

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica
y Mecatrónica**



Diseño y Fabricación de una Roladora de Planchas de 3 Rodillos

Tesis presentada por los Bachilleres:

Corrales Tejada, Helbert Mauricio

(0009-0000-8515-4380)

Vargas Ccasa, Jose Alejandro

(0009-0007-5549-5900)

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor (a):

Dr. Valencia Salas, Mario José

(0009-0009-3797-0020)

Arequipa - Perú

2024

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 19 de Octubre del 2023

Dictamen: 008124-C-EPIMMEM-2023

Visto el borrador del expediente 008124, presentado por:

2009600561 - CORRALES TEJADA HELBERT MAURICIO

2009800591 - VARGAS CCASA JOSE ALEJANDRO

Titulado:

DISEÑO Y FABRICACION DE UNA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS

Nuestro dictamen es:

APROBADO

06426119 - ALVAREZ FLOREZ DARWIN REYNALDO
DICTAMINADOR



29529560 - CACERES NUÑEZ AUGUSTO EMILIO CARLOS
DICTAMINADOR



42394111 - COLLADO OPORTO CHRISTIAM GUILLERMO
DICTAMINADOR



Diseño y Fabricación de una Roladora de Planchas de 3 Rodillos

INFORME DE ORIGINALIDAD

13%

INDICE DE SIMILITUD

13%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

0%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

[idoc.pub](#)

Fuente de Internet

6%

2

[vet2vet.net](#)

Fuente de Internet

3%

3

[tesis.ucsm.edu.pe](#)

Fuente de Internet

1%

4

[www.scribd.com](#)

Fuente de Internet

1%

5

[fdocuments.ec](#)

Fuente de Internet

1%

Excluir citas

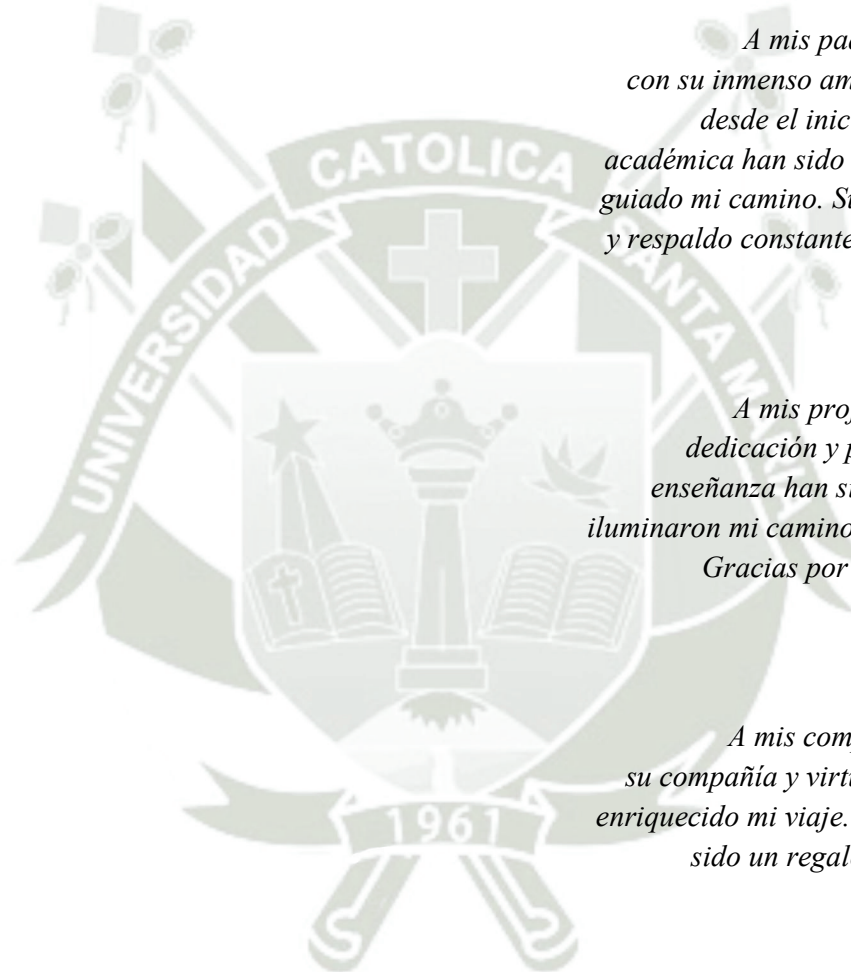
Apagado

Excluir coincidencias < 1%

Excluir bibliografía

Apagado

Dedicatoria



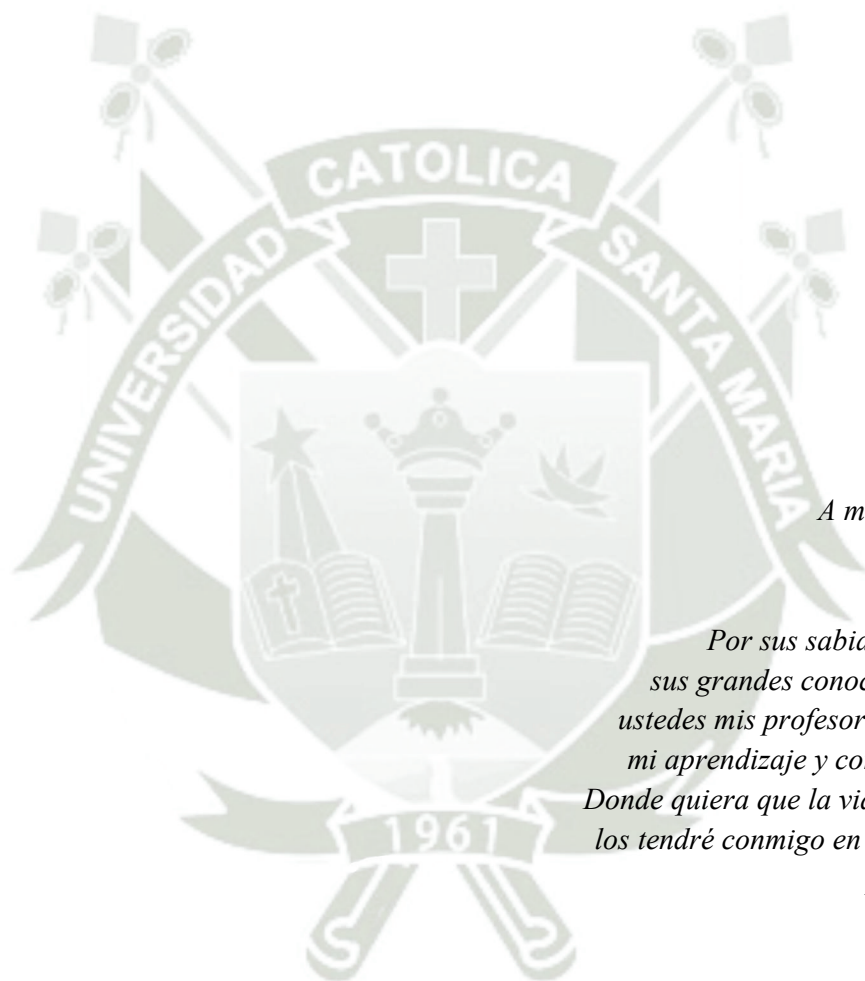
A mis padres, quienes con su inmenso amor y fe en mí desde el inicio de mi vida académica han sido la luz que ha guiado mi camino. Sus sacrificios y respaldo constante son la clave de mi éxito.

A mis profesores, cuya dedicación y pasión por la enseñanza han sido faros que iluminaron mi camino profesional. Gracias por guiarme con sabiduría.

A mis compañeros, por su compañía y virtudes que han enriquecido mi viaje. Su apoyo ha sido un regalo invaluable.

A mi querida Alma Mater y a todas las personas que la conforman, les agradezco de todo corazón. No podría haber llegado hasta aquí sin el sólido apoyo que me han brindado. Este logro también es suyo.

Agradecimiento



A mis Docentes

*Por sus sabias palabras,
sus grandes conocimientos, a
ustedes mis profesores, les debo
mi aprendizaje y conocimiento.
Donde quiera que la vida me lleve,
los tendré conmigo en mi trayecto
profesional*

*Gracias por su
paciencia, por compartir sus
conocimientos de manera
profesional, por su dedicación y
perseverancia.*

RESUMEN

El siguiente proyecto de tesis, tiene como objetivo el Diseño y Fabricación de una máquina roladora de planchas de 3 rodillos. Abordamos el procedimiento de rolado, que implica dar forma al metal mediante el paso de una lámina o placa a través de uno o más pares de rodillos. El proceso de rolado es complejo y se ve influenciado por las características del material a ser rolado, siendo su grosor un factor crucial que determina la potencia eléctrica del sistema. Los parámetros empleados en el diseño y la construcción de la máquina dobladora de placas de tres rodillos se determinan según las propiedades mecánicas y el grosor correspondiente del material utilizado. En este procedimiento, el diámetro de la placa o lámina metálica que se somete al rolado permanece constante, asegurando que el espesor inicial y final sean idénticos y evitando la formación de grietas durante el desarrollo del proceso. Además, se explica el fenómeno de deformación tanto plástica como elástica que suceden en el proceso de doblado de láminas de metal, destacando que estas operaciones son ampliamente empleadas en las actividades de las empresas metal mecánicas. En este contexto, se implementan simulaciones a través de SolidWorks para contribuir al diseño y garantizar la calidad del producto final.

La propuesta de diseño y la fabricación, está al alcance de cualquier empresa metal mecánica de la ciudad, pudiendo ser llevado a un proceso industrial siguiendo el procedimiento de cálculo realizado en la tesis.

Palabras clave: Máquina roladora, espesor, deformación plástica, SolidWorks.

ABSTRACT

The following thesis project aims to design and manufacture a 3-roller plate rolling machine. We address the rolling procedure, which involves shaping the metal by passing a sheet or plate through one or more pairs of rollers. The rolling process is complex and is influenced by the characteristics of the material to be rolled, its thickness being a crucial factor that determines the power of the electrical system. The parameters used in the design and construction of the three-roller plate bending machine are determined according to the mechanical properties and the corresponding thickness of the material used. In this procedure, the diameter of the metal plate or sheet that is subjected to rolling remains constant, ensuring that the initial and final thickness are identical and avoiding the formation of cracks during the development of the process. In addition, the phenomenon of both plastic and elastic deformation that occurs in the process of bending metal sheets is explained, highlighting that these operations are widely used in the activities of metal-mechanical companies. In this context, simulations are implemented through SolidWorks to contribute to the design and guarantee the quality of the final product.

The design and manufacturing proposal is within the reach of any metal-mechanical company in the city, and can be taken to an industrial process following the calculation procedure carried out in the thesis.

Keywords: Rolling machine, thickness, plastic deformation, SolidWorks.

ÍNDICE

DICTAMEN APROBATORIO.....	i
<i>Dedicatoria</i>	iii
<i>Agradecimiento</i>	iv
RESUMEN	v
ABSTRACT	vi
ÍNDICE.....	vii
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABLAS	xiii
INTRODUCCIÓN.....	xiv
CAPÍTULO I.....	1
1. GENERALIDADES.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Formulación del problema.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
1.4 Justificación.....	2
1.4.1 Justificación operativa.....	2
1.5 Alcances.....	2
CAPÍTULO II.....	3
2. MARCO TEÓRICO	3
2.1 Antecedentes del proceso de rolado	3
2.1.1 Parámetros de esfuerzo y deformación del acero.....	3
2.1.2 Proceso de laminado.....	7
2.1.3 Proceso de rolado	8
2.1.3.1 Tipos de Curvado	11
CAPÍTULO III	13
3. ASPECTOS METODOLOGICOS.....	13

3.1	Listado de exigencias para el diseño mecánico	13
3.1.1	Jerarquía de diseño y Secuencia de operaciones	15
3.2	Análisis en el Proceso de Rolado en la Manufactura de planchas y fibras	16
3.3	Máquinas curvadoras de chapa.....	18
3.3.1	Máquinas de Rodillos Horizontales.....	18
3.3.2	Máquinas de Rodillos Verticales.....	19
3.3.3	Máquinas curvadoras enderezadoras.....	20
3.4	Análisis de planchas de acero para el proceso de rolado.....	21
3.5	Procedimientos de seguridad en los procesos de rolado.....	26
3.5.1	Personal Responsable	26
3.5.2	Evaluación y manejo de riesgos.....	27
3.5.3	Operaciones y Mantenimiento.....	27
3.5.4	Información y Documentación.....	27
3.5.5	Personal y entrenamiento.....	28
3.5.6	Salud en el trabajo	28
CAPÍTULO IV		30
4.	DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS METALICAS.....	30
4.1	Esfuerzo de contacto (HERTZ).....	30
4.2	Análisis de fuerzas.....	32
4.2.1	Cálculo de fuerzas	35
4.3	Cálculo de la potencia eléctrica.....	37
4.3.1	Velocidad de rodillos.....	37
4.3.2	Par de accionamiento.....	38
4.3.2.1	Par de deformación.....	38
4.3.2.2	Par de fricción	38
4.4	Selección del motorreductor.....	39
4.5	Diseño de ejes.....	41
4.5.1	Eje del rodillo curvador	41

4.5.1.1	Diagrama de cargas	41
4.5.1.2	Diámetro del eje	42
4.5.1.3	Diámetro mínimo en el cambio de sección	44
4.5.1.4	Deflexión del eje	46
4.5.2	Ejes de los rodillos inferiores	46
4.5.2.1	Fuerza radial del engranaje conducido	47
4.5.2.2	Diagrama de cargas	48
4.5.2.3	Diámetro del eje curvador	51
4.5.3	Deflexión del eje inferior	51
4.6	Diseño de engranajes	51
4.6.1	Razón de contacto	51
4.6.2	Cálculo del espesor del engranaje	53
4.6.2.1	Diseño a flexión	54
4.6.2.2	Diseño del engranaje a picadura	59
4.7	Diseño de chavetas	62
4.8	Selección de rodamientos	63
4.9	Diseño del tornillo de potencia	64
4.9.1	Torque de accionamiento	64
4.9.2	Esfuerzo sobre las roscas	65
4.10	Cálculo de espesor de las paredes	66
4.11	Selección de cadena	67
4.12	Diseño del sistema eléctrico	67
4.12.1	Selección del relé térmico	67
4.12.2	Selección de la llave termomagnética	68
4.12.3	Diseño de ensamble y funcionamiento	71
CAPÍTULO V		76
5.	COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN	76
5.1	Análisis de costos del proyecto	76

5.1.1	Viabilidad comercial.....	77
5.1.2	Viabilidad técnica.....	77
5.1.3	Viabilidad financiera	77
5.1.4	Análisis económico del equipo mecánico eléctrico y componentes requeridos.	77
5.2	Construcción de los sistemas.....	79
CONCLUSIONES.....		82
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		83
ANEXOS		85
Anexo A: PROPIEDADES DEL ACERO AISI 4340		86
Anexo B: PROPIEDADES DEL ACERO AISI 1045		87
Anexo C: SELECCIÓN DE CADENA DE TRANSMISION RENOLD.....		88
Anexo D: PIÑONES ESTANDAR ANSI 100-1 VERCELLI		91
Anexo E: PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1020.....		92
Anexo F: MOTORREDUCTOR COAXIAL MOTOVARIO.....		94
Anexo G: INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO		97
Anexo H: RELE TERMICO.....		98
Anexo I: RODAMIENTO DE BOLA 6007 SKF.....		99
PLANOS.....		101

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Las relaciones tensión deformación de ingeniería y el modelo de material del acero.....	4
Figura 2.2 Proceso de laminado.	8
Figura 2.3 Proceso de Rolado doblado de láminas de acero sobre rodillos asimétricos de tres rodillos.....	10
Figura 2.4 Curvado Abierto.....	11
Figura 2.5 Curvado Cerrado.	11
Figura 2.6 Curvado Forzado.....	12
Figura 3.1 Flujograma de metodología.	16
Figura 3.2 Cálculo de la posición de la fibra neutra en un pliegue de chapa.	17
Figura 3.3 Parámetros de Curvado Cerrado Total.....	17
Figura 3.4 Máquina de rodillos horizontales.....	18
Figura 3.5 Máquinas curvadoras enderezadoras.....	21
Figura 3.6 Estructuras esquemáticas de varias FML.....	22
Figura 4.1 Fuerzas y momentos que actúan sobre la plancha metálica durante el plegado sobre rodillos.	31
Figura 4.2 Esquema de análisis de fuerzas de contacto.....	31
Figura 4.3 Fuerza que interactúan en la maquina roladora.....	35
Figura 4.4 Fuerza de 3 rodillos y plancha.	36
Figura 4.5 Laminado de placa a diferentes velocidades de rodillo.	37
Figura 4.6 Diagrama de cargas sobre el rodillo curvador plano x-y	41
Figura 4.7 Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo curvador plano y-z	41
Figura 4.8 Diagrama de momentos (lb·in) sobre el rodillo curvador plano y-z	42
Figura 4.9 Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie.....	43
Figura 4.10 Sección transversal del eje curvador.....	45
Figura 4.11 Deflexión del eje curvador.....	46
Figura 4.12 Componentes de los rodillos inferiores.....	47
Figura 4.13 Diagrama de cargas sobre el eje inferior.....	48
Figura 4.14 Diagrama de cargas sobre el rodillo inferior plano x-z.....	48
Figura 4.15 Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo inferior plano x-z	49
Figura 4.16 Diagrama de momentos (lb·in) sobre el rodillo inferior plano x-z	49

Figura 4.17 Diagrama de cargas sobre el rodillo inferior plano y-z.....	49
Figura 4.18 Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo inferior plano y-z	50
Figura 4.19 Diagrama de momentos (lb-in) sobre el rodillo inferior plano y-z	50
Figura 4.20 Deflexión del eje inferior	51
Figura 4.21 Factor J de geometría para engrane recto 20° con addendum normal.	55
Figura 4.22 Factor de proporción del piñón, C_{pf}	56
Figura 4.23 Factor dinámico, K_v	57
Figura 4.24 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N	58
Figura 4.25 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar.	61
Figura 4.26 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N	62
Figura 4.27 Esquema de análisis de fuerzas de contacto.....	65
Figura 4.28 Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control.	69
Figura 4.29 Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control giro horario.	70
Figura 4.30 Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control giro antihorario.	71
Figura 4.31 Prototipo de la maquinada roladora.	75
Figura 5.1 Maquina roladora de planchas metálicas.	79
Figura 5.2 Ingreso de las planchas metálicas a la roladora.	80
Figura 5.3 Rolado de planchas metálicas.	80

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1 Lista de exigencias detallada.....	13
Tabla 3.2 Caja negra para diseño mecánico de la maquina roladora	15
Tabla 3.3 Parámetros para maquinas roladoras	21
Tabla 3.4 Aplicaciones de acero en función a sus calidades	25
Tabla 4.1 Propiedades mecánicas del acero ASTM A-515 Gr70.....	35
Tabla 4.2 Factores de confiabilidad aproximados C_R	44
Tabla 4.3 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o	54
Tabla 4.4 Factores de tamaño sugeridos, K_s	55
Tabla 4.5 Factores de confiabilidad, K_R	59
Tabla 4.6 Coeficiente elástico, C_p	60
Tabla 4.7 Capacidades de diferentes relés térmicos.....	68
Tabla 4.8 Capacidades de diferentes interruptores termomagnéticos.....	68
Tabla 4.9 Componentes para la fabricación de la roladora.....	72
Tabla 5.1 Componentes para la fabricación de la roladora.....	78
Tabla 5.2 Costos de mano de obra.....	81
Tabla 5.3 Costos totales.....	81

INTRODUCCIÓN

Las secciones cilíndricas obtenidas a través del proceso de plegado, se emplean en diversas aplicaciones de ingeniería, como: recipientes a presión, carcasas de intercambiadores de calor y cámaras de calderas. También forman el esqueleto principal de las plataformas de petróleo y gas. Las máquinas laminadoras con tres y cuatro rodillos son indispensables para la producción de férulas con varias curvaturas.

La determinación de los parámetros de diseño como: fuerzas, momentos, esfuerzos que intervienen en el proceso de plegado se obtienen mediante modelos analíticos, empíricos y modelaciones por elementos finitos.

El éxito en el proceso de plegado con tres rodillos está fuertemente vinculado a la experiencia y destreza del operador. Por lo general, la flexión de la pieza de trabajo se logra mediante el método de múltiples pasadas, con el fin de optimizar la capacidad de las dobladoras de rodillos. No obstante, el uso de este método implica costos elevados debido al desperdicio de material y a la pérdida de tiempo en la producción. Para lograr repetibilidad, precisión y productividad en el proceso, es necesario adoptar un método de producción de una sola pasada. Sin embargo, implementar este último método ha sido un desafío constante, ya que requiere que el operador posea conocimientos detallados sobre los diversos parámetros de la máquina para obtener casquillos con el diámetro deseado.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Descripción del problema

La Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María, en la actualidad, presenta cursos de diseño para el proceso de manufactura que ayuden a reforzar de forma práctica las actividades del alumnado, así mismo el plegado con planchas metálicas es de gran importancia para el proceso de manufactura metal mecánica, en conformidad con el aprendizaje de los estudiantes universitarios, y el diseño y fabricación de estos equipos para talleres de producción, bajo códigos y normas nacionales e internacionales vigentes. Con este enfoque, la maquina roladora a motor brindara el conocimiento técnico a los estudiantes, respondiendo a los requisitos y demandas que exigen los entes tales como la SUNEDU para una mejor preparación de los estudiantes de la escuela profesional de Ingeniera Mecánica, Mecánica – Eléctrica y Mecatrónica.

1.2 Formulación del problema

¿Sera posible diseñar y fabricar una roladora de planchas de 3 rodillos que complemente la formación práctica de los estudiantes del curso de procesos de manufactura de la Escuela Profesional de Ingeniera Mecánica, Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

- Diseñar y fabricar una roladora de planchas de 3 rodillos, para el proceso de rolado con forma cilíndricas de planchas metálicas de 3 mm de espesor y 1200 mm de ancho.

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar los componentes de la maquina roladora.
- Seleccionar los componentes requeridos de la maquina roladora.
- Elaborar planos de ensamble y fabricación.
- Determinar los costos de los componentes y de fabricación de la maquina roladora.

