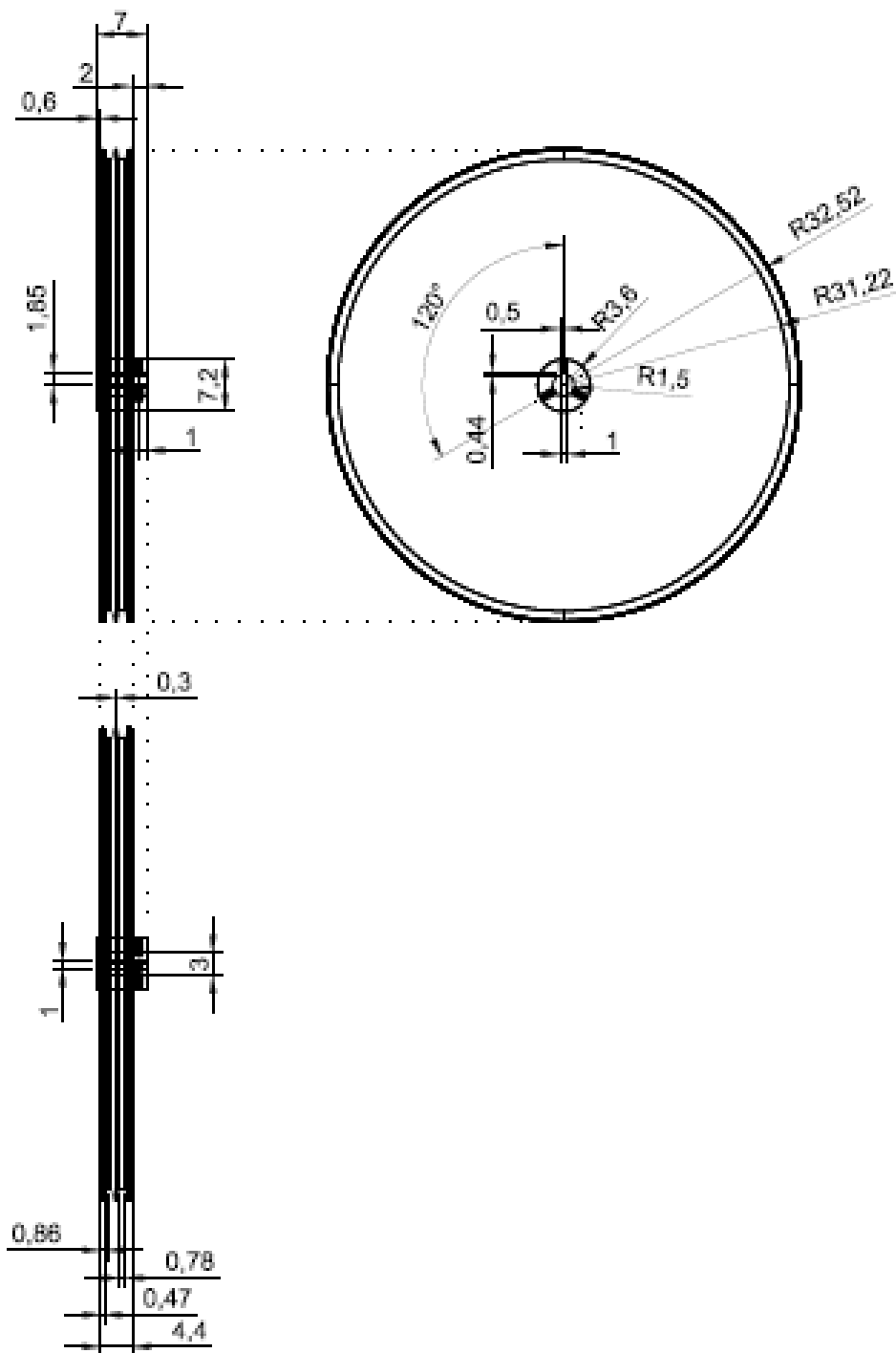
Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio

**Material:
Acero dulce**

Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:5

Lámina: 30 de 35



UNL

Polea Conducida (Mayor)