1.4 Justificación

1.4.1 Justificación operativa

En la investigación realizada, se plantea la solución de un problema que viene preocupando a muchos estudiantes por la falta de conocimiento en el uso y aplicación de máquinas eléctricas. Esto es debido a que la parte técnica se deja mucho de lado en el área de mecánica de producción, en lo general la necesidad de conocer estos equipos, llevan un mejor análisis en las tareas de mantenimiento para lo cual podemos mencionar que si lleva un adecuado conocimiento técnico en el funcionamiento y operación de máquinas eléctricas en el proceso de manufactura, esto ayudaría a establecer con claridad, el significado de mantenimiento correctivo, preventivo y predictivo, y con ello manejar indicadores y ampliando el conocimiento de técnico

1.5 Alcances

Se llego a establecer una propuesta de diseño, simulado y ensamblado en el programa de diseño SolidWorks, considerando cálculos realizados con fuentes dentro del margen del diseño mecánico, logrando así su fabricación y prueba de funcionamiento

1.6 Limitaciones

En este trabajo no se realizará un estudio de la influencia de la velocidad de rolado respecto a la formación del radio de curvatura de la planchas metálicas, este parámetro será obtenido de la literatura.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del proceso de rolado

2.1.1 Parámetros de esfuerzo y deformación del acero

Arasaratnam (2017), elaboró un modelo de tensión y deformación real, utilizando una prueba estándar de tracción uniaxial, que en términos generales suministra las propiedades mecánicas fundamentales del acero necesarias para un diseñador estructural. En consecuencia, los certificados del molino ofrecen información detallada acerca de características esenciales como el límite elástico F_y , la resistencia última F_u y la deformación en la fractura ϵ_f .

Los parámetros de tensión se determinan utilizando el área de la sección transversal original de la probeta, mientras que la deformación promedio dentro de la longitud calibrada se establece empleando la longitud calibrada original. Debido a la incorporación de dimensiones originales en los cálculos de ingeniería de tensión-deformación, estas relaciones siempre exhibirán un rango elástico, un rango de endurecimiento por deformación y un rango de ablandamiento por deformación. A medida que la carga aumenta y el modelo comienza a fallar, el área de la sección transversal en el lugar de la falla experimenta una reducción significativa, fenómeno conocido como estrechamiento de la sección.

De manera general, el ablandamiento por deformación se vincula con el tramo de estricción de la prueba. A medida que el modelo inicia la formación del cuello, la distribución de

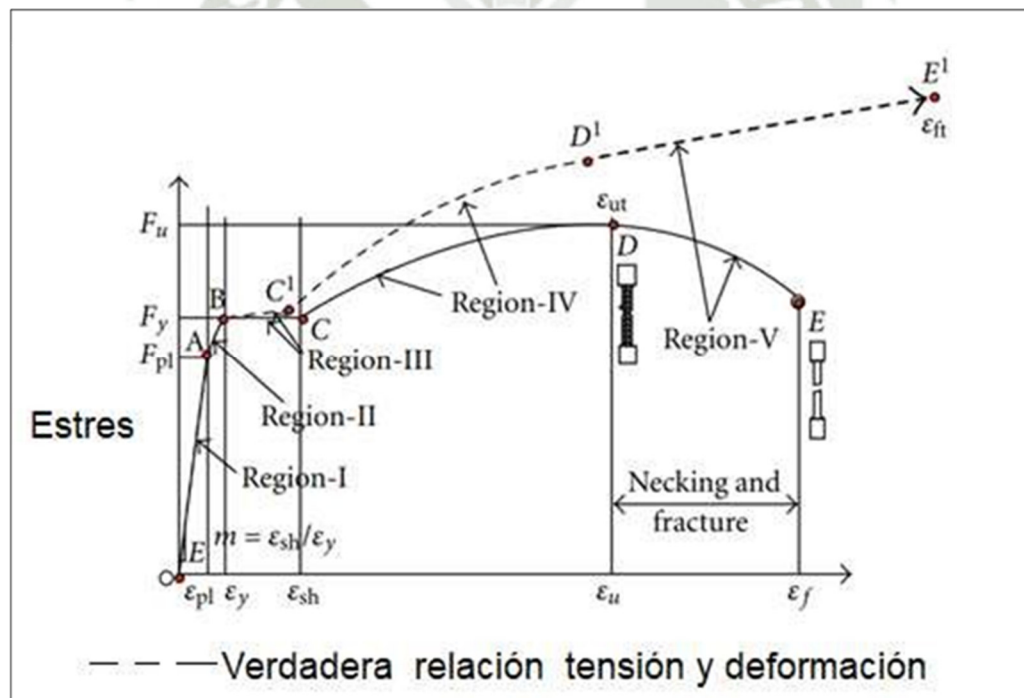
esfuerzos y deformaciones se vuelve compleja, y determinar con precisión la magnitud de estas cantidades se vuelve una tarea difícil.

Dado que existen distribuciones no uniformes de tensión y deformación en el cuello bajo niveles elevados de deformación axial, se ha comprendido desde hace mucho tiempo la necesidad de tomar en cuenta los cambios en las dimensiones geométricas de la muestra para describir de manera adecuada la respuesta del material a lo largo de todo el proceso de deformación hasta la fractura.

Las dimensiones geométricas instantáneas de la muestra de ensayo son la base para la representación de la verdadera tensión y deformación, como se observa en la Figura 2.1.

Figura 2.1

Las relaciones tensión deformación de ingeniería y el modelo de material del acero.



Nota. La imagen exhibe tanto la relación esfuerzo-deformación de ingeniería como las relaciones verdaderas tensión-deformación correspondientes a los aceros estructurales. Estas relaciones se segmentan en cinco regiones distintas. Tomado de *Modelos de tensión real- deformación real para elementos de acero estructural*, por P. Arasaratnam, 2017.

- **Región I (Rango Elástico Lineal):** En la fase inicial de carga, la tensión experimenta una variación directamente proporcional a la deformación, hasta

alcanzar un límite proporcional. La tensión límite proporcional F_{pl} generalmente se determina mediante el método de compensación de deformación del 0,01 %. En consecuencia, la relación entre la tensión de ingeniería y la deformación de ingeniería se expresa como $F_e = E \cdot \varepsilon_e$ en el intervalo donde $F_e < F_{pl}$ y $\varepsilon_e < \varepsilon_{pl}$, donde E representa el módulo de elasticidad del acero, comúnmente asumido como 200 000 MPa. La correspondiente tensión real y deformación real, que consideran la geometría deformada de la sección durante las pruebas, se determinan directamente a partir de la tensión de ingeniería y la deformación de ingeniería, basándose en el concepto de tensión uniforme, cambio dimensional pequeño y material incompresible, válido para el acero. Las relaciones resultantes son:

$$F_t = F_e \cdot (1 + \varepsilon_e)$$

$$\varepsilon_t = l_n(1 + \varepsilon_e)$$

Donde:

- F_t y F_e : son la tensión real y la tensión de ingeniería
- ε_t y ε_e : son la deformación real y la deformación de ingeniería

En esta región, la variación entre la tensión real y la tensión de ingeniería en el límite proporcional puede situarse en aproximadamente un 0,2 %. En consecuencia, se considera como insignificante.

- **Región II (Rango Elástico No Lineal):** Este intervalo abarca una región comprendida entre el límite proporcional y el límite elástico. El punto de fluencia F_y puede ser definido de manera práctica mediante un método de compensación de deformación del 0,2 %. En esta región, la variación de la relación esfuerzo-deformación puede ser conceptualizada de la siguiente manera:

$$F_e = F_{pl} + E_t \cdot (\varepsilon_e - \varepsilon_{pl})$$

$$\text{Dentro del rango } F_{pl} < F_e < F_y$$

Donde:

- E_t : Módulo de tangente definido como $E_t = (F_y - F_{pl}) / (\varepsilon_y - \varepsilon_{pl})$

- La deformación verdadera se encuentra en el rango elástico lineal según las siguientes expresiones:

$$F_t = F_e \cdot (1 + \varepsilon_e)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_e), \text{ donde } \varepsilon_{pl} < \varepsilon_e < \varepsilon_y$$

- **Región III (Meseta de Rendimiento):** Algunos aceros pueden mostrar una meseta de rendimiento. En esta región, la tensión de ingeniería puede considerarse como un valor constante F_y , siendo válido en el rango:

$$\varepsilon_y < \varepsilon_e < \varepsilon_{sh}$$

Donde:

- ε_{sh} : Deformación inicial del endurecimiento debido a la deformación.
- La relación entre ε_{sh} y ε_y se establece como $m = \varepsilon_{sh}/\varepsilon_y$

A través del ensayo de tracción uniaxial se obtiene el valor de m . El esfuerzo verdadero y la deformación verdadera se pueden obtener en el rango elástico lineal como:

$$F_t = F_y \cdot (1 + \varepsilon_e)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_e), \text{ donde } \varepsilon_y < \varepsilon_e < \varepsilon_{sh}$$

- **Región IV (Endurecimiento por Deformación):** Al llegar al final de la meseta de rendimiento, inicia el endurecimiento por deformación con un posterior aumento en el estrés. La Región IV abarca el rango de endurecimiento por deformación hasta la resistencia máxima, momento en el cual la muestra de prueba puede comenzar a mostrar estricción. A pesar de que esta región implica una relación no lineal entre tensión y deformación, se postula que las relaciones de tensión y deformación verdaderas pueden obtenerse mediante las siguientes expresiones:

$$F_t = F_e \cdot (1 + \varepsilon_e) \text{ y } \varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_e)$$

No obstante, con frecuencia se emplea una ley de potencia para establecer la relación entre la tensión real y la deformación real en esta región de endurecimiento por deformación. En este contexto, se propone una ley de potencia con la siguiente forma:

$$F_t = F_{ut} \cdot \left(\frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_{ut}} \right)$$

Donde :

- F_{ut} : Tensión real.
- ε_{ut} : Deformación real asociadas con la resistencia última a la tracción F_u .

El valor de n debe ser determinado para varios grados de acero, y esta tarea puede alcanzarse a través de un análisis de mínimos cuadrados aplicado a los resultados experimentales correspondientes.

Este intervalo es aplicable cuando $\varepsilon_{sh} < \varepsilon_e < \varepsilon_u$

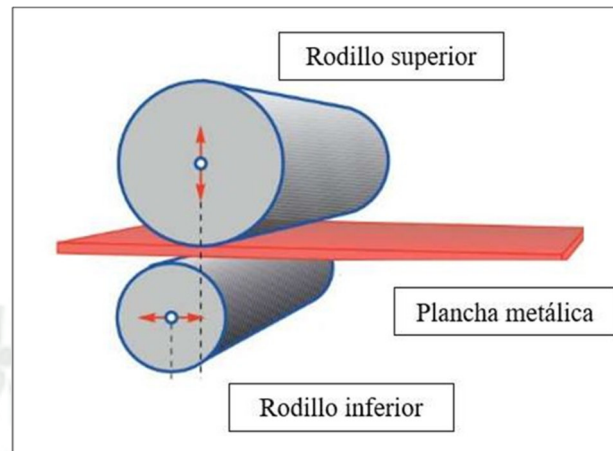
- **Región V (Ablandamiento por Deformación):** Esta fase representa el comportamiento del material en la zona de ablandamiento por deformación aparente. Como se mencionó previamente, el ablandamiento en la deformación aparente se atribuye al uso del área de la sección transversal original. Si se empleara el área real de la sección transversal, la tensión y la deformación seguirían aumentando. En esta región, no es posible establecer relaciones verdaderas de tensión-deformación basándose en los valores de ingeniería de tensión-deformación. En los procesos de rolado, la deformación debe resistir antes de la fractura debido a la propiedad mecánica de interés en muchos procesos de manufactura. La medida común de esta propiedad es la ductilidad, que representa la capacidad de un material para deformarse plásticamente sin fracturarse.

2.1.2 Proceso de laminado

El laminado es un proceso donde una plancha metálica pasa por una abertura de dos rodillos que giran en direcciones contrarias. Esta abertura es menor al espesor de la plancha metálica por lo que la plancha experimenta unas fuerzas de fricción y compresión, generando un producto con un espesor menor al original y alargado o por lo menos con una longitud mayor a la longitud inicial como se observa en la Figura 2.2.

Figura 2.2

Proceso de laminado.



Nota. Tomado de *Cálculo de parámetros de flexión rodillos asimétricos de tres rodillos para la producción de tubos de acero*, por Shinkin, 2017.

Debido a los grandes esfuerzos de compresión del material cuando es sometido al proceso de laminación, los molinos laminadores utilizados son robustos y pesados por lo que requieren una gran inversión. (Ochoa, 2017)

El laminado en caliente ocurre cuando la temperatura de la pieza de trabajo se encuentra sobre de la temperatura de recristalización facilitando el moldeo de la pieza de trabajo sin embargo se tiene un control menor de del producto final debido a que el acero tiende a contraerse mientras se enfría generando un acabado de menor calidad. Por otro lado, también se realiza el proceso de laminado en frío teniendo una temperatura de trabajo menor a la temperatura de recristalización, este tipo de laminado no reduce tanto el espesor como el laminado en caliente, el laminado en frío aumenta la resistencia del acero y genera un mejor acabado libre de incrustaciones o capas de óxido. (Ikumapayi et al., 2020)

2.1.3 Proceso de rolado

En el proceso de rolado se realiza con rodillos que son reversibles, teniendo un rodillo superior que puede ser regulable (subir y bajar) en función del diámetro final de la pieza de trabajo a moldear, siendo este método de formación, las secciones extremas de la hoja, cuya longitud es igual a la mitad de la distancia entre los rollos inferiores, son planas. Esta desventaja se elimina doblando los extremos en la prensa o en el molino de rodillos.

El proceso de rolado en frío se lleva a cabo para dar forma al material mediante la aplicación de presión, todo ello a temperaturas por debajo del punto crítico y, en su mayoría, a temperatura ambiente. Este procedimiento se realiza con el propósito principal de mantener

tolerancias precisas y lograr acabados superficiales de calidad. Además, contribuye al fortalecimiento de las propiedades físicas del material. La ejecución del rolado en frío implica la aplicación de fuerzas considerables, lo que demanda equipos robustos y potentes, especialmente en entornos de producción acelerada. Es esencial destacar que, a pesar de las fuerzas intensas involucradas, el trabajo en frío presenta ventajas significativas. Permite la finalización de numerosos productos con límites de tolerancia estrechos, proporcionándoles un acabado de calidad a un costo más bajo en comparación con otros métodos. En consecuencia, los procesos de trabajo en frío desempeñan un papel vital y esencial en diversas industrias de alta producción. (Ochoa, 2017)

Para la deformación plástica, se espera que la placa sea capaz de retener su espesor después del doblado por laminación. Considerando la magnitud de los esfuerzos que existen durante el proceso de rolado del acero, así como la no reducción del espesor del material, el proceso de rolado se puede analizar de dos formas:

- Doblado en la zona interior central:

En el dominio ambos lados de la zona neutral, es un dominio de deformación plástica elástica, mientras que la flexión en las zonas exteriores (tanto en el interior como en el exterior de la curva).

En el dominio de deformación plástica pura.

La flexión en el sentido actual es un dominio de deformación elástico y plástica donde se puede considerarse como una tensión lineal

En el proceso de laminación, el radio a través del cual se dobla la chapa de acero debe ser menor que el radio requerido debido a la formación de resorte (Ahmed, 2018).

También muestran que la cantidad de recuperación elástica depende de varios materiales y propiedades de la máquina como el módulo de elasticidad, la forma de la curva de tensión y deformación, el espesor de la lámina, las dimensiones del rodillo, etc.

Para estudiar este fenómeno de **SPRING BACK** que se produce en las chapas de acero, se suele utilizar el proceso de laminación.

Yang (2018) examinó la distribución de la curvatura y el momento de flexión, calculados con base en el desplazamiento y la rotación de los rodillos, al simular la deformación de una

pieza de trabajo con una sección transversal en forma de U en un proceso de flexión de tres rodillos.

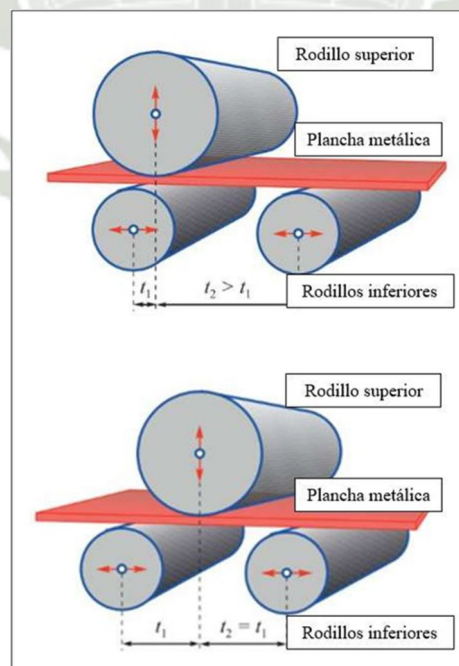
Kim (2017) propuso una formulación para calcular la fuerza de flexión en los rodillos, el par motor y la potencia involucrada en el proceso de doblado de tres rodillos de una placa delgada. Aunque varios investigadores han presentado soluciones analíticas para el proceso de flexión, el análisis inverso de la recuperación elástica en el proceso de flexión libre asume un estado de deformación simple y una deformación cortante insignificante. Este análisis determina la fuerza y la potencia necesarias para impulsar la máquina dobladora de placas de tres rodillos, tanto cuando se descarga con una pieza de trabajo como cuando se carga para rodar una placa de acero de hasta 5 mm de espesor máximo.

Adsul (2017) afirmó que los factores que deben considerarse al calcular la fuerza de flexión son materiales propiedades, ancho, espesor, número de pasadas, radio de curvatura, mecanismo de desarrollo de fuerza y vínculo.

En la Figura 2.3 se detalla la distancia que tiene los rodillos entorno a sus ejes, para determinar el rolado de las planchas.

Figura 2.3

Proceso de Rolado doblado de láminas de acero sobre rodillos asimétricos de tres rodillos.



Nota. Tomado de *Cálculo de parámetros de flexión rodillos asimétricos de tres rodillos para la producción de tubos de acero*, por Shinkin, 2017.

2.1.3.1 Tipos de Curvado

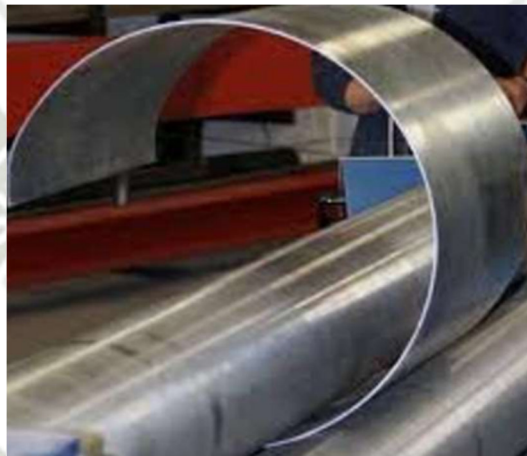
Darle forma cilíndrica o cónica, parcial o completamente, a una lámina o chapa metálica se le denomina curvar.

- Curvado ser abierto

En la Figura 2.4 , se muestra el proceso de curvado abierto en planchas de 5 mm, la cual es la más conformada para el diseño de cubiertas.

Figura 2.4

Curvado Abierto.



Nota. Tomado de *Laminas y corte Bucaramanga S.A.S, s.f.*

En la Figura 2.5, se observa el proceso de curvado cerrado es el más usado para el diseño de envases cilíndricos en procesos industriales.

Figura 2.5

Curvado Cerrado.



Nota. Tomado de *Laminas y corte Bucaramanga S.A.S, s.f.*

- Curvado Forzado o por choques

En la Figura 2.6, se ilustra el proceso de curvado forzado para establecer ciertos parámetros en el diseño específico a las aplicaciones de la industria automotriz o a fines.

Figura 2.6

Curvado Forzado.



Nota. Tomado de *Laminas y corte Bucaramanga S.A.S, s.f.*



CAPÍTULO II

3. ASPECTOS METODOLÓGICOS

3.1 Listado de exigencias para el diseño mecánico

Tabla 3.1

Lista de exigencias detallada

LISTA DE EXIGENCIAS		Edición 01	1 de 1
Proyecto	Diseño y fabricación de un maquina roladora		
Redactado por:	Corrales, Vargas		
Fecha:	01-02-2023		
Categoría	DoE¹	Exigencias	Responsable
Función Principal	E	Rolar planchas de 3 mm de espesor por 1200 mm ancho.	Corrales, Vargas
Geometría	D	Dimensiones: (longitud x ancho x altura) 1.5 m x 0,7 m x 1,25 m.	Corrales, Vargas
	D	Peso: 200-300 kg, Las dimensiones deben ser las adecuadas para el transporte. La estructura debe de ser lo más robusta y compacta posible.	Corrales, Vargas

¹ D: deseo o E: exigencia

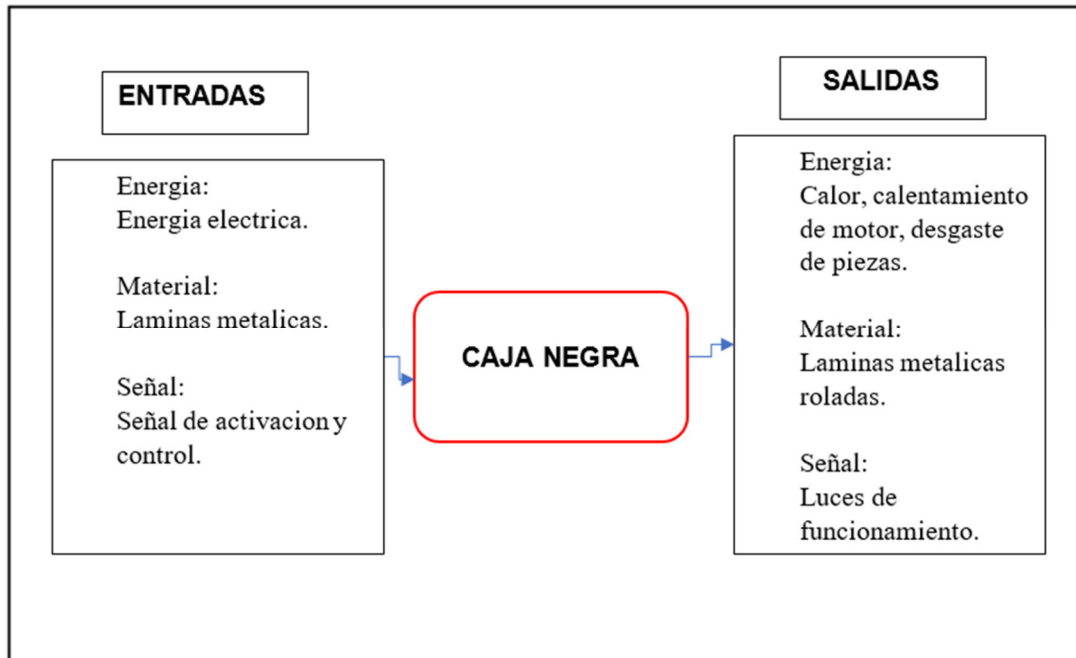
Energía	E	Fuente de energía eléctrica trifásica 380V / 60 Hz	Corrales, Vargas
Material	E	Planchas para rolar deben ser de acero A-36.	Corrales, Vargas
Seguridad	E	El diseño del equipo debe de contar con guardas de seguridad.	Corrales, Vargas
	E	El equipo debe de contar con un sistema de parada de emergencia.	Corrales, Vargas
Ensamble	D	El ensamblaje del equipo debe ser fácil de hacer sin necesidad de utilizar equipos adicionales.	Corrales, Vargas
Fabricación	D	Materiales y equipos seleccionados deben estar disponibles en el mercado nacional.	Corrales, Vargas
	E	Los componentes mecánicos deben ser fabricados en el mercado nacional.	Corrales, Vargas
Control	D	El circuito de control debe ser capaz de permitir la inversión de giro del motor	Corrales, Vargas
Operación	E	La operación de la máquina deberá realizarse máximo con 2 personas.	Corrales, Vargas
Mantenimiento	E	Componentes móviles de la máquina que pueden ser desmontados, reparados o sustituidos.	Corrales, Vargas
Ergonomía	D	Modulo con facilidad de operación.	Corrales, Vargas
Uso	E	Trabajo en ambiente cerrado.	Corrales, Vargas
	E	Alimentación manual.	Corrales, Vargas
Costos	E	Costo de manufactura competitivo en comparación con el mercado.	Corrales, Vargas

3.1.1 Jerarquía de diseño y Secuencia de operaciones

Los parámetros de entradas y salidas de la caja negra se observan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2

Caja negra para diseño mecánico de la maquina roladora



La secuencia o flujograma (Figura 3.1) para realizar este proyecto es el siguiente:

En la 1era etapa se realizará el estudio y diseño de la maquina roladora donde se examinará las maquinas existentes y se buscará identificar las principales características, además se pretenderá reconocer los principales componentes de estas máquinas para realizar el diseño y los cálculos correspondientes.

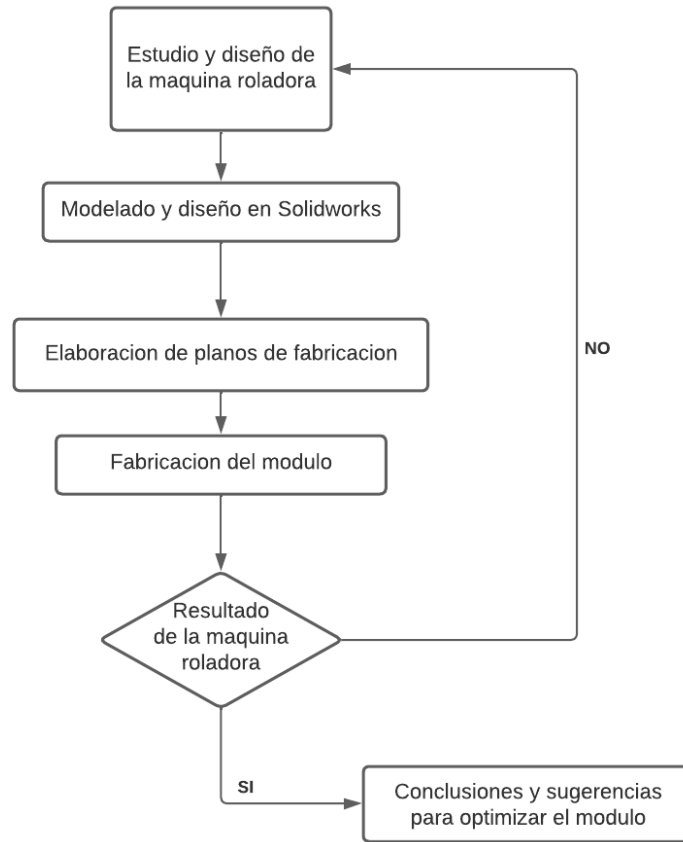
Para realizar el modelado de la maquina se utilizará el software SolidWorks esto incluirá el diseño detallado de cada componente de la máquina, además se realizará un ensamblaje virtual para verificar la viabilidad y la interfaz de los componentes.

Una vez generado el modelo 3-D se generarán planos detallados que servirán como guía para la fase de fabricación. En estos planos se especificarán materiales y procesos de fabricación necesarios para la construcción de cada componente.

Posteriormente se llevará a cabo la fabricación siguiendo los planos detallados, además se colaborará con el equipo de producción, además se realizarán ajustes y mejoras según las necesidades identificadas durante el proceso de fabricación

Figura 3.1

Flujograma de metodología.



Finalmente se realizarán las pruebas correspondientes de la máquina roladora con el objetivo de verificar si cumple la función principal además se evaluará su rendimiento y precisión.

3.2 Análisis en el Proceso de Rolado en la Manufactura de planchas y fibras

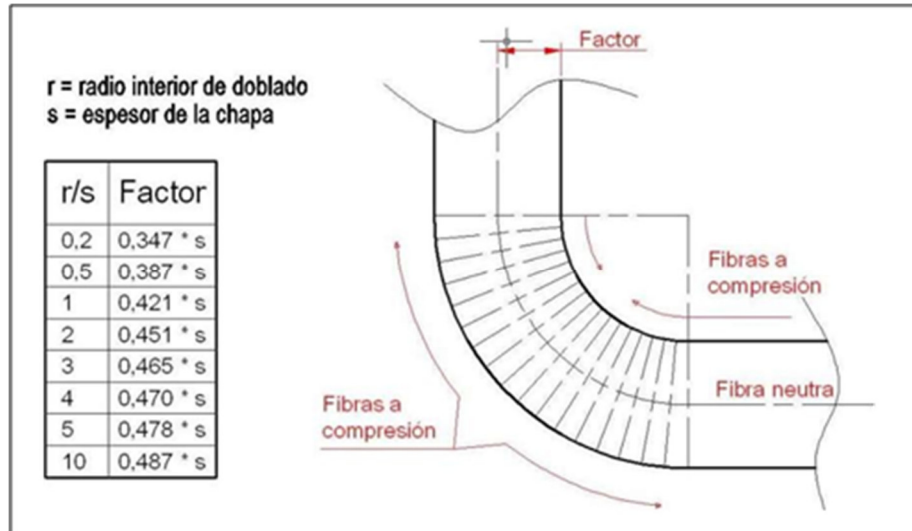
Al doblar una placa de acero, se produce compresión en la superficie interior del doblado y estiramiento en la superficie exterior del mismo. En algún punto intermedio, se encuentra el eje neutro, una línea en el acero que no experimenta compresión ni estiramiento. A medida que el radio de la curvatura disminuye, las fuerzas opuestas aumentan, introduciendo el concepto de radio mínimo. (Benson, 2023)

La ubicación precisa de esta línea es crucial para determinar la longitud en blanco o desarrollada requerida para las piezas dobladas. La longitud en blanco o desarrollada representa la cantidad de material necesaria para lograr el doblado deseado.

En la Figura 3.2, se muestra las condiciones de fibras relacionadas con el curvado de una plancha metálica.

Figura 3.2

Cálculo de la posición de la fibra neutra en un pliegue de chapa.

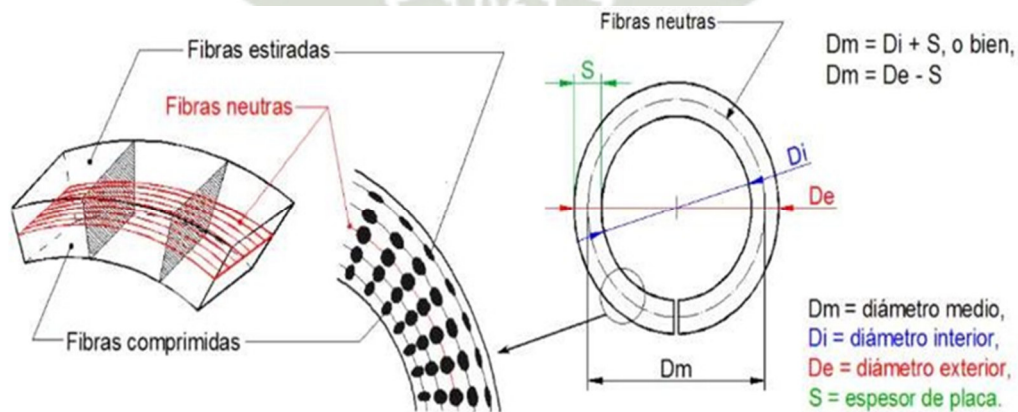


Nota. Tomado de *Diseño mecánico y publicación*, 2018.

En la Figura 3.3, observamos los diversos diámetros en las planchas, donde las fibras neutras están equidistantes de ambas caras. Después del proceso de curvado, todas estas fibras se encuentran en una circunferencia (eje neutro) equidistante de la superficie interior y exterior, siendo su diámetro denominado, por esta razón, diámetro medio.

Figura 3.3

Parámetros de Curvado Cerrado Total.



Nota. Tomado de *Diseño mecánico y publicación*, 2018.

De lo que se deduce:

$$dm = di + s$$

$$dm = de - s$$

Para determinar la longitud de una plancha que se va a curvar, es necesario calcular el desarrollo considerando el diámetro medio. (Ochoa, 2017)

3.3 Máquinas curvadoras de chapa

Estas máquinas son comúnmente conocidas como máquinas curvadoras de rodillos. Los elementos de curvado constan de cilindros llamados rodillos, fabricados con acero duro de alta resistencia a la flexión. El principio del curvado mediante máquinas implica proporcionar un movimiento de traslación a la lámina mediante dos rodillos de arrastre accionados mecánicamente. Simultáneamente, se somete continuamente a la acción de un rodillo curvador que induce una serie interrumpida de flexiones, resultando en un curvado uniforme.

Dependiendo de la disposición de los rodillos, estas máquinas se clasifican en:

3.3.1 Máquinas de Rodillos Horizontales

La Figura 3.4 presenta el diseño de la máquina con dos rodillos de arrastre fijos (sin traslación), ubicados en un plano horizontal común. Se les aplica un movimiento de rotación en el mismo sentido. El rodillo curvador, que gira libremente en sus cojinetes, lo hace en sentido opuesto a los anteriores debido a la fricción con la chapa. Además, es móvil en la dirección vertical.

Figura 3.4

Máquina de rodillos horizontales.



Nota. Tomado de *Diseño mecánico y publicación*, 2018.

El retiro de la plancha laminada después de que haya sido rolada, una cabeza móvil bascula alrededor de una de sus bases. En este proceso, el muñón del rodillo curvador está sujeto solo en su parte inferior mediante un gancho, que funciona como cojinete. En máquinas de tres metros o más, se instalan contrarrodillos de apoyo para mantener rectos los rodillos de arrastre. El curvado generalmente se realiza en varias pasadas, aplicando presión incremental al rodillo curvador en cada una.

Es crucial que las generatrices del cilindro de chapa a fabricar se presenten siempre de manera paralela al eje de los cilindros. Por lo tanto, es necesario que la chapa penetre correctamente en la máquina y que los ejes de los rodillos de arrastre y del rodillo curvador se mantengan paralelos entre sí.

Las máquinas de rodillos horizontales tienen las siguientes desventajas:

- El borde de la lámina metálica queda plano debido a que el rodillo curvador no ejerce presión.
- Es necesario empezar a curvar por los bordes para lograr un mejor rolado.
- Cuando se trata de láminas o chapas con espesores considerables de debe de curvar el borde utilizando prensas hidráulicas teniendo una matriz y radio adecuado.

3.3.2 Máquinas de Rodillos Verticales

La representación en la Figura 3.1 ilustra la producción de los rodillos verticales, que son excepcionalmente resistentes y diseñados específicamente para el curvado de chapas gruesas. En este tipo de máquina, el rodillo curvador se desplaza en un plano horizontal. Una de las ventajas notables de este diseño es la solución del problema común asociado con el curvado irregular causado por el peso de la chapa, que tiende a abrirse durante el proceso de curvado, como suele ocurrir en las máquinas horizontales.

Figura 3.1*Máquina de rodillos verticales.*

Nota. Tomado de *Diseño mecánico y publicación*, 2018.

3.3.3 Máquinas curvadoras enderezadoras

La Figura 3.5 muestra dos rodillos de arrastre que se encuentran en el mismo plano vertical. Uno de ellos tiene un eje fijo, mientras que el otro puede moverse verticalmente. Estos dos rodillos giran en direcciones opuestas, aplicando la presión necesaria sobre la chapa para arrastrarla. En este diseño, el cilindro curvador se desplaza de manera oblicua y puede ser accionado de diferentes maneras, ya sea mediante levas (común en modelos más pequeños de bancos), tornillos solidarios (con desplazamiento paralelo a los otros dos) o tornillos independientes, lo que permite al cilindro adoptar una posición oblicua y facilita la formación de cuerpos cónicos. La disposición específica de los rodillos de arrastre también permite el enderezado de chapas delgadas y medianas, motivo por el cual se le denomina "enderezadora". de chapas delgadas y medias, de ahí su denominación (enderezadora).

Figura 3.5

Máquinas curvadoras enderezadoras.



Nota. Tomado de *Diseño mecánico y publicación*, 2018.

Los parámetros elementales de máquinas roladoras son las siguientes:

Tabla 3.3

Parámetros para máquinas roladoras

Diámetro de los rodillos de arrastre	Diámetro del Rodillo	Espesor Máximo
	curvador	Enrollable
(mm)	(mm)	(mm)
170	200	2 < 12
400	450	30
500	600	35

Nota. Tomado de *Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales*, por A. Ochoa, 2017.

3.4 Análisis de planchas de acero para el proceso de rolado.

Las planchas metálicas o llamadas también de fibra metálica (FML), como una clase de material híbrido que aprovecha tanto los metales como los compuestos, se han mostrado muy prometedores como materiales estructurales livianos en la industria del transporte.

La creciente preocupación por el cambio climático ha impulsado la adopción de políticas de protección ambientales más rigurosas a nivel mundial, con el objetivo de reducir la huella de carbono. (Zerong, 2020)

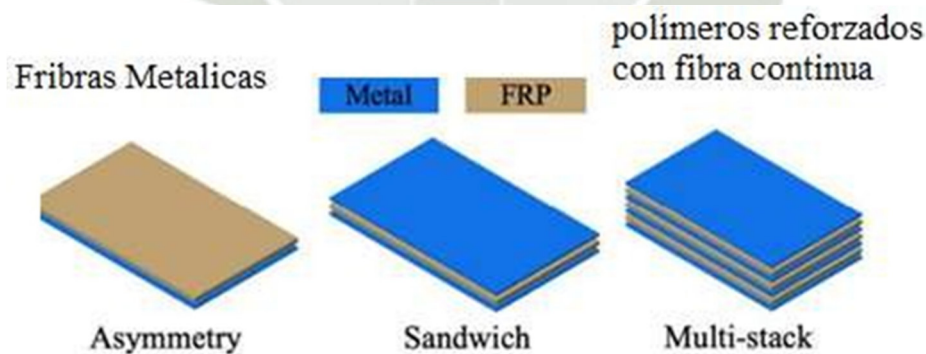
Una solución eficaz a esta tarea en la industria del transporte es mejorar la eficiencia energética de los vehículos mediante la reducción de su peso estructural utilizando materiales ligeros. Los compuestos de matriz polimérica (llamado PMC), especialmente los polímeros reforzados con fibra continua (llamado FRP), y las aleaciones metálicas modernas, como las aleaciones de aluminio y los aceros de alta resistencia, se han utilizado ampliamente para estructuras de aviones y automóviles.

Sin embargo, en la Figura 3.6, presentan las aplicaciones de estos materiales están limitadas por algunas de sus desventajas, como la baja resistencia al impacto de los FRP y la preocupación por la falla por fatiga de las estructuras metálicas monolíticas. Para superar sus respectivas desventajas, se ha propuesto el concepto de sistema de material híbrido. (Zerong, 2020)

Los laminados de fibra de metal (FML) son sistemas de materiales híbridos que entrelazan láminas de metal y FRP, como se ilustra.

Figura 3.6

Estructuras esquemáticas de varias FML.



Nota. Tomado de *Una revisión de las tecnologías de conformado de laminados de fibra metálica*, por Zerong Ding, 2020.

Fueron desarrollados inicialmente en la industria de la aviación para mejorar la resistencia a la fatiga, con otras ventajas, especialmente la alta relación resistencia y peso, los FML se han considerado como el material estructural ligero ideal.

El FML más famoso es GLARE, que se ha aplicado con éxito en el Airbus A380 y proporcionó una reducción de peso significativa con un rendimiento extraordinario de resistencia a la fatiga y al daño.

Recientemente, el creciente interés de la investigación se ha centrado en el desarrollo de tecnologías de fabricación para componentes FML de forma compleja para permitir aplicaciones industriales más amplias. En la industria automotriz, un conjunto de piso habilitado por el desarrollo de la tecnología de formación de estampados FML, demostrando un gran potencial de los FML para proporcionar un rendimiento estructural comparable con una reducción de peso de alrededor del 25 % en comparación con una estructura liviana totalmente metálica.

Reseña Historia Internacional de las Planchas metálicas – (FML)

Según Zerong (2020), desde su primera aplicación conocida en la década de 1970, los FML han generado un creciente interés industrial, resultando en el desarrollo e investigación de diversos tipos de FML.

La historia de este desarrollo se ilustra cronológicamente En la década de 1950, varios accidentes trágicos causados por fallas por fatiga del metal, impulsaron a la industria de la aviación a desarrollar nuevas estructuras y materiales avanzados para una mejor resistencia a la fatiga. Emergiendo de las tecnologías fundamentales de unión de metales.

Fokker, como contratista de la NASA, incrustó fibras en el adhesivo entre capas de titanio en la década de 1970. Tal estructura de material mostró una resistencia a la fatiga mejorada, ya que las fibras incrustadas resistieron la iniciación de grietas y un mayor crecimiento de grietas. En base a esto, el laminado de aluminio de aramida (ARALL), que es un FML que consta de láminas de aluminio y epoxi reforzado con fibra de aramida, se desarrolló en la Universidad Tecnológica de Delft y se aplicó como materiales de panel de ala en el Fokker F-27 en la década de 1980

Luego se desarrolló una mejora adicional mediante la sustitución de fibras de aramida por fibras de vidrio para evitar fallas potenciales al usar ARALL como materiales de fuselaje. En la década de 1990, el laminado de aluminio reforzado con vidrio (GLARE) se desarrolló en Delft y se comercializó en el Airbus A380

Desde la década de 2000, se han utilizado más metales, como aceros y aleaciones de magnesio, para construir estructuras FML. Además de la exploración de varios materiales

constituyentes, el desarrollo de tecnologías de fabricación avanzadas para producir componentes FML ha sido un tema de investigación importante en las últimas dos décadas.

Hasta el año 2000, los principales métodos de fabricación utilizados para producir componentes FML eran la técnica de doblado y laminado. Estas técnicas solo permitían fabricar componentes FML con geometría simple. Desde la década de 2000, el interés de la investigación se ha centrado en la producción de componentes FML de formas complejas mediante la formación, especialmente las tecnologías de formación en matriz. Se comenzó a investigar la conformabilidad de los FML basados en aluminio/polipropileno (Al/PP). investigó la viabilidad de formar FML con láser con varios componentes materiales.

La investigación sobre la formación de FML atrajo un interés creciente en la década de 2010 en la conformabilidad de los FML basados en Al/PP con estampado de cúpula de doble curvatura, propusieron un proceso de formación combinado, en el que la lámina de acero y el epoxy reforzado con fibra de carbono se formaron y unieron en un solo paso.

Reseña Historia dentro de América

En América, la lámina metálica se presenta como un componente estructural de configuración plana, caracterizado por su espesor uniforme y definido. Este material versátil encuentra aplicación en diversas áreas, como estructuras metálicas, recipientes de almacenamiento, sistemas de drenaje de tuberías, entre otros. A lo largo de numerosos estudios de laboratorio y pruebas físicas, su uso se ha visto limitado principalmente a la manufactura. Dichas investigaciones han proporcionado información valiosa que, actualmente, está recopilada y estructurada en manuales. Estos documentos permiten el registro detallado de parámetros esenciales, como la composición química en términos de porcentajes de elementos, el límite elástico, la resistencia a la tracción, el alargamiento, el espesor y calibre, el peso por metro cuadrado, así como la designación técnica. (Ochoa, 2017)

Para dar inicio al proceso, se lleva a cabo un exhaustivo análisis técnico de la lámina en consideración, evaluando aspectos clave como su composición química con un enfoque en el porcentaje de carbono, resistencia y capacidad de absorción de esfuerzos. Estos factores fundamentales determinan las condiciones óptimas para el doblado y rolado del metal.

Un criterio esencial a tener en cuenta es que una lámina puede ser procesada siempre y cuando no supere el espesor límite de la máquina y no haya sido sometida a tratamientos

térmicos que afecten su dureza o maleabilidad. Este análisis meticuloso ayuda a identificar si la lámina es apta para el proceso o si presenta limitaciones.

En el contexto de láminas comerciales utilizadas en el procesamiento, se pueden clasificar en tres categorías principales:

- Laminadas en frío
- Laminadas en caliente
- Láminas de acero inoxidable

Cada una de estas categorías presenta distintas calidades y aplicaciones, lo que permite seleccionar la lámina más adecuada según los requisitos específicos del proyecto. Este enfoque detallado en la elección del material asegura que se obtengan resultados óptimos durante el proceso de doblado y rolado.

Tabla 3.4

Aplicaciones de acero en función a sus calidades

Laminado	Calidades	Aplicaciones
Planchas laminadas en frío	JISG – 3141 SPCC	Uso general
	JISG – 3141 SPCD	Estampado profundo
	JISG – 3141 SPCE	Estampando extra profundo
Planchas laminadas en caliente	ASTM-A36	Estructura general
	ASTM A – 283 GRC	Tanques de almacenamiento
	ASTM A – 285 GRC	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción
	ASTM A – 131 GRA	Construcción naval en general
Planchas laminadas en acero inoxidable	ASTM A – 515 GR 70	Recipientes a presión temperaturas media – alta
	AISI – 304	Tubos, Calderas, Ind. Alimentos
	AISI – 316	Ind. Química, Ind. Petroquímica, Ind. Textil.
	AISI – 430	Electrodomésticos

Nota. Adaptado de *Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales*, por A. Ochoa, 2017.

3.5 Procedimientos de seguridad en los procesos de rolado

Las pautas para llevar a cabo de manera segura y precisa el proceso de rolado o enrollado de láminas, especialmente para la preformación de anillos destinados a la construcción de recipientes cilíndricos, se establecen con el objetivo principal de salvaguardar las condiciones de salud y seguridad de los trabajadores. Estas directrices se diseñan y aplican rigurosamente conforme a las normas de seguridad e higiene industrial, asegurando un entorno de trabajo que cumple con los más altos estándares en términos de bienestar laboral.

3.5.1 Personal Responsable

- Supervisor: Coordina la maniobra, velando por la integridad del equipo y velando por que estas cumplan con los parámetros de calidad requeridos por el cliente.
- Inspector de Calidad: Verifica constantemente durante la maniobra que el procedimiento se siga en pro de garantizar la integridad y efectividad del proceso.
- Supervisor de Seguridad: Supervisar las condiciones de trabajo de acuerdo a los estándares internos y del cliente para que las actividades se realicen de forma segura.
- Personal ejecutante (pailero, armador, soldador y ayudantes técnicos): Ejecutar la actividad bajo la dirección del supervisor.