N° de pieza: 12

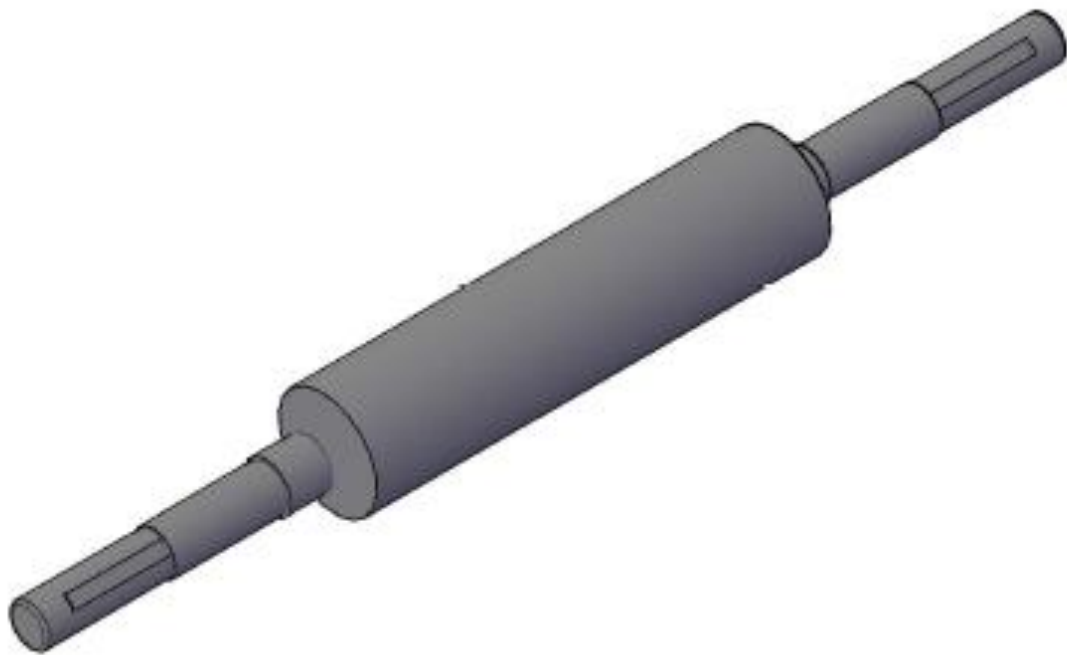
Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio

Material:
Acero dulce

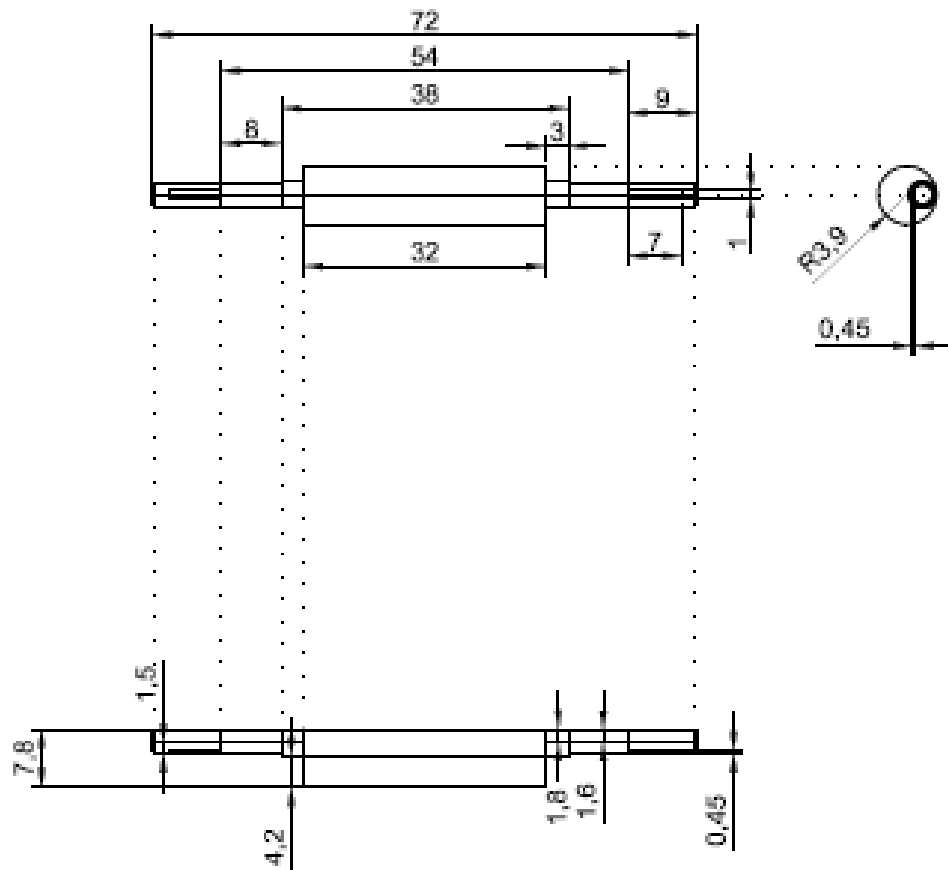
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 31 de 35



UNL	Eje Excéntrico	N° de pieza: 13
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:4	Lámina: 32 de 35