Ejecución, Previo a efectuar el rolado, se traza y recorta una plantilla con el radio del tanque, con el fin de verificar la curvatura que se le va a imprimir a la lámina al pasarla por los rodillos de la roladora. Una vez que la lámina se ha refilado y se han verificado las medidas, Se coloca un extremo de la lámina entre los rodillos de la roladora, se ajustan los rodillos y se inicia el rolado haciendo pasar por entre los rodillos de un tramo corto de la lámina, comprobando con una plantilla que tiene por una de sus caras recortado un arco con el radio del anillo a rolar, ajustando los rodillos hasta alcanzar el arco requerido. Una vez que el tramo de lámina rolado esté conforme a la plantilla, se pasa toda la lámina por la roladora apoyando la parte que va quedando rolada con un soporte (palomier), sujetado a una grúa o base de izaje, quedando toda la lámina rolada con el arco uniforme en toda su extensión

Elementos de protección personal (EPP)

- Ropa de trabajo adecuada a la operacion.
- Casco de seguridad.
- Protección visual (Gafas de seguridad).
- Guantes de vaqueta / o cuero.

- Botas de seguridad (tipo caña alta).
- Protector auditivo de inserción (tipo tapón y de copa)

3.5.2 Evaluación y manejo de riesgos.

Con respecto a la obtención de los permisos de trabajo, el procedimiento se basará en un exhaustivo análisis y evaluación de los riesgos operacionales asociados. En este proceso, se lleva a cabo la revisión y clasificación detallada de los riesgos identificados, los cuales son debidamente registrados en el análisis de la actividad correspondiente.

Es responsabilidad del Supervisor o encargado del taller mecánico compartir y comunicar de manera efectiva este análisis con los trabajadores pertinentes. Esto debe hacerse antes de iniciar cualquier labor o en situaciones en las que se produzca un cambio de tarea dentro de la actividad especificada. Este enfoque busca garantizar que todo el personal esté plenamente informado sobre los riesgos asociados y esté preparado adecuadamente para abordar cualquier desafío operacional de manera segura.

3.5.3 Operaciones y Mantenimiento.

Es deber del Supervisor garantizar que los operadores de equipos, maquinaria e instrumentación realicen de manera completa el proceso de revisión preoperacional. Además, el jefe del Departamento de seguridad o del taller mecánico tiene la responsabilidad de asegurarse de que en el lugar de trabajo se hayan evaluado todos los riesgos pertinentes y se hayan implementado las medidas necesarias para mitigar cualquier contingencia que pueda surgir. Este enfoque proactivo busca asegurar un ambiente de trabajo seguro y minimizar los riesgos asociados con las operaciones diarias.

3.5.4 Información y Documentación

En el lugar de trabajo, es imprescindible que el Supervisor disponga del procedimiento de trabajo, el análisis de tareas críticas y los registros de divulgación correspondientes. Es necesario gestionar de manera oportuna los Permisos de Trabajo vinculados a las actividades planificadas y cumplir rigurosamente con las recomendaciones establecidas en dichos permisos. Este enfoque garantiza la ejecución segura y eficiente de las tareas, al tiempo que cumple con las normativas y procedimientos establecidos para la protección de los trabajadores y la integridad del entorno laboral.

3.5.5 Personal y entrenamiento.

Es esencial que todo el personal asignado a las labores cuente con la Inducción general y la inducción especial correspondiente al taller y a la actividad específica para la cual fueron contratados. Además, deben estar familiarizados con el Plan de Emergencias Específico para el Sitio.

El personal debe recibir un entrenamiento adecuado para llevar a cabo las tareas asignadas, y como medida de refuerzo, se llevarán a cabo charlas diarias de Seguridad Industrial, Medio Ambiente y Salud antes de iniciar cualquier actividad. Estas charlas tienen como objetivo informar a los trabajadores sobre la naturaleza y riesgos asociados con las tareas a realizar. Todos estos encuentros serán debidamente registrados en los formatos designados para tal propósito. El supervisor desempeñará un papel clave en la divulgación y aseguramiento de la comprensión del procedimiento y el Análisis de tareas por Actividad por parte de todo el personal.

3.5.6 Salud en el trabajo

La implementación efectiva de las normas de seguridad presentadas en este procedimiento debe ir acompañada de acciones complementarias para garantizar un entorno de trabajo seguro y sostenible. A continuación, se detallan las acciones adicionales y mejoras:

- Asegurar la disponibilidad de recursos humanos, técnicos y físicos necesarios para un desempeño seguro, considerando la asignación adecuada de personal cualificado.
- Realizar capacitaciones periódicas sobre aspectos relacionados con la salud, la higiene y la seguridad industrial, incluyendo actualizaciones sobre nuevas prácticas y tecnologías.
- Garantizar que el equipo de atención de emergencias esté completamente equipado y actualizado, con protocolos claros de actuación en caso de contingencias.
- Suministrar oportunamente el equipo de protección personal a los trabajadores, asegurándose de que cumpla con las disposiciones y normas legales pertinentes sobre seguridad y calidad.
- Mantener actualizado y comunicar de manera efectiva el reglamento de higiene y seguridad industrial a todos los trabajadores, promoviendo una cultura de cumplimiento.

- Conformar y entrenar las brigadas integrales de emergencia al inicio de las actividades, realizando simulacros periódicos para evaluar la eficacia de los procedimientos.
- Establecer un protocolo claro para el reporte inmediato y la investigación de todos los incidentes, con el objetivo de identificar áreas de mejora continua.
- Realizar evaluaciones periódicas de posibles riesgos ambientales asociados con el manejo de maquinaria y equipos, especialmente en áreas cercanas a corrientes de agua.
- Implementar precauciones y medidas de control específicas para prevenir la contaminación por sustancias o materiales extraños, asegurando el cumplimiento de regulaciones ambientales.
- Adoptar precauciones y medidas de control para prevenir conflictos sociales derivados del aumento de los niveles de ruido, como barreras acústicas y programas de monitoreo.
- Mantener en todo momento la limpieza del área de trabajo y asegurar que todos los residuos se dispongan exclusivamente en sitios autorizados, siguiendo las normativas ambientales.
- Realizar campañas regulares de orden y aseo para promover un ambiente de trabajo organizado y seguro.
- Establecer un sistema de reporte inmediato para cualquier incidente ambiental, facilitando la acción rápida y eficaz en la gestión de contingencias.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE LA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS METALICAS

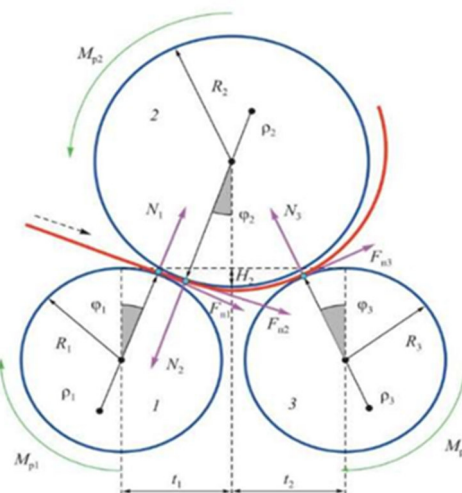
4.1 Esfuerzo de contacto (HERTZ)

En el momento que se ejerce presión entre dos elementos que presentan superficies curvas, se genera una transición desde un contacto en punto o en línea hasta un contacto de área, generando esfuerzos tridimensionales en ambos cuerpos. En este tipo de interacción, suelen observarse fallas superficiales que incluyen grietas, hendiduras o el desprendimiento de partículas de material. Es importante destacar que este fenómeno tridimensional de esfuerzos puede dar lugar a diversas manifestaciones de deterioro en las superficies involucradas. (Ochoa, 2017)

En la Figura 4.1 se puede apreciar la interacción de dos cuerpos con forma cilíndrica con diámetros d_1 , d_2 y una longitud L . Estos cuerpos están sometidos a una fuerza de compresión F . El área de contacto entre los cuerpos es representada por un rectángulo estrecho con ancho $2b$ y longitud L . En este escenario, la distribución de la presión se muestra en forma elíptica, destacando la forma en que la fuerza se distribuye a lo largo del área de contacto. (Ochoa, 2017)

Figura 4.1

Fuerzas y momentos que actúan sobre la plancha metálica durante el plegado sobre rodillos.

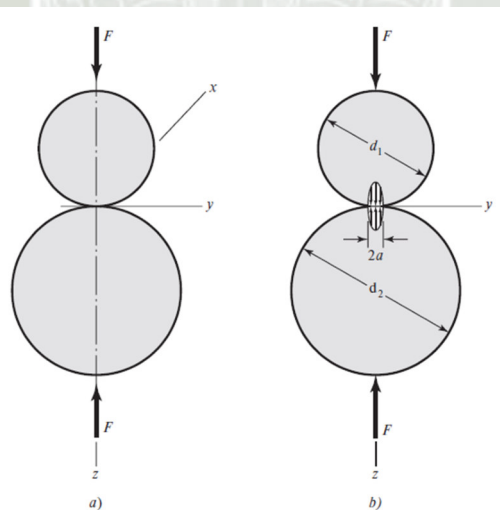


Nota. Tomado de *Modelado y Computación del proceso de plegado de chapas de acero con tres rodillos*, por K. Ahmed, 2018.

Como se aprecia en la Figura 4.2, establecemos un esquema de análisis en el contacto de ambos rodillos con respecto a los centros de sus ejes.

Figura 4.2

Esquema de análisis de fuerzas de contacto.



Nota. Tomado de *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*, por Budynas, R. G, 2018.

Para determinar el semiancho b se utiliza la Ecuación 4.1 y la presión máxima del sistema se utiliza la Ecuación 4.2:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot L} \cdot \frac{\frac{1 - V_1^2}{E_1} + \frac{1 - V_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (4.1)$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot L} \quad (4.2)$$

Donde:

- $E_{1,2}$: Módulo de elasticidad. [N/mm²]
- L : Longitud del de contacto entre rodillos. [mm]
- $V_{1,2}$: Relación de Poisson. [-]
- F : Fuerza de contacto entre las superficies. [N]
- $d_{1,2}$: Diámetro de los rodillos. [-]
- b : Semiancho del área de contacto entre las superficies. [mm]
- P_{max} : Presión máxima entre las superficies en contacto. [N/mm²]

Las ecuaciones 4.1 y 4.2 son válidas tanto para la interacción entre 2 superficies cilíndricas como para la interacción entre una superficie cilíndrica y una superficie plana, considerando el $d_2 = \infty$ para esta configuración.

4.2 Análisis de fuerzas

Cuando los rodillos arrastran la lámina, generan una fuerza de rodadura en el sistema. Además, cuando la lámina se somete a la acción del cilindro curvador para adquirir una forma cilíndrica, se encuentra en condiciones similares a las de una viga flexionada con carga central y apoyada en dos puntos. Esta carga central representa la fuerza de presión resultante del contacto entre los rodillos y la lámina. Este esfuerzo de contacto es esencial en el proceso de conformado.

La Ecuación 4.4 se obtiene asumiendo que $d_2 = \infty$ en la Ecuación 4.1 y sustituyendo el semilargo b en la Ecuación 4.2.

$$P_{MAX}^2 = \frac{2 \cdot F \cdot E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot L \cdot d_1 \cdot [E_2 \cdot (1 - V_1^2) + E_1 \cdot (1 - V_2^2)]} \quad (4.3)$$

En las condiciones de acero:

$$E_1 = E_2 = E$$

$$V_1 = V_2 = V = 0.3$$

Reemplazando:

$$P_{MAX}^2 = \frac{1}{\pi \cdot (1 - V_1^2)} \cdot \frac{F \cdot E}{L \cdot d_1}$$

$$P_{max} = 0.591 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{L \cdot d_1}} \quad (4.4)$$

Donde:

- E : Módulo de elasticidad. [N/mm²]
- L : Longitud del de contacto entre rodillos. [mm]
- F : Fuerza de contacto entre las superficies. [N]
- d_1 : Diámetro del rodillo curvador. [-]
- P_{max} : Presión máxima entre las superficies en contacto. [N/mm²]

Para garantizar una deformación permanente se debe de cumplir que la presión máxima generada por los esfuerzos de contacto debe ser superiores la resistencia de fluencia de la lámina que se está enrollando. Este aspecto es crucial para garantizar el éxito del proceso de conformado.

$$P_{Max} \geq \sigma_F$$

Dado que la configuración de los rodillos y la chapa metálica se asemejan a la de una viga simplemente apoyada, la fuerza necesaria para laminar la chapa metálica debe ser similar a la fuerza para producir un momento plástico que deforme la chapa, esta fuerza puede expresarse como:

$$F = \frac{4 \cdot M_p}{l} \quad (4.5)$$

$$M_p = \frac{b \cdot h^2}{4} \cdot \sigma_F$$

Donde:

- M_p : Momento Plástico [N·mm]
- b : Longitud de contacto entre la chapa metálica y el rodillo curvador [mm]
- h : Espesor de la chapa metálica [mm]
- l : distancia entre rodillos inferiores² [mm]

Para una longitud de contacto de 1200 mm, un espesor de 3 mm y un esfuerzo de fluencia del acero ASTM A-515 Grado 70 de 250 N/mm² el momento plástico es:

$$M_p = \frac{1200 \text{ mm} \cdot (3 \text{ mm})^2}{4} \cdot 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 675 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El diámetro se puede hallar sustituyendo 4.6 en la ecuación 4.5

$$\sigma_F = 0.591 \cdot 0.591 \cdot \frac{4 \cdot M_p \cdot E}{1.5 \cdot l \cdot d_1^2}$$

$$d_1 = \frac{0.591}{\sigma_F} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot M_p \cdot E}{1.5 \cdot l}} \quad (4.6)$$

El diámetro mínimo necesario es:

$$d_1 = \frac{0.591}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 756 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 207000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1.5 \cdot 1200}}$$

$$d_1 = 44.1 \text{ mm}$$

Se trabaja con un diámetro de 70 mm y una distancia entre rodillos de 116 mm.

² Ochoa (2017) recomienda que la distancia entre rodillos inferiores sea $l \cong 1.5 \cdot d$

Las propiedades del acero ASTM A-515 Gr70 se muestran en la Tabla 4.1:

Tabla 4.1

Propiedades mecánicas del acero ASTM A-515 Gr70.

Calidad	Límite de fluencia Mínimo, F_y	Tensión de rotura por tracción, F_u	Alargamiento mínimo	F_y/F_u
	Mpa	Mpa	%	<0.85
ASTM A-515 Gr70	250	485	21	0.54

La especificación A515 cubre las placas de acero al carbono-silicio principalmente para servicios de temperatura intermedia y alta en calderas soldadas y otros proyectos de recipientes a presión.

ASME SA 515 Grado 70 y ASTM A515 Grado 70 son placas de acero al silicio al carbono para la construcción de calderas y recipientes a presión en servicios de temperatura intermedia y alta. Son de placa de acero con diferente límite elástico y resistencia a la tracción. con propiedad de resistencia a la tracción dentro de 485-620 Mpa, y la resistencia mínima a la fluencia debe ser superior a 250 Mpa.

4.2.1 Cálculo de fuerzas

Conforme a los cálculos, se estableció las fuerzas que intervienen en un diagrama de cuerpo libre como se aprecia en Figura 4.3 y Figura 4.4, entre las condiciones del rodillo curvador, arrastre y plancha metálica.

Figura 4.3

Fuerza que interactúan en la maquina roladora.

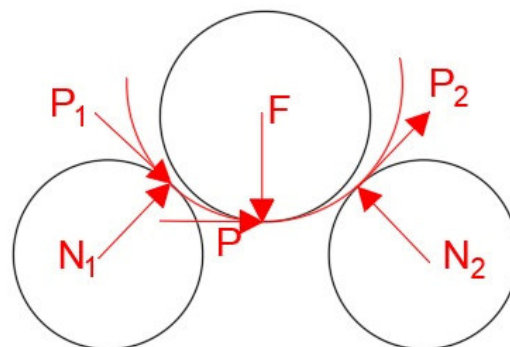
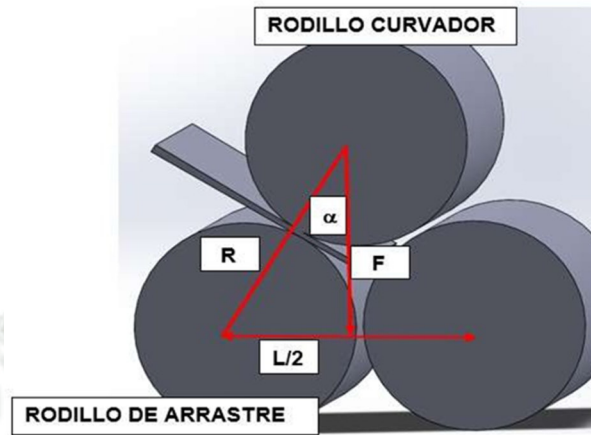


Figura 4.4

Fuerza de 3 rodillos y plancha.



La distancia desde el centro del rodillo curvador hasta el centro del rodillo de arrastre se define como R , esta distancia incluye el espesor de la lámina o chapara metálica, por lo tanto, R tiene un valor de:

$$R = 35 + 3 + 35 = 73 \text{ mm}$$

$$\frac{L}{2} = 58 \text{ mm}$$

Sabemos por triángulo rectángulo

$$\text{sen}(\alpha) = \frac{L/2}{R} = \frac{58 \text{ mm}}{73 \text{ mm}} = 0.795 \rightarrow \alpha = 52.61^\circ$$

$$\text{cos}(\alpha) = \frac{F_1/2}{N}$$

$$N_{1,2} = \frac{F_1/2}{\text{cos}(\alpha)}$$

La fuerza de empuje del rodillo superior se obtiene utilizando la Ecuación 4.5 y con la relación geométrica obtenida se determina las reacciones de los rodillos inferiores:

$$F = 23260 \text{ N}$$

$$N_{1,2} = 19152 \text{ N}$$

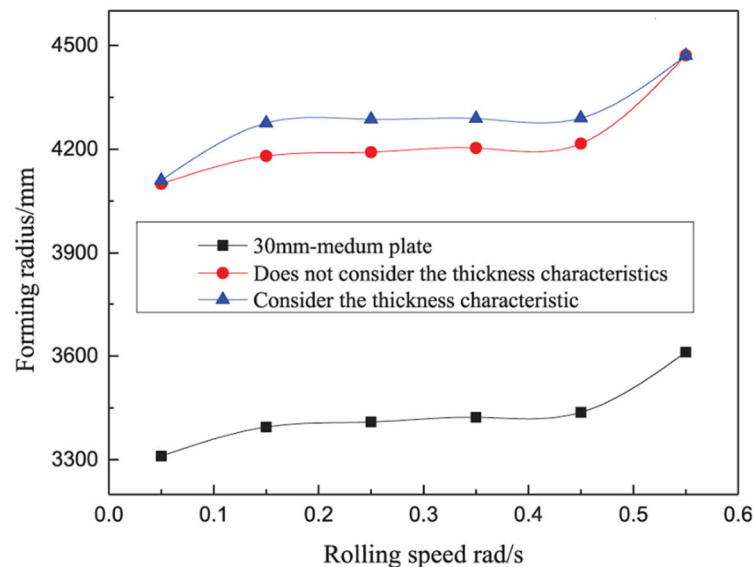
4.3 Cálculo de la potencia eléctrica

4.3.1 Velocidad de rodillos

Wang et al. (2019), indican cuanto mayor es la velocidad de rolado de la placa, mayor es la curvatura de formación de la placa. En un determinado rango de velocidades el radio de formación se mantiene casi constante, una vez pasado este rango el radio de formación aumenta bruscamente y no se alcanza la curvatura deseada, caso contrario el radio de formación de la placa se reduce y lógicamente no se obtiene la curvatura deseada como se observa en la Figura 4.5.

Figura 4.5

Laminado de placa a diferentes velocidades de rodillo.



Nota. Tomado de *Research on numerical simulation and process parameters of three-roll bending based on thickness characteristics of extra-thick plate*, por Wang et al. (2019)

Para este estudio estas velocidades tangenciales de los rodillos motrices están en un rango de:

$$V_{rod} = 1.27 - 5.73 \frac{m}{min}$$

Este rango de velocidades será tomado en cuenta para este diseño.

4.3.2 Par de accionamiento

El rodillo inferior de la máquina roladora de planchas es el rodillo impulsor, y el par motor en el rodillo inferior se utiliza para superar el par de deformación T_{n1} y el par de fricción T_{n2} .

4.3.2.1 Par de deformación

Utilizando la Ecuación 4.7 se obtiene el par de deformación:

$$T_{n1} = \frac{M_p \cdot d_2}{d_{min}} \quad (4.7)$$

Donde:

- T_{n1} : Torque de deformación. [N·m]
- M_p : Momento Plástico. [N·m]
- d_2 : Diámetro del rodillo superior. [m]
- d_{min} : Diámetro mínimo de laminación de la placa³ [mm]

El par necesario para producir la deformación es:

$$T_{n1} = \frac{675 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.07 \text{ m}}{1.5 \cdot 0.07 \text{ m}} = 450 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.3.2.2 Par de fricción

Bhatt et al. (2020), indica que el par de fricción incluye el par de fricción de rodadura entre el rodillo superior e inferior y la placa de acero, y el par de fricción de deslizamiento entre el cuello del rodillo y el manguito del eje, que se puede calcular de la siguiente manera:

$$T_{n2} = f \cdot (F + 2 \cdot N_{1,2}) + \mu \cdot \left(F \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{d_1}{d_2} + 2 \cdot N_{1,2} \cdot \frac{D_2}{2} \right) \quad (4.8)$$

Donde:

- T_{n2} : Torque de fricción. [N·m]
- f : Coeficiente de fricción de rodadura, $f = 0,008$ m. [m]
- μ : Coeficiente de fricción por deslizamiento, $\mu = 0,01$. [-]
- D_1, D_2 : Diámetro del eje del rodillo inferior y del rodillo inferior. [m]
- F : Fuerza del rodillo superior. [N]
- $N_{1,2}$: Reacciones de los rodillos inferiores. [N]
- d_1, d_2 : Diámetro del rodillo superior e inferior. [m]

³ Harris (2020) indica que el diámetro mínimo de rolado de la plancha es aproximadamente 1.5 veces el diámetro del rodillo superior.

Considerando que los ejes del rodillo superior e inferior tienen el mismo diámetro, el par de fricción es:

$$T_{n2} = 0.008 m \cdot (23260 N + 2 \cdot 19152 N) + 0.01$$

$$\cdot \left(23260 N \cdot \frac{0.07 m}{2} + 2 \cdot 19152 N \cdot \frac{0.07 m}{2} \right)$$

$$T_{n2} = 514 N \cdot m$$

El par de total es:

$$T_n = T_{n1} + T_{n2}$$

$$T_n = 514 N \cdot m + 450 N \cdot m$$

$$T_n = 964 N \cdot m$$

Considerando un 5 % adicional para vencer la inercia de los componentes de la roldadora el par necesario es:

$$T_n = 964 N \cdot m \cdot 0.05 = 48 N \cdot m$$

$$T_n = 964 N \cdot m + 48 N \cdot m = 1012 N \cdot m$$

4.4 Selección del motorreductor

La potencia necesaria por los rodillos inferiores es:

$$P = \frac{T_n \cdot \omega}{\eta} \tag{4.9}$$

Donde:

- P : Potencia motriz. [kW]
- T_n : Par de accionamiento. [N·m]
- ω : Velocidad angular de los rodillos inferiores. [rad/seg]
- η : Eficiencia del sistema de transmisión. [-]

Tomando en cuenta las velocidad tangenciales del acápite 4.3.1, un diámetro del rodillo inferior de 70 mm la velocidad angular a la que debe girar esta entre 0.607-2.73 rad/seg.

Aplicando la Ecuación 4.7 para una eficiencia de transmisión de 0.85 y el rango de velocidades angulares recomendadas, el rango de potencia varía entre:

$$P = \frac{1012 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.607 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{0.85} = 722 \text{ W}$$

$$P = \frac{1012 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 2.73 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{0.85} = 3250 \text{ W}$$

Como la maquina roladora no será utilizada de manera industrial, la velocidad de rolado no se considera un factor crucial, por lo que se seleccionará un motorreductor que trabaje a bajas velocidades de salida.

Para cumplir la distancia entre los rodillos inferiores de 116 mm, se está trabajando con engranajes de 20 dientes para los rodillos inferiores y el engranaje que impulsa a los engranajes de los rodillos inferiores tendrá 27 dientes, estos engranes tienen un módulo de 3.5, por lo que la relación de transmisión es:

$$z_1 \cdot N_1 = z_2 \cdot N_2$$

$$N_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot N_1 = \frac{27}{20} \cdot N_1$$

$$N_2 = 1.35 \cdot N_1$$

Preseleccionamos un motorreductor de ejes paralelos de la marca Motovario de 0.75 kW de potencia y una velocidad de salida de 4.3 RPM.

Por lo que la velocidad a la que gira el rodillo inferior es de:

$$N_2 = 1.35 \cdot 4.3 \text{ RPM} = 5.81 \text{ RPM}$$

La velocidad angular es:

$$\omega = 0.61 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Aplicando la Ecuación 4.7 la potencia necesaria es:

$$P = \frac{1012 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.61 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{0.85} = 726 \text{ W}$$

Por lo tanto, la preselección es adecuada.

4.5 Diseño de ejes

4.5.1 Eje del rodillo curvador

El rodillo curvador tienen que soportar la fuerza de empuje de $F = 23260 \text{ N}$ obtenida en el acápite 4.2.1.

Esta fuerza de empuje se aplica a lo largo del rodillo curvador, por lo tanto:

$$F = \frac{23260 \text{ N}}{1200 \text{ mm}} = 19.38 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

4.5.1.1 Diagrama de cargas

Los diagramas de carga en el plano y-z se muestran en las siguientes figuras:

Figura 4.6

Diagrama de cargas sobre el rodillo curvador plano x-y

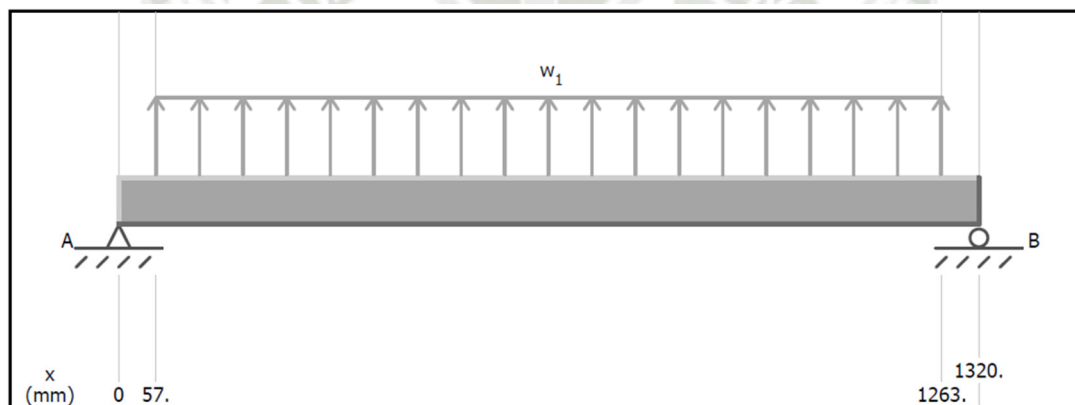
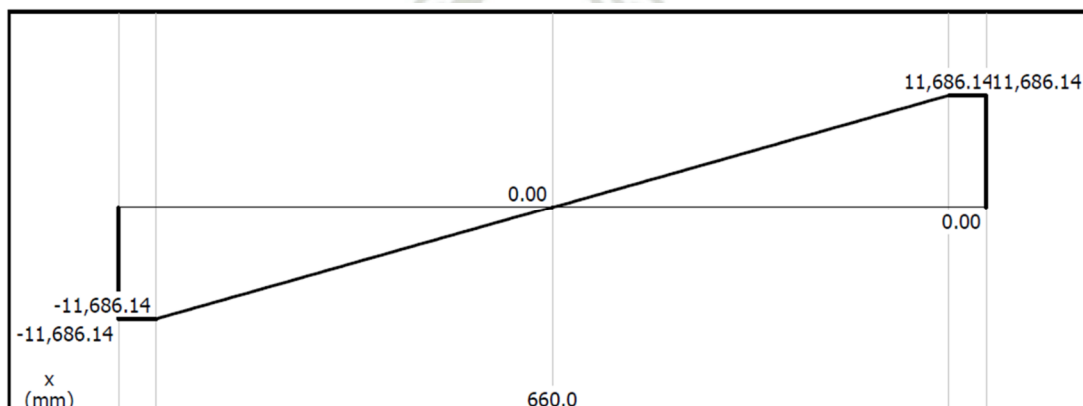


Figura 4.7

Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo curvador plano y-z

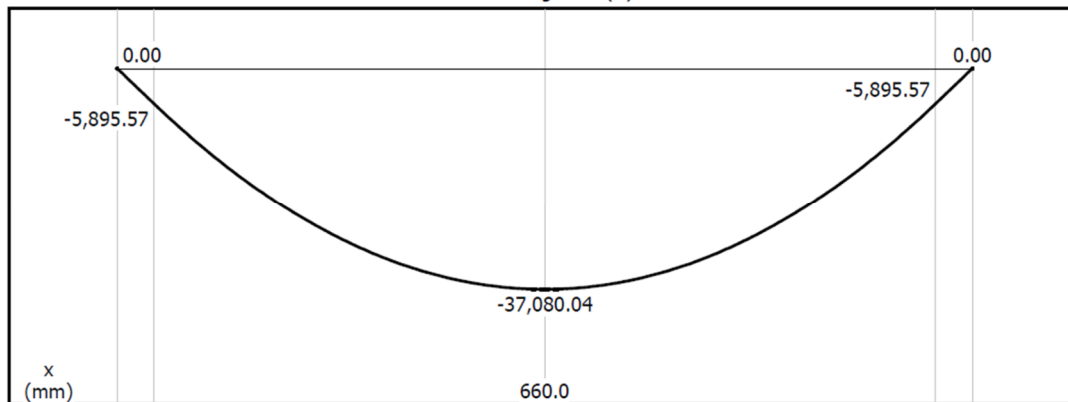


La fuerza cortante máxima se ubica en ambos apoyos del rodillo:

$$V_{max} = 11686 \text{ N}$$

Figura 4.8

Diagrama de momentos (lb·in) sobre el rodillo curvador plano y-z



El momento máximo se ubica al centro del rodillo curvador

$$M_{max} = 37080 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

4.5.1.2 Diámetro del eje

Para determinar el diámetro del eje se utiliza la norma ANSI ASME B106-1, la ecuación para determinar el diámetro del eje a fatiga es:

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot N}{\pi} \cdot \sqrt{\left[kt \cdot \frac{M}{s_{nr}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.10)$$

Donde:

- D : Diámetro del eje. [in]
- N : Factor de seguridad⁴. [-]
- kt : Factor de concentración de esfuerzos. [-]
- M : Máximo momento flector. [lb·in]
- s_{nr} : Resistencia a la fatiga estimada real. [psi]
- T : Momento torsor [lb·in]
- s_y : Esfuerzo de fluencia. [psi]

⁴ Mott (2006), recomienda un factor de seguridad de 2.0 a 2.5 cuando se traten de cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño.

La resistencia a la fatiga estimada real se obtiene con la siguiente ecuación:

$$s_{nr} = s_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_R \cdot C_S \quad (4.11)$$

Donde:

- s_{nr} : Resistencia a la fatiga estimada real. [ksi]
- s_n : Resistencia a la fatiga. [ksi]
- C_m : Factor de material⁵. [-]
- C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo⁶. [-]
- C_R : Factor de confiabilidad. [-]
- C_S : Factor de tamaño. [-]

Utilizando un acero BÖHLER AISI 4340 H, sus características son:

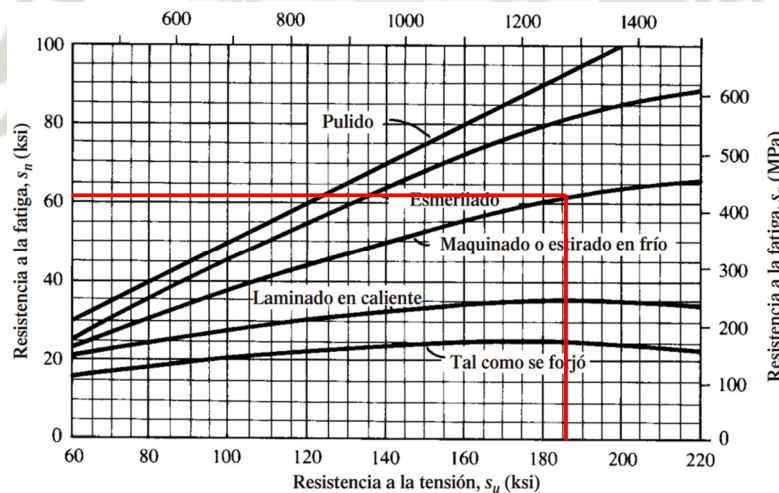
$$\sigma_y = 885 \text{ MPa} = 128.3 \text{ ksi}$$

$$\sigma_{ult} = 1280 \text{ MPa} = 185.64 \text{ ksi}$$

Mediante la Figura 4.9 se obtiene la resistencia a la fatiga:

Figura 4.9

Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie.



Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Para un acero AISI 4340 H maquinado en frío, la resistencia a la fatiga es:

$$S_n = 62 \text{ ksi}$$

⁵ Según Mott (2006), el factor de material para un acero forjado es de 1.

⁶ Según Mott (2006), cuando se trata de un esfuerzo flexionante toma el valor de 1.

Los factores de confiabilidad se detallan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2

Factores de confiabilidad aproximados C_R .

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Para una confiabilidad de 90 % el factor es:

$$C_R = 0.9$$

El factor de tamaño C_S para diámetros entre 50 a 250 mm se obtiene con la siguiente ecuación:

$$C_S = 0.859 - 0.000837 \cdot D$$

Asumiendo un diámetro de 70 mm del eje el factor de tamaño es:

$$C_S = 0.859 - 0.000837 \cdot 70$$

$$C_S = 0.80$$

Utilizando la Ecuación 4.11 calculamos la resistencia a la fatiga real estimada:

$$s_{nr} = 62 \text{ ksi} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.9 \cdot 0.80$$

$$s_{nr} = 44.64 \text{ ksi}$$

Aplicando la Ecuación 4.10 obtenemos el diámetro mínimo del eje en el centro del rodillo curvador a fatiga:

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[1 \cdot \frac{37080 \text{ lb} \cdot \text{in}}{44640 \text{ psi}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{0 \text{ lb} \cdot \text{in}}{128300 \text{ psi}} \right]^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 2.60 \text{ in} = 66.08 \text{ mm}$$

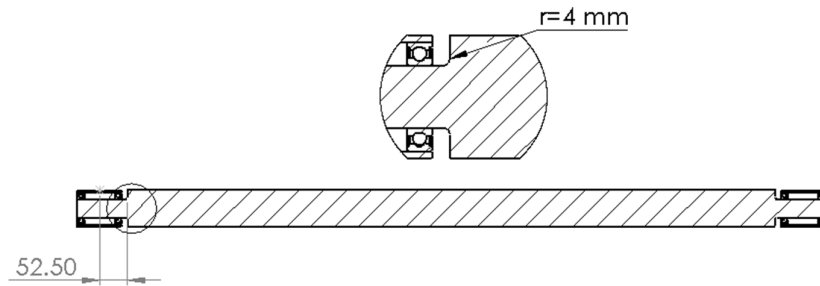
El diámetro de 70 mm asumido para el cálculo del torque, la velocidad de giro y la potencia eléctrica es el adecuado.

4.5.1.3 Diámetro mínimo en el cambio de sección

En la Figura 4.10 se observa la sección transversal del eje curvador, el cambio de sección tiene un radio de 4 mm.

Figura 4.10

Sección transversal del eje curvador



El momento flector donde se ubica el cambio de sección según la Figura 4.8 es:

$$M = 3430 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

El factor de tamaño C_S para diámetros entre 7.62 a 50 mm se obtiene con la siguiente ecuación:

$$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$$

Asumiendo un diámetro de 35 mm del eje el factor de tamaño es:

$$C_S = (35/7.62)^{-0.11}$$

$$C_S = 0.85$$

La resistencia a la fatiga real estimada para un diámetro de 35 mm es:

$$s_{nr} = 62 \text{ ksi} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.9 \cdot 0.85$$

$$s_{nr} = 47.43 \text{ ksi}$$

Aplicando la Ecuación 4.10 el diámetro mínimo en el cambio de sección es⁷:

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[1.65 \cdot \frac{3430 \text{ lb} \cdot \text{in}}{47430 \text{ psi}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{0 \text{ lb} \cdot \text{in}}{128300 \text{ psi}} \right]^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.34 \text{ in} = 34.15 \text{ mm}$$

⁷ El factor de concentración de esfuerzos según Budynas and Keith (2018) en el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (10th ed.) para $D/d=2$ y $r/d=0.11$ tiene un valor de 1.65.

4.5.1.4 Deflexión del eje

Mott (2006), recomienda deflexiones permisibles en el rango de 0.003 a 0.005 pulg/pulg por longitud de viga para partes de maquinaria en general, por lo tanto, la deflexión del eje curvador no debe superar el siguiente valor:

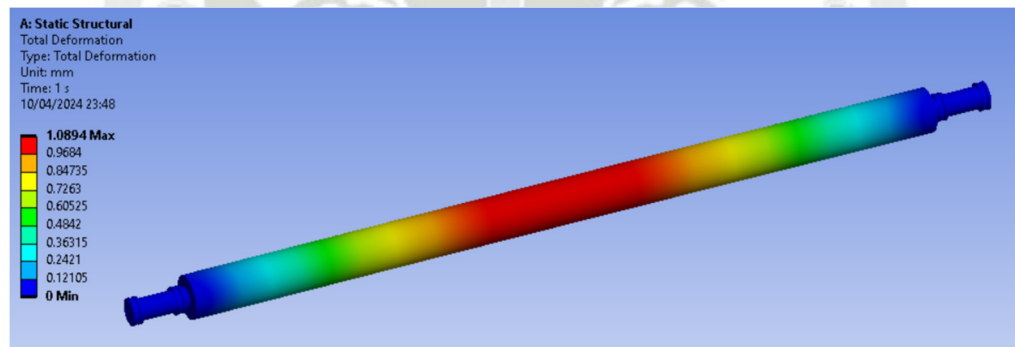
$$\delta_{perm} = 0.003 \frac{pulg}{pulg} \cdot 47.24 \text{ pulg}$$

$$\delta_{perm} = 0.143 \text{ pulg} = 3.63 \text{ mm}$$

En la Figura 4.11 se muestra la deflexión del eje curvador.

Figura 4.11

Deflexión del eje curvador



La deflexión máxima del eje curvado es:

$$\delta = 1.09 \text{ mm}$$

La deflexión del eje curvador está por debajo de la deflexión máxima recomendada.

4.5.2 Ejes de los rodillos inferiores

Los rodillos inferiores tienen que soportar la fuerza de reacción $N_{1,2} = 19152 \text{ N}$ obtenidas en el acápite 4.2.1 y el par de fricción de rodadura y deslizamiento.

Utilizando la Ecuación 4.7 solo con la componente de N_1 se obtiene el par de fricción por rodadura y deslizamiento:

$$T_{n2} = 0.008 \text{ m} \cdot (19152 \text{ N}) + 0.01 \cdot \left(19152 \text{ N} \cdot \frac{0.07 \text{ m}}{2} \right)$$

$$T_{n2} = 203 \text{ N} \cdot \text{m} = 1796 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Como el radio del rodillo es de 0.035 m.

$$P_{1,2} = \frac{203 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.035 \text{ m}} = 5814 \text{ N}$$

Al aplicarse estas fuerzas en toda la longitud del rodillo inferior:

$$N_{1,2} = \frac{23260 \text{ N}}{1200 \text{ mm}} = 19.38 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

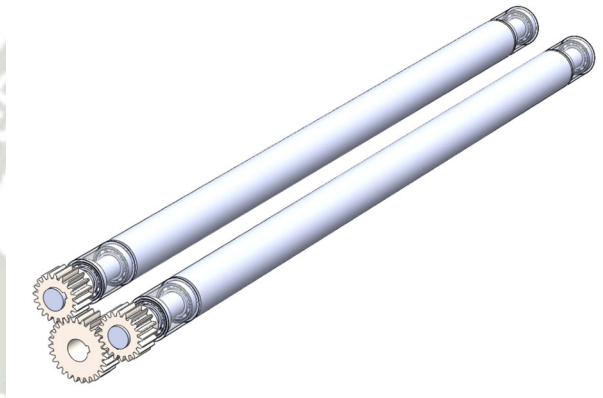
$$P_{1,2} = \frac{5814 \text{ N}}{1200 \text{ mm}} = 4.85 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

4.5.2.1 Fuerza radial del engranaje conducido

Los componentes de los ejes inferiores se muestran en Figura 4.12.

Figura 4.12

Componentes de los rodillos inferiores



Las fuerzas que transmite en el engranaje del rodillo inferior se obtienen con las siguientes ecuaciones:

$$W_t = \frac{T}{D/2} \quad (4.12)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan \emptyset \quad (4.13)$$

Donde:

- W_t : Fuerza tangencial. [lb]
- T : Par sobre el engranaje. [lb-in]
- D_p : Diámetro de paso del engranaje. [in]
- W_r : Fuerza radial. [lb]
- \emptyset : Angulo de presión del diente. [°]

La fuerza tangencial y radial sobre los engranajes de los rodillos inferiores son:

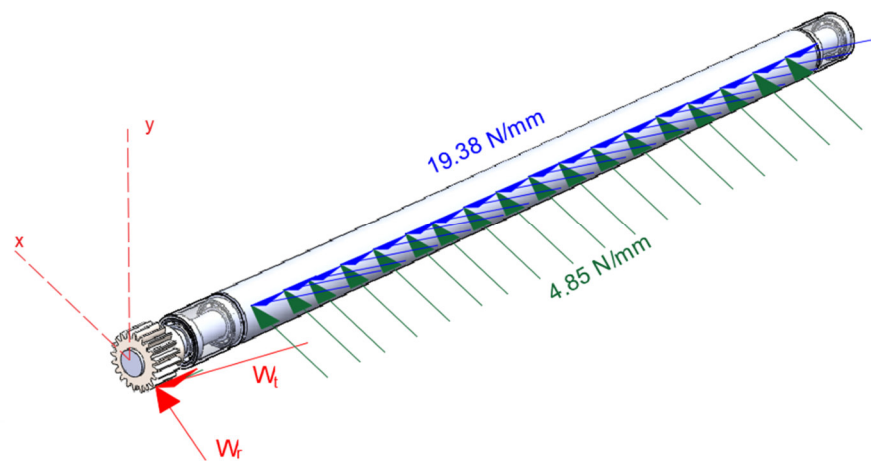
$$W_t = \frac{1796 \text{ lb} \cdot \text{in}}{2.76 \text{ in}/2} = 1301 \text{ lb} = 5787 \text{ N}$$

$$W_r = 1301 \text{ lb} \cdot (\tan 20^\circ) = 473.7 \text{ lb} = 2107 \text{ N}$$

En la Figura 4.13 se muestra el diagrama de fuerzas sobre el eje inferior con un sentido de giro antihorario del engranaje inferior motriz.