UNL

Eje Excéntrico

N° de pieza: 13

Dibujado por: Jimmy Montaño Blacio

Material:
Acero dulce

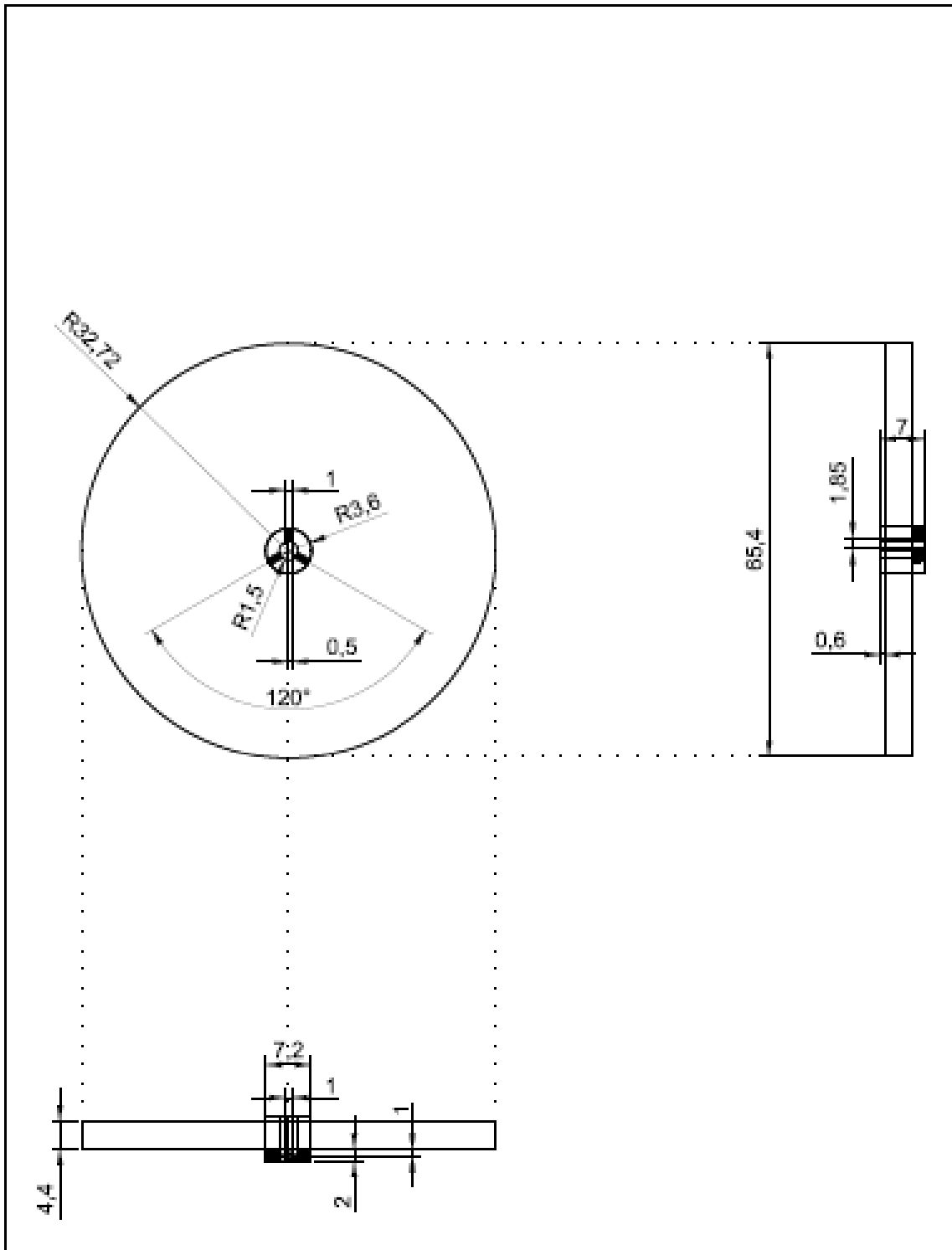
Revisado por: Ing. Milton León Tapia

Escala: 1:10

Lámina: 33 de 35



UNL	Volante de Inercia	N° de pieza: 14
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:5	Lámina: 34 de 35



<h1>UNL</h1>	Volante de Inercia	N° de pieza: 14
	Dibujado por: Jimmy Montaña Blacio	
Material: Acero dulce	Revisado por: Ing. Milton León Tapia	
	Escala: 1:10	Lámina: 35 de 35

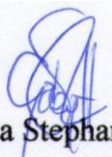
Lic. Gabriela Stephania Hurtado Vargas

CERTIFICA:

Que el documento aquí compuesto es fiel traducción del idioma español al idioma inglés del resumen de la tesis titulada: **CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE CUARZO DE MANDÍBULAS PARA EL EMPLEO EN MINERÍA ARTESANAL** del autor **JIMMY FABIAN MONTAÑO BLACIO**, egresado de la carrera de Ingeniería Electromecánica del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja.

Lo certifico en honor a la verdad y autorizo al interesado hacer uso del presente en lo que a sus intereses convenga.

Loja, 31 de Julio del 2015


Lic. Gabriela Stephania Hurtado Vargas