Figura 4.13

Diagrama de cargas sobre el eje inferior



4.5.2.2 Diagrama de cargas

Los diagramas de carga en el plano x-z se muestran en las siguientes figuras:

Figura 4.14

Diagrama de cargas sobre el rodillo inferior plano x-z

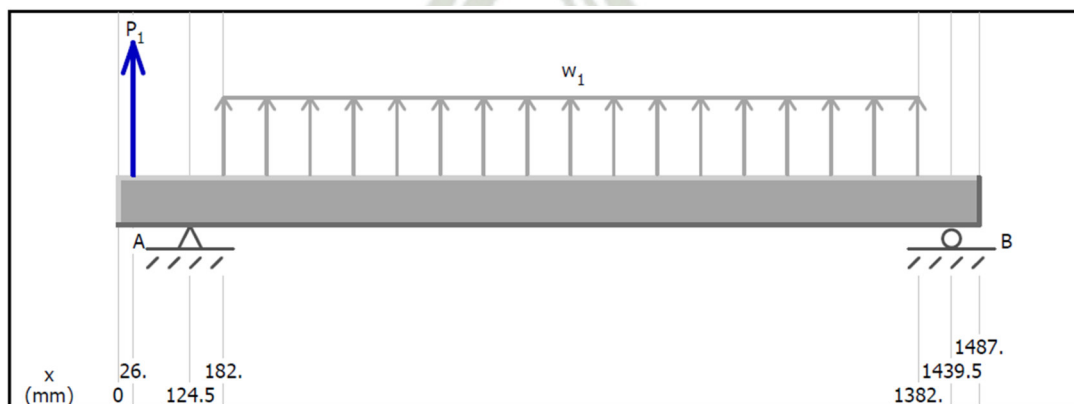


Figura 4.15

Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo inferior plano x-z

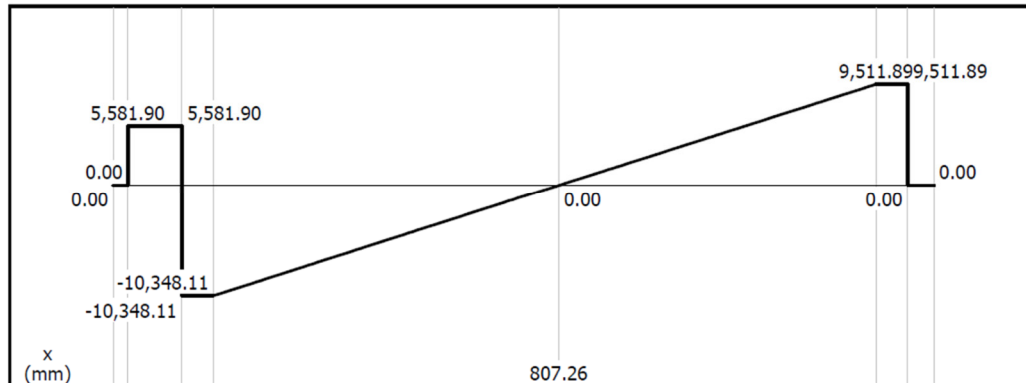
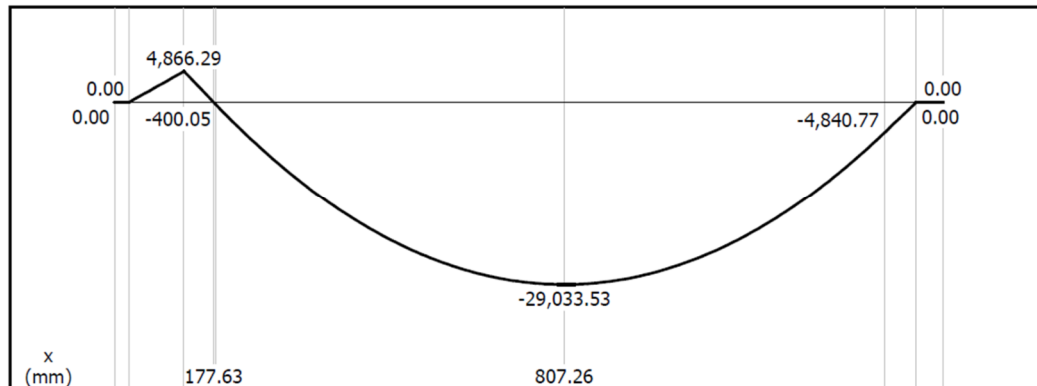


Figura 4.16

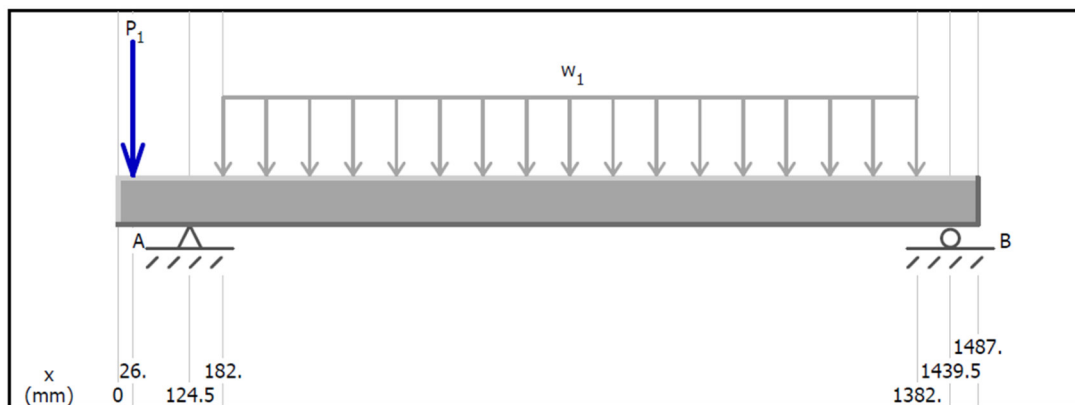
Diagrama de momentos (lb-in) sobre el rodillo inferior plano x-z



Los diagramas de carga en el plano y-z se muestran en las siguientes figuras:

Figura 4.17

Diagrama de cargas sobre el rodillo inferior plano y-z



Load Diagram

Figura 4.18

Diagrama de fuerzas cortantes (N) sobre el rodillo inferior plano y-z

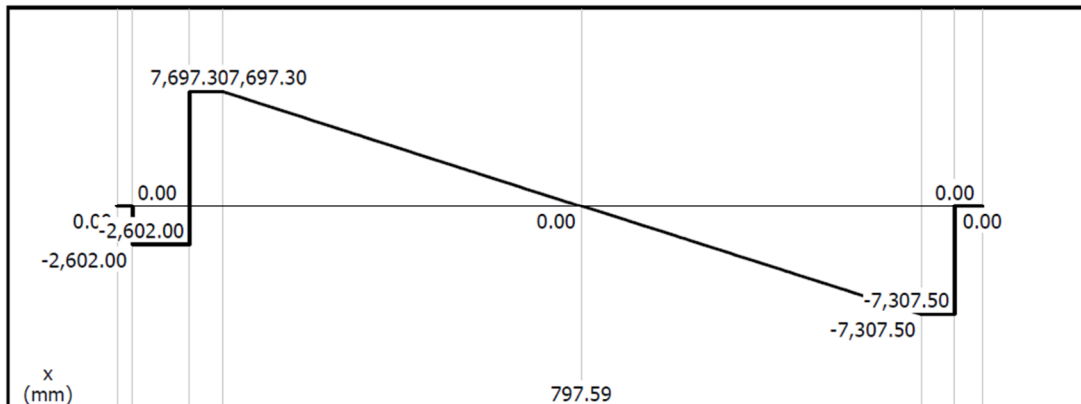
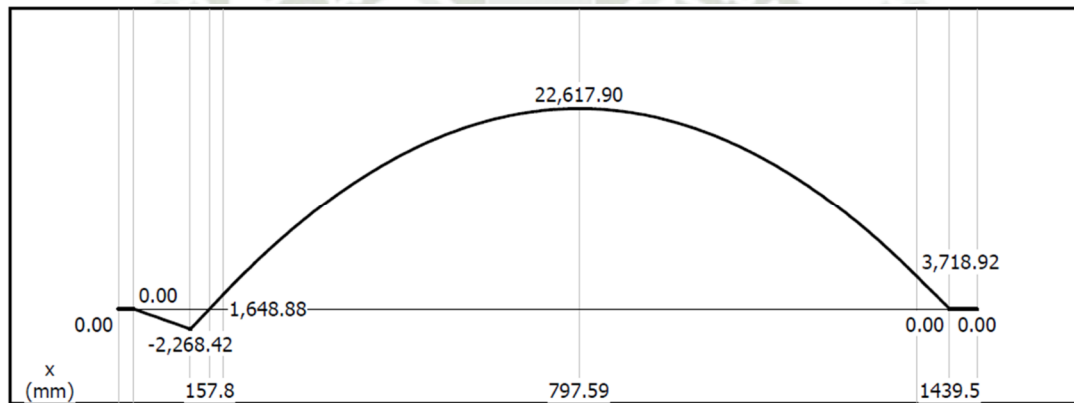


Figura 4.19

Diagrama de momentos (lb·in) sobre el rodillo inferior plano y-z



El momento máximo en ambos planos se ubica una distancia de 807.3 mm, por lo tanto, el momento máximo es:

$$M_{max} = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{29033^2 + 22612^2} = 36799 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

La fuerza cortante máxima se ubica en el apoyo A:

$$V_{max} = \sqrt{V_{xz}^2 + V_{yz}^2}$$

$$V_{max} = \sqrt{10348^2 + 7697^2} = 12936 \text{ N} = 2908 \text{ lb}$$

4.5.2.3 Diámetro del eje curvador

Aplicando la Ecuación 4.10, para un eje con las mismas características del eje curvador.

$$D = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left[1 \cdot \frac{36799 \text{ lb} \cdot \text{in}^2}{44640 \text{ psi}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{1796 \text{ lb} \cdot \text{in}^2}{128300 \text{ psi}} \right]^2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 2.56 \text{ in} = 65.04 \text{ mm}$$

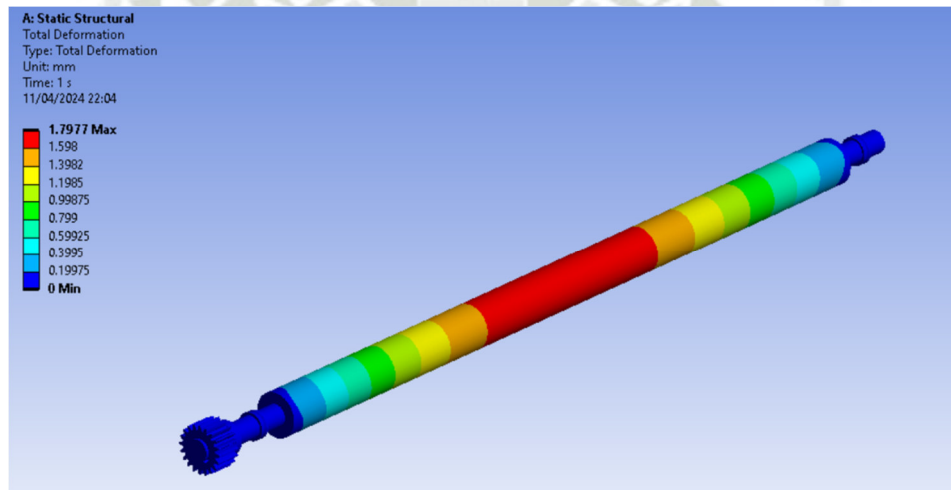
El eje curvador y el eje inferior tendrán un diámetro de 70 mm.

4.5.3 Deflexión del eje inferior

En la Figura 4.11 se muestra la deflexión del eje inferior.

Figura 4.20

Deflexión del eje inferior



La deflexión máxima del eje curvado es:

$$\delta = 1.79 \text{ mm}$$

4.6 Diseño de engranajes

4.6.1 Razón de contacto

Los engranajes mostrados en la Figura 4.12 tienen las siguientes características geométricas:

- Modulo: 3.5 mm
- Paso diametral: 7.257 dientes/pulg
- Numero de dientes del engrane motriz: 27
- Numero de diente del engrane conducido: 20

La razón de contacto se obtiene con las siguientes ecuaciones:

$$m_f = \frac{\sqrt{R_{op}^2 - R_{bp}^2} + \sqrt{R_{og}^2 - R_{bg}^2} - c \cdot \text{sen}(\varphi)}{p_c \cdot \text{cos}(\varphi)} \quad (4.14)$$

$$R_{op}, R_{og} = \frac{N_p, N_g + 2}{2 \cdot p_d} \quad (4.15)$$

$$R_{bp}, R_{bg} = \frac{N_p, N_g}{2 \cdot p_d} \cdot \text{cos}(\varphi) \quad (4.16)$$

$$c = \frac{N_p + N_g}{2 \cdot p_d} \quad (4.17)$$

$$p_c = \frac{\pi}{p_d} \quad (4.18)$$

Donde:

- m_f : Relación de contacto. [-]
- R_{op} : Radio exterior del piñón. [in]
- R_{bp} : Radio pase del piñón. [in]
- R_{og} : Radio exterior del engrane. [in]
- R_{bg} : Radio pase del engrane. [in]
- c : Distancia entre centros. [in]
- p_c : Paso circular. [in]
- p_d : Paso diametral. [dientes/in]
- N_p : Numero de dientes del piñón. [dientes]
- N_g : Numero de dientes del engrane. [dientes]

El radio exterior del piñón y del engrane es:

$$R_{op} = \frac{27 + 2}{2 \cdot 7.257} = 1.99 \text{ in}$$

$$R_{og} = \frac{20 + 2}{2 \cdot 7.257} = 1.52 \text{ in}$$

El radio de la base del piñón y del engrane es:

$$R_{bp} = \frac{27}{2 \cdot 7.257} \cdot \text{cos}(20) = 1.75 \text{ in}$$

$$R_{bg} = \frac{20}{2 \cdot 7.257} \cdot \text{cos}(20) = 1.30 \text{ in}$$

La distancia ente centros es:

$$c = \frac{27 + 20}{2 \cdot 7.257} = 3.24 \text{ in}$$

El paso circular es:

$$c = \frac{\pi}{7.257} = 0.415$$

Reemplazando los valores obtenidos en la Ecuación 4.15 obtenemos la razón de contacto:

$$m_f = \frac{\sqrt{1.99^2 - 1.86^2} + \sqrt{1.52^2 - 1.38^2} - 3.24 \cdot \text{sen}(20^\circ)}{0.415 \cdot \text{cos}(20^\circ)}$$

$$m_f = 1.63$$

Por lo tanto 2 dientes de los engranajes estarán en contacto un 63 % del tiempo, el cual es mayor a la razón de contacto recomendado por Mott (2006).

4.6.2 Cálculo del espesor del engranaje

Para el diseño del engranaje se utilizó la norma AGMA 2001-C95

Las condiciones a la que está sometida el engrane son:

- Potencia: 726 W = 097 Hp
- Velocidad: 3.8 RPM
- Relación de transmisión: 1.35
- Angulo de presión: 20
- Paso diametral: 7.257
- Nro. de dientes:
- Diámetro del engrane: 3.72 in

La velocidad tangencial del engranaje es:

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 3.72 \cdot 4.3}{12} = 4.2 \text{ ppm}$$

La fuerza tangencial es:

$$w_t = \frac{33000 \cdot Pot(Hp)}{v_t} = \frac{33000 \cdot \frac{0.97}{2}}{4.2} = 3810 \text{ lbs}$$

4.6.2.1 Diseño a flexión

El esfuerzo flexionante y el esfuerzo flexionante admisible ajustado se obtienen con las siguientes ecuaciones:

$$s_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J} \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v \quad (4.19)$$

$$s'_{at} = \frac{s_{at} \cdot Y_N}{SF \cdot K_R} \quad (4.20)$$

Donde:

- s_t : Esfuerzo flexionante sobre el engranaje. [lb/in²]
- W_t : Fuerza tangencial sobre el diente del engranaje. [lb]
- F : Ancho de cara sobre el engranaje. [in]
- J : Factor por geometría para esfuerzo flexionante. [-]
- K_o : Factor por sobrecarga. [-]
- K_s : Factor por tamaño. [-]
- K_m : Factor de alineamiento de engranado. [-]
- K_B : Factor por espesor de borde. [-]
- K_v : Factor de velocidad. [-]
- s'_{at} : Esfuerzo flexionante admisible ajustado. [lb/in²]
- s_{at} : Esfuerzo del material. [lb/in²]
- Y_N : Factor por ciclo de esfuerzos. [-]
- SF : Factor de seguridad⁸. [-]
- K_R : Factor de confiabilidad. [in]

El factor de sobrecarga se obtiene de la Tabla 4.3.

Tabla 4.3

Factores de sobrecarga sugeridos, K_o .

		Máquina impulsada		
Fuente de potencia	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Para una fuente de potencia uniforme y maquina impulsada uniforme ligero el factor de sobrecarga es:

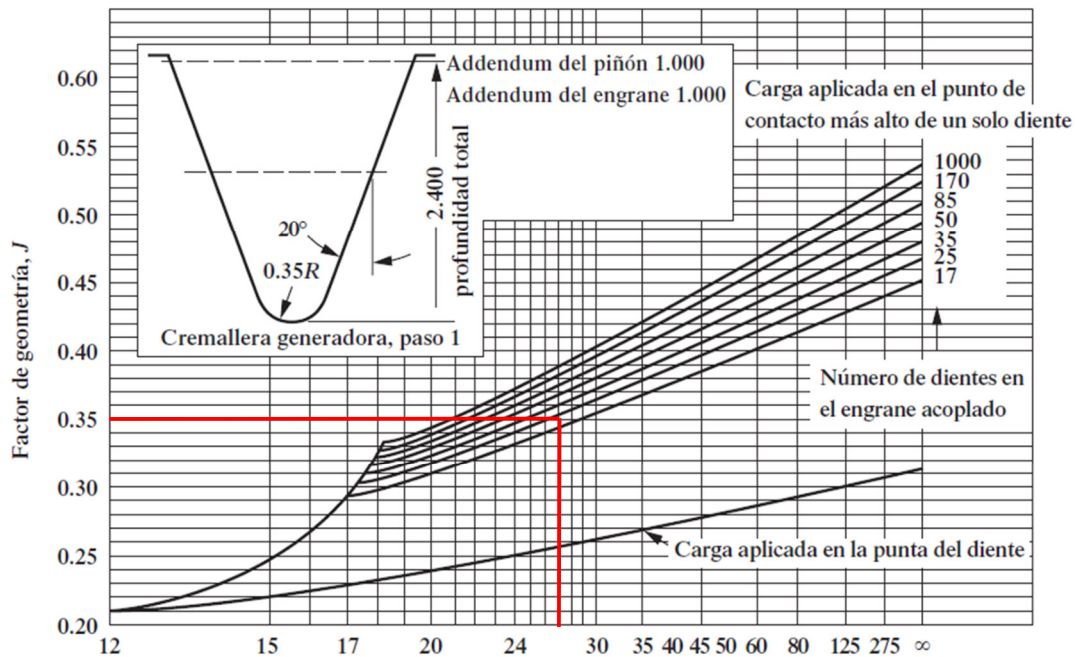
$$K_o = 1.00$$

⁸ El factor de seguridad debe variar entre 1.00 a 1.50 debido a que se consideran otros factores en el diseño. (Mott, 2006)

Utilizando la Figura 4.21 se obtiene el factor de geometría.

Figura 4.21

Factor J de geometría para engrane recto 20° con addendum normal.



Número de dientes para el cual se desea el factor de geometría:

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

El factor de geometría para las características del engranaje es:

$$J = 0.35$$

El factor de tamaño se obtiene de la Tabla 4.3.

Tabla 4.4

Factores de tamaño sugeridos, K_s .

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Para un módulo de 3.5 el factor de tamaño es:

$$K_s = 1.0$$

El factor de distribución se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (4.21)$$

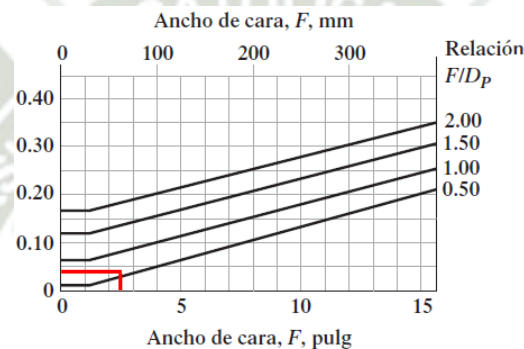
Donde:

- C_{pf} : Factor de proporción del piñón. [-]
- C_{ma} : Factor por alineamiento. [-]

Utilizando la Figura 4.22 se obtiene el factor de proporción del piñón.

Figura 4.22

Factor de proporción del piñón, C_{pf} .



Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Para un ancho de cara de 2.5 pulgadas el factor de piñón es:

$$C_{pf} = 0.04$$

El factor de alineamiento para engranajes comercial se calcula con la siguiente expresión:

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \cdot F - 1.093 \cdot 10^{-4} \cdot F^2$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \cdot 2.5 - 1.093 \cdot 10^{-4} \cdot 2.5^2$$

$$C_{ma} = 0.16$$

El factor de distribución es:

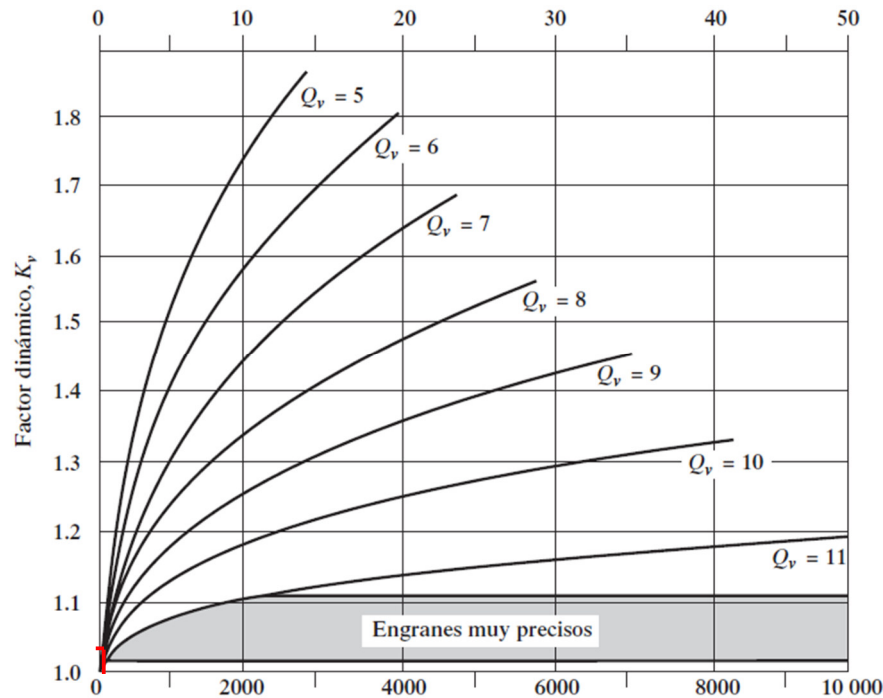
$$K_m = 1.0 + 0.04 + 0.16 = 1.2$$

Al tener un una distancia del radio de la base del piñón grande a comparación de la altura del diente del engranaje, el factor de orilla se toma como 1.

$$K_B = 1.0$$

Mott (2006), recomienda un engranaje de calidad $Q_v = 6-8$ para velocidades menores a 800 ppm. Con la Figura 4.23 se determina el factor dinámico.

Figura 4.23
Factor dinámico, K_v .



Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

El factor dinámico es:

$$K_v = 1.02$$

Utilizando la Ecuación 4.19 se calcula el esfuerzo flexionante generado sobre el engranaje:

$$s_t = \frac{3810 \cdot 7.257}{2.5 \cdot 0.35} \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.0 \cdot 1.02$$

$$s_t = 38677 \frac{lb}{in^2}$$

El número de ciclos de la carga se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_c = 60 \cdot L \cdot n \cdot q \tag{4.22}$$

Donde:

- N_c : Número de ciclos de carga esperado. [ciclos]

- L : Vida de diseño⁹. [h]
- n : velocidad de giro del engrane. [RPM]
- q : Número de aplicaciones de carga por revolución. [-]

El número de ciclos de la carga es:

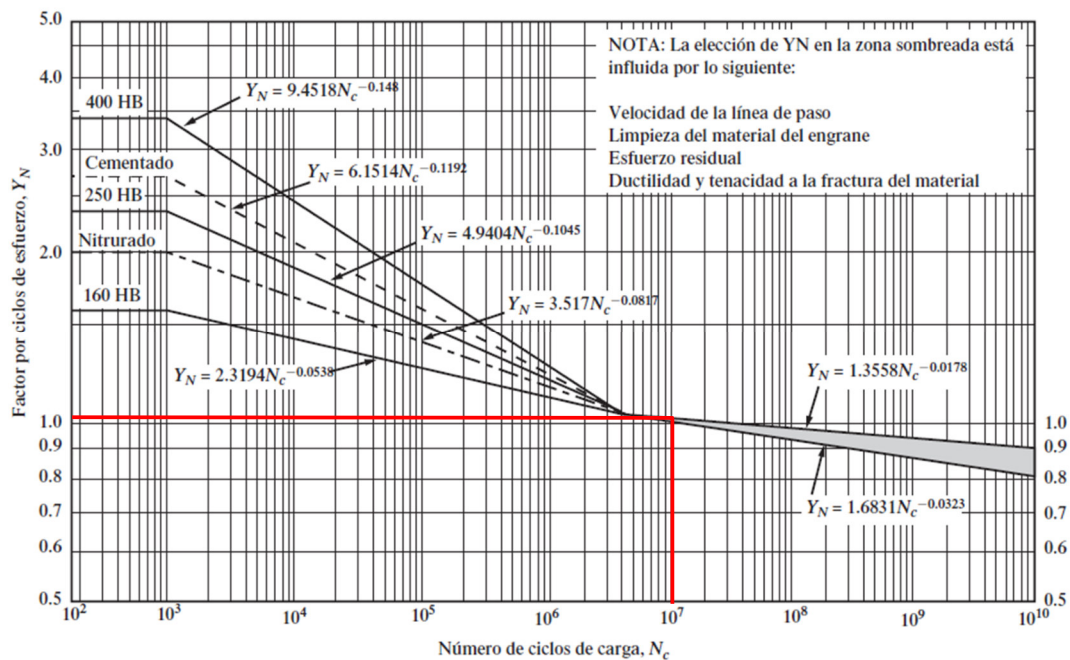
$$N_c = 60 \cdot 20000 \cdot 4.3 \cdot 2$$

$$N_c = 1.03 \cdot 10^7 \text{ ciclos}$$

El factor por ciclo de esfuerzos se obtiene con la Figura 4.24.

Figura 4.24

Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N .



Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

El factor por ciclo de esfuerzos es:

$$Y_N = 1.05$$

Según Mott (2006), el números de esfuerzo flexionante admisible, para engranes de acero de grado 1 con templado total AISI 4140 Y AISI 4340 se obtiene con la siguiente ecuación:

$$s_{at} = 82.3 \cdot HB + 12150$$

⁹ Mott (2006), recomienda una vida de diseño de 20 000 – 30 000 horas para aplicaciones de maquinaria industrial en general.

BÖHLER en su ficha técnica (ANEXO A), indica que este acero puede alcanzar durezas entre 52-56 HRC, para una dureza de promedio de 55 HRC el esfuerzo admisible es:

$$s_{at} = 82.3 \cdot 552 + 12150$$

$$s_{at} = 57580 \frac{lb}{in^2}$$

El factor de confiabilidad se obtiene con la siguiente tabla:

El factor de tamaño se obtiene de la Tabla 4.3.

Tabla 4.5

Factores de confiabilidad, K_R .

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

Considerando una falla en 100, el factor de confiabilidad es:

El número de esfuerzo flexionante admisible ajustado es:

$$s'_{at} = \frac{57580 \frac{lb}{in^2} \cdot 1.05}{1.2 \cdot 1.0}$$

$$s'_{at} = 50382 \frac{lb}{in^2}$$

Al tener $s'_{at} > s_t$, el engranaje no fallara por flexión.

4.6.2.2 Diseño del engranaje a picadura

El esfuerzo de contacto y el esfuerzo de contacto admisible ajustado se obtienen con las siguientes ecuaciones:

$$s_c = c_p \cdot \sqrt{\frac{w_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot I}} \quad (4.23)$$

$$s'_{ac} = s_{ac} \frac{Z_N \cdot c_H}{SF \cdot K_R} \quad (4.24)$$

Donde:

- s_c : Esfuerzo de contacto sobre el engranaje. [lb/in²]
- W_t : Fuerza tangencial sobre el diente del engranaje. [lb]
- c_p : Coeficiente elástico. [lb]
- F : Ancho de cara sobre el engranaje. [in]
- I : Factor por geometría. [-]
- K_o : Factor por sobrecarga. [-]
- K_s : Factor por tamaño. [-]
- K_m : Factor de alineamiento de engranado. [-]
- D_p : Diámetro de paso. [in]
- K_v : Factor de velocidad. [-]
- s'_{ac} : Esfuerzo de contacto admisible ajustado. [lb/in²]
- s_{ac} : Esfuerzo del contacto. [lb/in²]
- Z_N : Factor de resistencia a la picadura por ciclo de esfuerzo. [-]
- SF : Factor de seguridad. [-]
- c_H : Factor por relación de durezas, 1 para bajar relaciones de transmisión. [-]
- K_R : Factor de confiabilidad. [in]

Los coeficientes elásticos para distintos tipos de materia se muestran en la

Tabla 4.6
Coeficiente elástico, C_p .

Material del piñón	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane						
	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

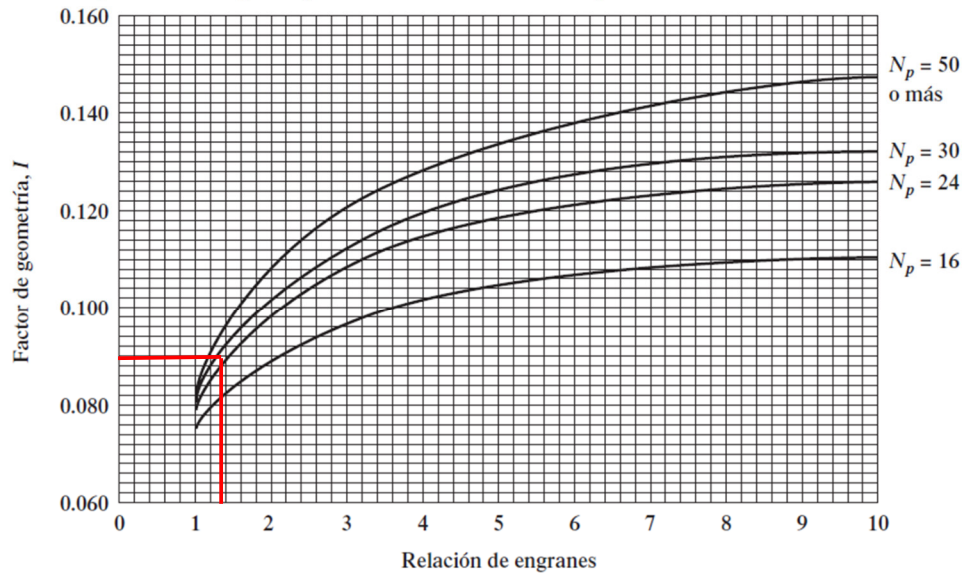
Para piñón y engrane de acero el coeficiente elástico:

$$c_p = 2300$$

El factor de geometría para esfuerzos de contacto se obtiene utilizando la

Figura 4.25

Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar.



a) Ángulo de presión 20°, profundidad completa (addendum normal = 1/P_d)

Nota: Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón, tomado de Diseño de elementos de Máquina, Mott (2006).

El factor de geometría para esfuerzo de contacto es:

$$I = 0.09$$

Utilizando la Ecuación 4.23, el esfuerzo de contacto sobre el engranaje:

$$s_c = 2300 \cdot \sqrt{\frac{3810 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot 1.02}{2.5 \cdot 3.72 \cdot 0.09}}$$

$$s_c = 171679 \frac{lb}{in^2}$$

Según Mott (2006), el número de esfuerzo flexionante admisible, para engranes de acero de grado 1 con templado total AISI 4140 Y AISI 4340 se obtiene con la siguiente ecuación:

$$s_{at} = 322 \cdot HB + 29100$$

Para una dureza de 55 HRC.

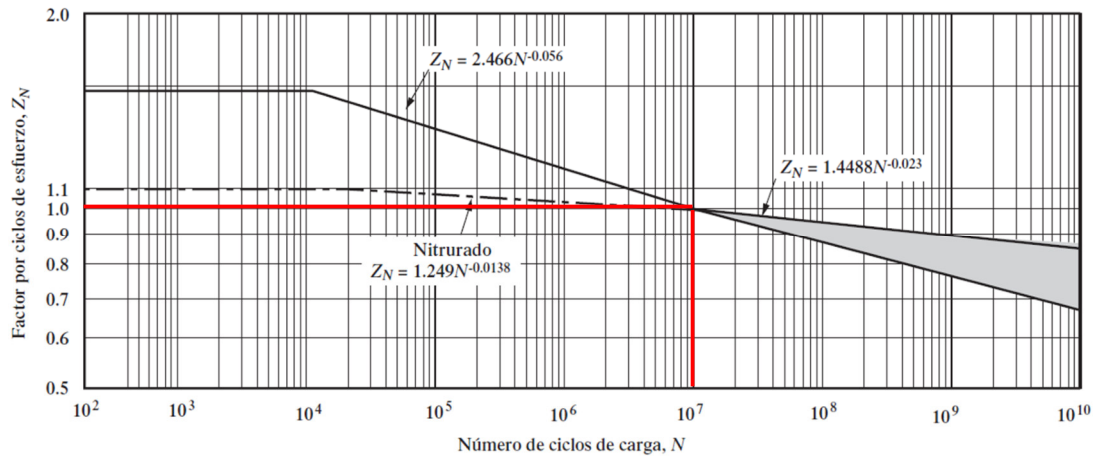
$$s_{at} = 322 \cdot 552 + 29100$$

$$s_{at} = 206844 \frac{lb}{in^2}$$

Utilizando la Figura 4.26 y los números de ciclos de carga obtenidos anteriormente se obtiene el factor de factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo.

Figura 4.26

Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N .



Nota: Tomado de Diseño de elementos de Maquina, Mott (2006).

El factor de factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo es:

$$Z_N = 1.00$$

Utilizando la Ecuación 4.24 obtenemos el esfuerzo de contacto admisible ajustado:

$$s'_{ac} = 206844 \cdot \frac{1.00 \cdot 1.0}{1.2 \cdot 1.0}$$

$$s'_{ac} = 172370 \frac{lb}{in^2}$$

Al tener $s'_{ac} > s_c$, el engranaje no fallara por picadura.

4.7 Diseño de chavetas

Para el cálculos de las chavetas se utiliza el libro de diseño de máquinas de Mott (2006), las fórmulas para el dimensionamiento de la chaveta son las siguientes:

$$L_{comp} = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot H \cdot s_y} \quad (4.25)$$

$$L_{cort} = \frac{2 \cdot T}{\tau_d \cdot D \cdot W} \quad (4.26)$$

$$\tau_d = 0.5 \cdot s_y / N \quad (4.27)$$

Donde:

- L_{comp} : Longitud mínima de la chaveta a compresión. [in]
- T : Torque transmitido. [lb·in]
- W : Ancho de la chaveta. [in]
- s_y : Esfuerzo de fluencia del material. [lb/in²]
- N : Factor de seguridad. [-]
- D : Diámetro del eje. [in]
- L_{cort} : Longitud mínima de la chaveta a corte. [in]
- τ_d : Esfuerzo de fluencia de diseño. [lb/in²]

Para un diámetro del eje de 35 mm, Mott (2006), recomienda un ancho de 10 mm y una altura de 8 mm para chavetas rectangulares:

La longitud mínima de la chaveta para que no falle a compresión para un material AISI 1045:

$$L_{comp} = \frac{4 \cdot 8956 \cdot 2}{(35/25.4) \cdot (8/25.4) \cdot 85572}$$

$$L_{comp} = 1.92 \text{ in}$$

La longitud mínima de la chaveta para que no falle a corte para un material AISI 1020 es:

$$L_{cort} = \frac{2 \cdot 8956}{(0.5 \cdot 85572/2) \cdot (35/25.4) \cdot (10/25.4)}$$

$$L_{cort} = 1.54 \text{ in}$$

4.8 Selección de rodamientos

Se trabajarán con 2 rodamientos por cada lado del soporte de rodillo como se muestra en la Figura 4.13, por lo tanto, cada rodamiento soporta la mitad de la carga.

$$V = \frac{12936 \text{ N}}{2} = 6468 \text{ N}$$

La carga dinámica básica de un rodamiento se calcula con las siguientes expresiones:

$$C = P_d \cdot \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad (4.28)$$

$$L_d = h \cdot N \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \quad (4.29)$$

Donde:

- C : Carga dinámica básica de un rodamiento de bolas. [N]

- P_d : Carga radial sobre el rodamiento. [N]
- L_d : Duración de diseño. [Rev]
- h : Horas de diseño. [hr]
- N : Revoluciones del eje. [RPM]
- D : Diámetro del eje. [in]
- k : 3.00 para los rodamientos de bolas. [-]

Para una vida de diseño de 20000 horas, la duración de diseño es:

$$L_d = 20000 \cdot 4.3 \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} = 5.16 \cdot 10^6 \text{rev}$$

La carga dinámica básica necesaria del rodamiento es:

$$C = 6486 \cdot \left(\frac{5.16 \cdot 10^6}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 11208 \text{ N}$$

Se selecciona un rodamiento de bolas se la marca SKF 6007.

4.9 Diseño del tornillo de potencia

4.9.1 Torque de accionamiento

El torque necesario para empujar el rodillo curvador contra la plancha metálica para un tornillo de rosca cuadrada se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_R = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - f \cdot l} \right) + \frac{F \cdot f_c \cdot d_c}{2} \quad (4.30)$$

Donde:

- T_R : Torque para empujar la carga. [N·m]
- F : Carga. [kN]
- d_m : Diámetro medio del tornillo. [mm]
- d_c : Diámetro medio del collarín. [mm]
- l : Avance del tornillo. [mm]
- f : Coeficiente de fricción entre la tuerca y el tornillo, 0.15-0.25 para acero sobre acero. [-]

Para un diámetro de exterior de 38 mm, un paso de 2 mm el torque necesario es:

$$T_R = \frac{11.7 \text{ kN} \cdot 37 \text{ mm}}{2} \cdot \left(\frac{2 \text{ mm} + \pi \cdot 0.15 \cdot 37 \text{ mm}}{\pi \cdot 37 \text{ mm} - 0.15 \cdot 2 \text{ mm}} \right) + \frac{11.7 \text{ kN} \cdot 0.15 \cdot 37 \text{ mm}}{2}$$

$$T_R = 68.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para un brazo de palanca de 0.3 m, la fuerza requerida para doblar la plancha metálica es:

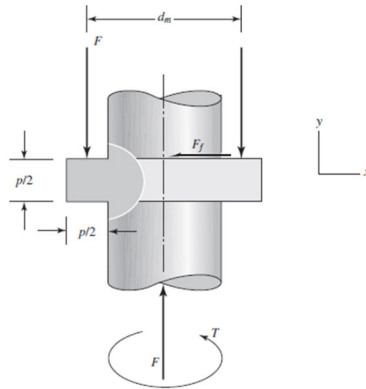
$$F_r = \frac{68.7 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.3 \text{ m}} = 229 \text{ N} = 23.34 \text{ kgf}$$

4.9.2 Esfuerzo sobre las roscas

En la Figura 4.27 se muestra la geometría de rosca cuadrada útil para calcular los esfuerzos flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca.

Figura 4.27

Esquema de análisis de fuerzas de contacto.



Nota. Tomado de *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*, de *Budynas and Keith* (2018).

El esfuerzo cortante debido al momento torsor en la raíz del tornillo es:

$$\tau_{yz} = \frac{16 \cdot T_R}{\pi \cdot d_r^3}$$

$$\tau_{yz} = \frac{16 \cdot 68.7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 36^3} = 7.49 \text{ Mpa}$$

El momento flector para la primera rosca debido a la fuerza de empuje¹⁰:

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot d_r \cdot n_t \cdot p}$$

$$\sigma_x = \frac{6 \cdot (0.38 \cdot 11.7 \cdot 10^3)}{\pi \cdot 36 \cdot 1 \cdot 4} = 58.97 \text{ Mpa}$$

¹⁰ Budynas and Keith (2018), indican que las carga sobre las roscas no se distribuye de manera homogénea, la primera rosca soporta el 38 % de la carga.

El esfuerzo axial sobre la raíz de la rosca es:

$$\sigma_y = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2}$$

$$\sigma_y = \frac{4 \cdot 11.7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 36^2} = -11.49 \text{ Mpa}$$

Aplicando el esfuerzo de von Misses:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(58.97 - (-11.49))^2 + (-11.49 - 0)^2 + (0 - -58.97)^2 + 6 \cdot (0 + 7.49^2 + 0)]^{1/2}$$

$$\sigma' = 66.89 \text{ Mpa}$$

Consideran un eje AISI 1020, el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{235 \text{ Mpa}}{66.89 \text{ Mpa}} = 3.51$$

4.10 Cálculo de espesor de las paredes

El esfuerzo aplastamiento de la placa se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{4.31}$$

$$A = e \cdot d \tag{4.32}$$

Donde:

- σ : Esfuerzo de aplastamiento. [N/mm²]
- F : Fuerza de aplastamiento. [N]
- A : Área de aplastamiento. [mm²]
- e : Espesor de la placa. [mm]
- d : Diámetro del pin. [mm]

El esfuerzo permisible para un acero A-36 con un factor de seguridad 2 es:

$$\sigma_{permisible} = 124.1 \frac{N}{mm^2}$$

Considerando que el tubo que contiene al par de rodamiento se aloja dentro de 2 placas, el espesor mínimo es:

$$124.1 \frac{N}{mm^2} = \frac{12936 N}{2 \cdot (e \cdot 70 mm)}$$

$$e = 0.74 mm$$

4.11 Selección de cadena

Para tener una maquina roladora más compacta se utilizó un sistema de transmisión flexible, de tal manera que el motorreductor quede ubicado debajo de los rodillos inferiores de la maquina roladora.

Utilizando la guía de diseñador de RENOLD ubicada en el ANEXO C seleccionó una cadena ANSI 100-1.

4.12 Diseño del sistema eléctrico

Para calcular la potencia trifásica se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = V \cdot I \cdot \cos(\theta) \cdot \sqrt{3} \quad (4.33)$$

Donde:

- P : Potencia trifásica. [kW]
- V : Voltaje. [V]
- I : Amperaje. [A]
- $\cos(\theta)$: Factor de potencia.

Para una potencia eléctrica de 0.75 kW del motorreductor, un voltaje de 380 V la corriente nominal es:

$$I_{nom} = \frac{Pot_{elect}}{V \cdot \cos(\theta) \cdot \sqrt{3}}$$

$$I_{nom} = \frac{750}{380 \cdot 0.85 \cdot \sqrt{3}}$$

$$I_{nom} = 1.34 Amp$$

4.12.1 Selección del relé térmico

Según el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD (2006), el disparo de los dispositivos protectores de sobrecarga debe ser seleccionados a ajustados de tal manera que no se activen

cuando la corriente supere el 125% la corriente nominal, por lo tanto, la corriente de disparo es:

$$I_{dis} = I_{nom} \cdot 1.25 = 1.67 \text{ Amp}$$

Tabla 4.7
Capacidades de diferentes relés térmicos.

CÓDIGO PRODIMIC	MODELO	NÚMERO	RANGO DE AJUSTE (A)	PARA CONTACTOR
CON06069	JR28-25	1307	1.6 ~ 2,5	CIX2-09 ~18
CON06070		1308	2.5 ~ 4	
CON06071		1310	4 ~ 6	
CON06072		1312	5.5 ~ 8	
CON06073		1314	7 ~ 10	
CON06074		1316	9 ~ 13	
CON06075		1321	12 ~ 18	
CON06076		1322	17 ~ 25	
CON06077		JR28-36	2353	
CON06078	2355		30 ~ 40	

Nota: Tomado de Línea de control, ANDELI (s.f.).

Del catálogo ANDELI se selecciona un relé térmico que trabaja en un rango de 1.6 a amperios modelo JR28-25-1307.

4.12.2 Selección de la llave termomagnética

En el circuito de fuerza se trabajará con una llave termomagnética para proteger a los conductores de fase. Según el CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD (2006), los conductores del circuito de fuerza no deben tener una sección menor a 2.5 mm².

Se selecciona un cable 3x14 AWG de la marca INDECO que tiene una capacidad de 14 Amperios.

Tabla 4.8
Capacidades de diferentes interruptores termomagnéticos Easy 9 3P.

Breakers	
Corriente (In)	Curva C
6 A	EZ9F56306
10 A	EZ9F56310
16 A	EZ9F56316
20 A	EZ9F56320
25 A	EZ9F56325
32 A	EZ9F56332
40 A	EZ9F56340
50 A	EZ9F56350
63 A	EZ9F56363

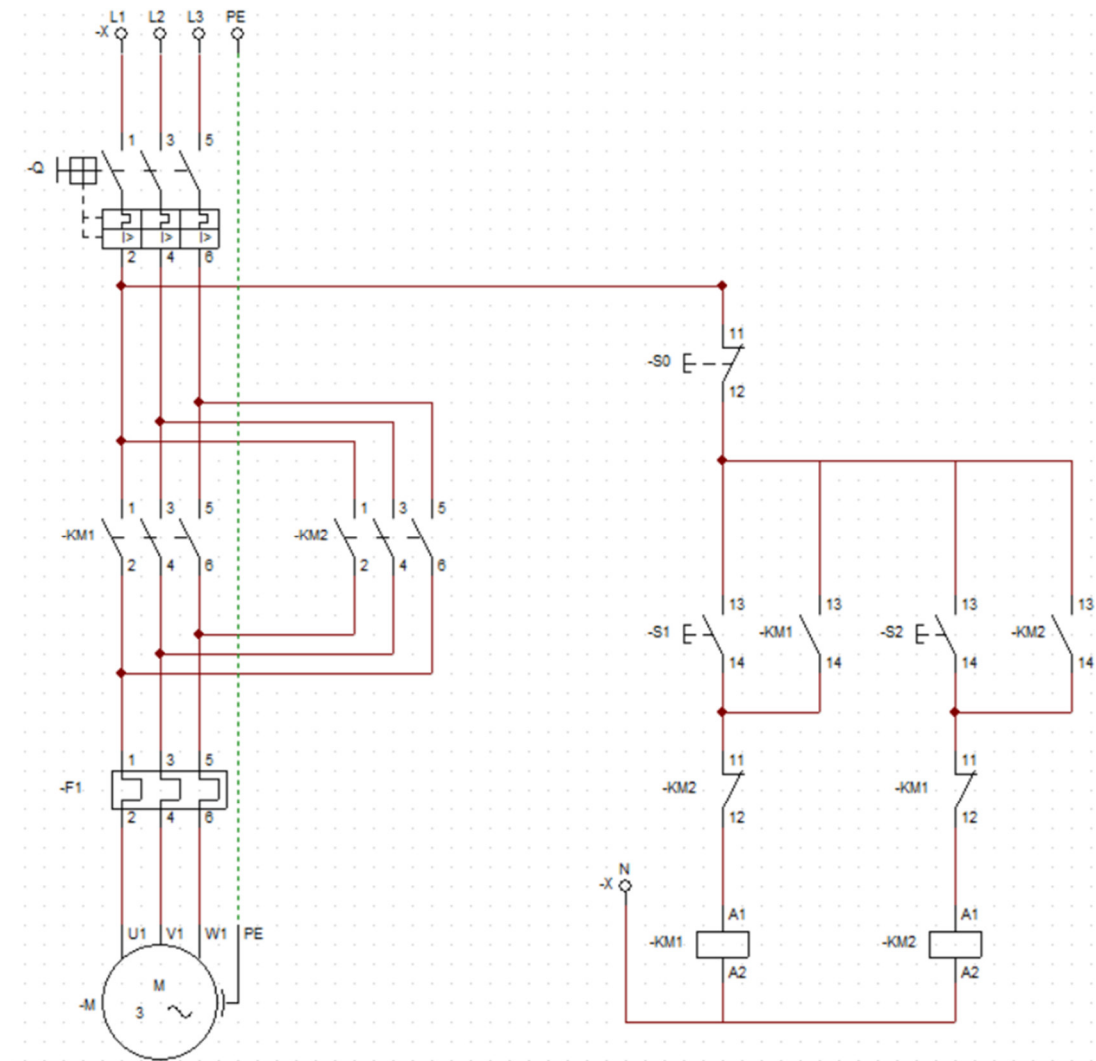
Nota: Tomado de Línea de control, Schneider Electric (s.f.).

Se selecciona un interruptor termomagnético trifásico modelo Easy 9 de 16 AMP de capacidad.

En la Figura 4.28 se muestra el diagrama del circuito de fuerza y de control de la maquina roladora.

Figura 4.28

Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control.

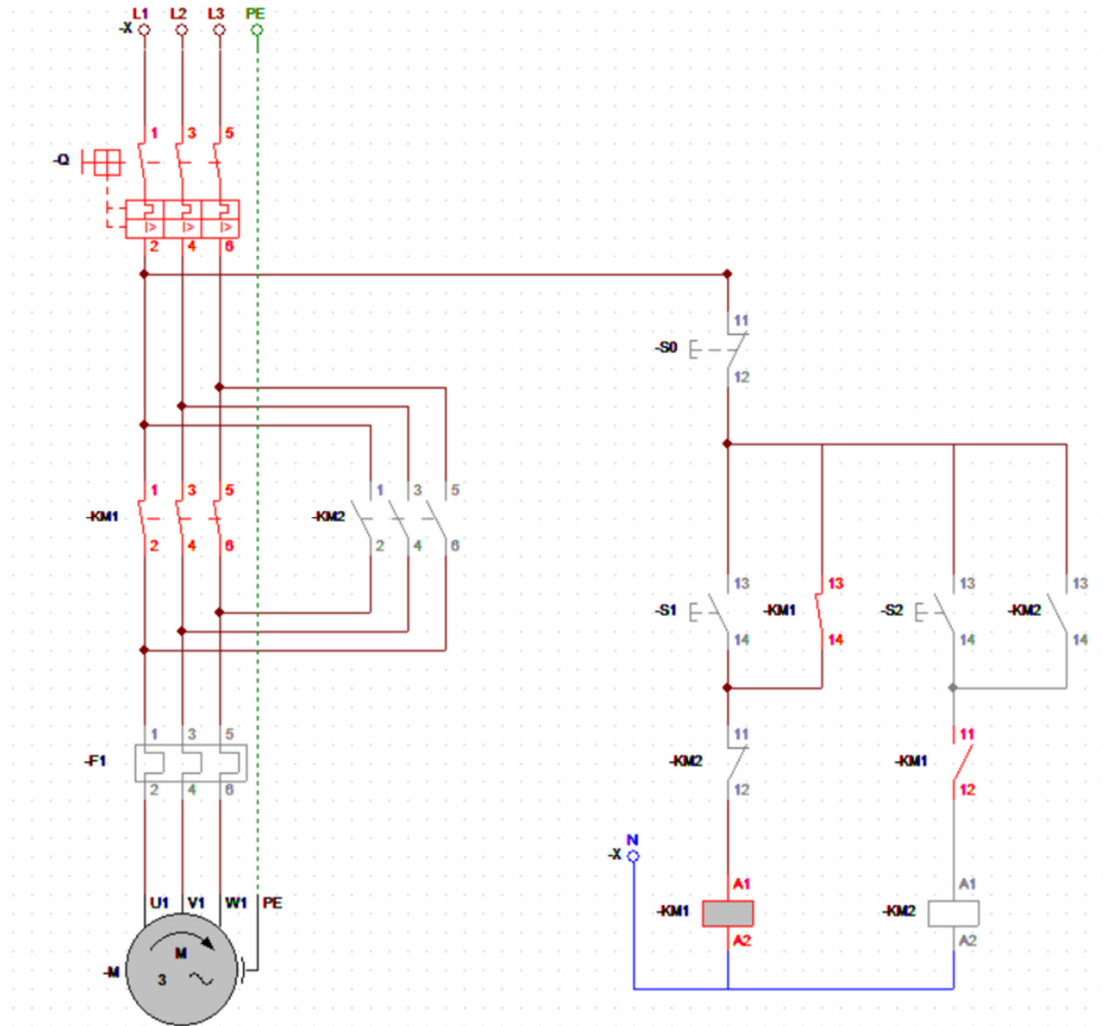


En la Figura 4.28 se puede apreciar que el circuito está equipado con dos contactores, denominados KM1 y KM2, que cumplen la función de controlar el giro del sistema en dirección horaria y antihoraria, respectivamente. Estos contactores son componentes clave en el mecanismo de control de la dirección del movimiento, permitiendo que el sistema pueda operar en ambas direcciones según sea necesario.

Una vez energizado el sistema se presiona el pulsador S1 para dar marcha al motor en sentido horario como se observa en la Figura 4.29.

Figura 4.29

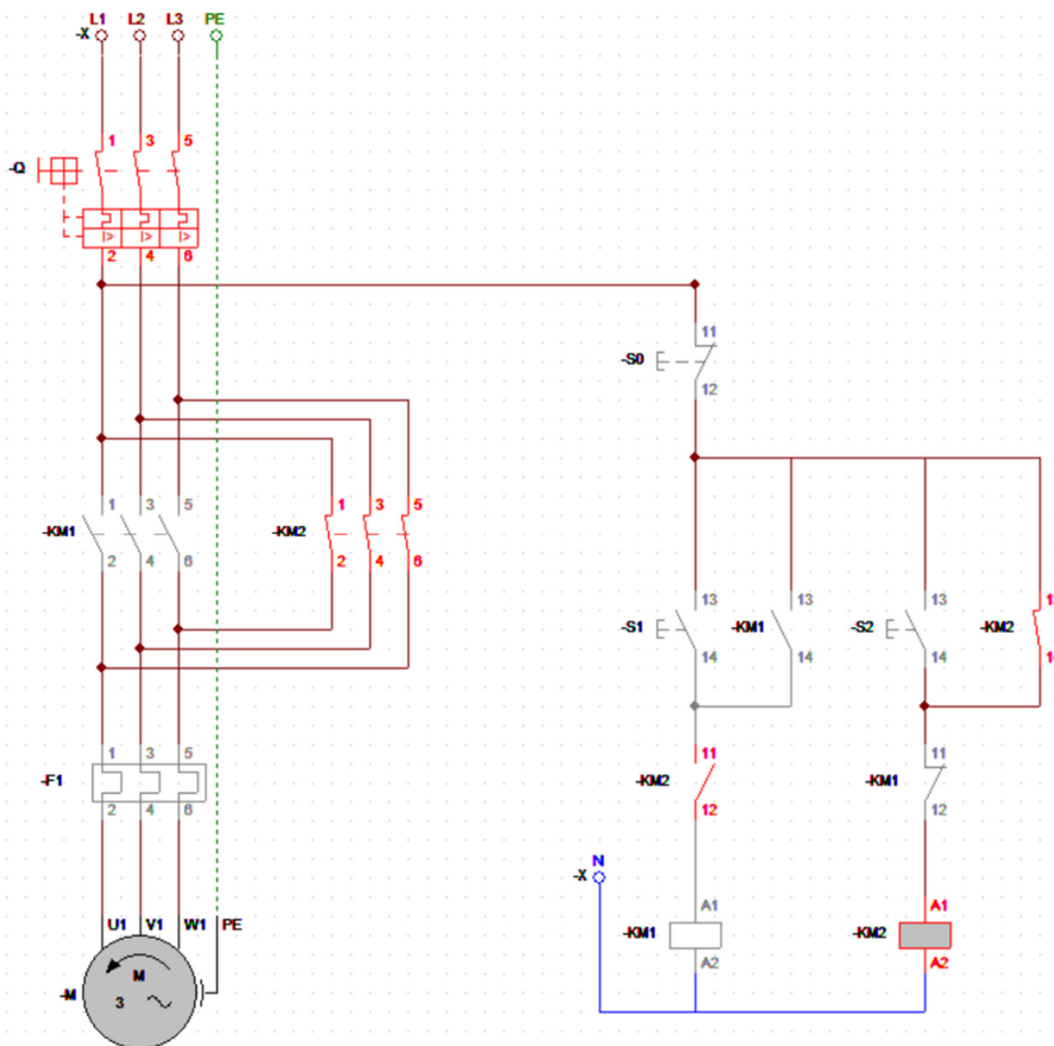
Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control giro horario.



Antes de cambiar la dirección de rotación del motor, es necesario detener el sistema por completo. Esto se logra presionando el pulsador S0, que está diseñado para detener el funcionamiento del motor. Una vez que el sistema se detiene, se puede proceder a invertir el giro del motor. Para hacer esto, se presiona el pulsador S2, que está configurado para cambiar la dirección de rotación del motor. Este proceso garantiza que el cambio de dirección se realice de manera segura y controlada, evitando cualquier posible daño al sistema.

Figura 4.30

Diagrama del circuito de fuerza de fuerza y control giro antihorario.

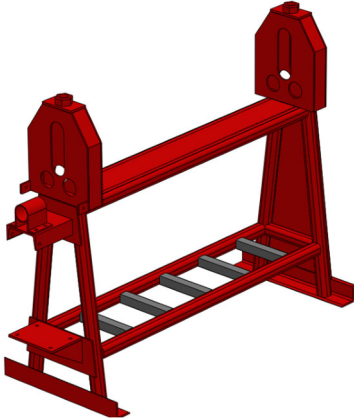
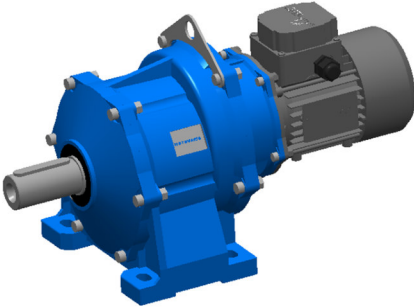



4.12.3 Diseño de ensamblaje y funcionamiento

Definiremos el diseño propuesto de los elementos que conforman el equipo didáctico para el proceso para el proceso de rolado, la selección de materiales a usar para estos, procesos de fabricación son:


Tabla 4.9

Componentes para la fabricación de la roladora.

Parte	Descripción	Material	Cantidad	Peso (Kg)
	Estructura principal de la plataforma ASTM A36	A36	1	144
	Motor trifásico de 0.75 kW		1	80
	Cadena ANSI 100-1		1	5.5

Parte	Descripción	Material	Cantidad	Masa (Kg)
	Rodillo Inferior	AISI 4340	2	79.8
	Rodillo Superior	AISI 4340	1	38.2
	SPROKET	A-36	1	2.3

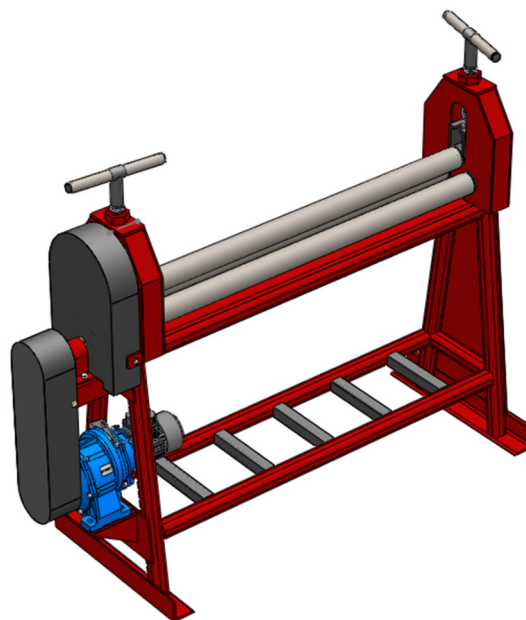
Parte	Descripción	Material	Cantidad	Masa (Kg)
	Engranaje Recto Inferior	AISI 4340	2	3
	Engranaje Motriz	AISI 4340	1	3.1
	Tornillo sin fin de Ajuste	AISI 1020	2	6.2

Parte	Descripción	Material	Cantidad	Masa (Kg)
	Guarda del sistema de engranajes	A36	1	2
Total			13	360.2

En la Figura 4.31, se establece el prototipo de diseño a fabricar conforme a los requerimientos brindados y los alcances de la presente tesis.

Figura 4.31

Prototipo de la maquinada roladora.



CAPÍTULO V

5. COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN

5.1 Análisis de costos del proyecto

Se definen los costos asociados al proyecto de la siguiente manera:

- **Costo:** Representa la cantidad monetaria que se destina y se recupera mediante beneficios, constituyendo el monto pagado o dado por algo.
- **Proyecto:** Se refiere a la búsqueda de una solución inteligente para abordar y resolver un problema específico.
- **Inversión:** Corresponde al gasto relacionado con procesos productivos, como la adquisición de activos.
- **Proyecto de Inversión:** La evaluación de este proyecto tiene como objetivo determinar su viabilidad económica y social, asegurando la resolución eficiente, segura y rentable de las necesidades operativas en un taller mecánico mediante la adquisición de maquinaria.

La valoración del proyecto busca responder a la pregunta fundamental sobre si realizar la inversión es conveniente o no. Esta conclusión solo será alcanzada con la disponibilidad de todos los elementos necesarios para tomar una decisión informada. En términos generales, la evaluación del proyecto se divide en tres estudios:

5.1.1 Viabilidad comercial

El análisis de la viabilidad comercial tiene como propósito determinar si el mercado responde favorablemente al bien o servicio generado por el proyecto y evaluar su aceptación en términos de consumo o uso.

5.1.2 Viabilidad técnica

La evaluación de la viabilidad técnica se centra en analizar las posibilidades relacionadas con aspectos materiales, físicos y químicos, así como en considerar las condiciones y alternativas disponibles para la producción del bien o servicio que se pretende desarrollar con el proyecto.

5.1.3 Viabilidad financiera

La evaluación de la viabilidad financiera de un proyecto es esencial para tomar la decisión final de aprobar o rechazar el mismo. Para llegar a una conclusión concreta, se deben realizar los cálculos financieros necesarios para analizar los distintos elementos que componen el proyecto. En el caso de la construcción de este proyecto en particular, se emplearán los siguientes elementos:

- Área de Ingeniería
- Planos de ingeniería
- Compra del equipo eléctrico
- Costos directos e indirectos
- Mantenimiento del equipo eléctrico
- Vida útil del equipo eléctrico

5.1.4 Análisis económico del equipo mecánico eléctrico y componentes requeridos.

El análisis económico de la máquina, en la selección del motor eléctrico, no solo determinó gran parte del diseño mecánico de la máquina, sino que también impactó en el precio de la de todos los componentes que intervienen en nuestra máquina didáctica. Cada aspecto de la selección y las horas de trabajo se consideraron cuidadosamente para definir el diseño.

- Planos de Ingeniería:

Los planos de ingeniería, desarrollados con software de diseño como SolidWorks, abarcan las especificaciones según la norma y contienen tanto los dibujos de la estructura como los del equipo mecánico. Se contempla un solo costo que incluye los planos de ingeniería y el

material, ya que en el modelo seleccionado de cada componente se encuentran incorporados sus dibujos, especificaciones y material.

- Costos Directos e Indirectos:

Los costos directos afectan directamente al equipo, mientras que los costos indirectos, aunque no inciden directamente, deben ser considerados. Estos costos ya están contemplados dentro de la ingeniería y los dibujos de ingeniería, por lo que no se incluirán en la evaluación. Sin embargo, los costos indirectos relacionados con el envío del material y el transporte para la obtención del material sí se consideran, ascendiendo a S/ 8,959.74

- Mantenimiento del Equipo:

Se prevé realizar mantenimientos regulares en los rodillos, la transmisión y el equipo eléctrico, con al menos dos mantenimientos cada seis meses. Los costos anuales por mantenimiento están estimados en 2,000 soles.

- Vida Útil del Equipo:

La máquina se proyecta con una vida útil de los próximos 5 años.

Es relevante destacar que los costos indicados en la tabla no incluyen el IGV. Por lo tanto, a cada valor se le sumará el IGV correspondiente, mostrando el subtotal de la suma de los precios de todos los elementos y el IGV respectivo. Así se presenta el total a pagar por todos los elementos, incluido el IGV.

Tabla 5.1

Componentes para la fabricación de la roladora.

Componente	Cantidad.	Precio (Soles)	Total (Soles)
Estructura principal de la plataforma ASTM A36	1	1,050.00	1,050.00
Motor trifásico de 0.75 kW	1	1750.00	1750.00
Cadena	1	150.00	150.00
Engranaje Recto Inferior	2	73.00	146.00

Engranaje Recto Superior	1	90.00	90.00
Tornillo sin fin de Ajuste	1	110.00	110.00
Rodillo Inferior	2	1200	2400
Rodillo Superior	1	1800	1800
Polea	1	50.00	50.00
Cubierta del sistema de engranajes	1	47.00	47.00
		Subtotal	7593.00
		IGV	1366.74
		Total	8959.74

5.2 Construcción de los sistemas

La construcción del sistema de lado fue realizada en colaboración por un taller mecánico de la ciudad de Arequipa, la cual fue escogida por la pasantía de prácticas profesionales como asistente en supervisión de fabricaciones. El proceso de fabricación fue permanentemente supervisado por el Departamento de Fabricaciones, así como del autor de este proyecto para que se cumplan con los parámetros diseñados y las exigencias de calidad que demanda esta empresa multinacional. La Figura 5.1, muestra la construcción de la maquina roladora.

Figura 5.1

Maquina roladora de planchas metálicas.



Considerando los planos de diseño mecánico, se procedió a fabricar el sistema de transmisión y las pruebas de funcionamiento como se observa en la Figura 5.2, teniendo la calidad y operación adecuada para el uso didáctico en el taller de la facultad de Ingeniería mecánica de la UCSM.

Figura 5.2

Ingreso de las planchas metálicas a la roladora.

**Figura 5.3**

Rolado de planchas metálicas.



Los costos de mano de obra y asesoría técnica se detallan en la Tabla 5.2, según el personal que intervino en la construcción del sistema, considerando un plazo de dos semanas para la realización del mismo.

Tabla 5.2

Costos de mano de obra.

Componente	Cantidad.	Precio semanal	Total
		(Soles)	(Soles)
Mecánicos	2	400.00	800.00
Ayudantes de Taller	1	300.00	300.00
		Total	1100.00

La Tabla 5.3, muestra los costos totales de construcción y desarrollo del presente proyecto.

Tabla 5.3

Costos totales.

Componente	Cantidad.	Total (Soles)
Costos de Componentes	1	8,959.74
Costos de mano de obra	1	1,100.00
Costos indirectos (manufactura)	1	1500.00
	Total	11599.74

CONCLUSIONES

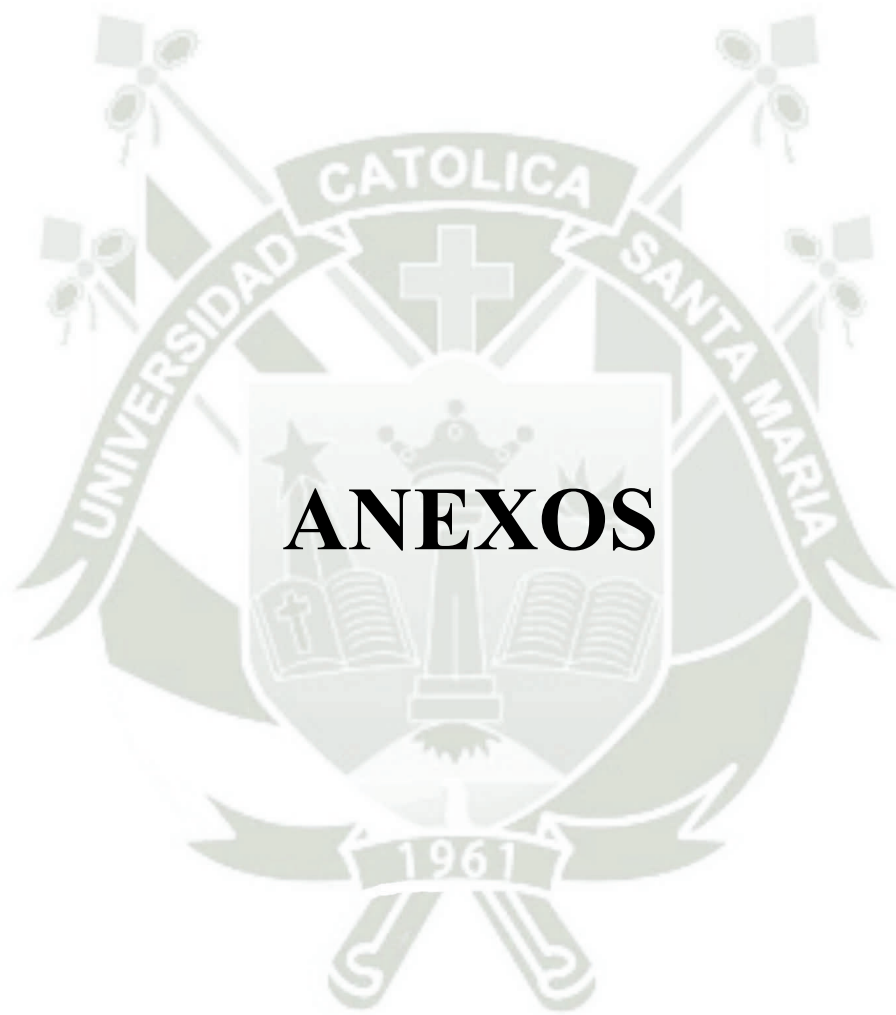
Después de realizar este trabajo se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se diseñó una máquina roladora de planchas metálicas roladora de 3 rodillos destinada al proceso de rolado de planchas metálicas con un grosor de 3 mm y un ancho de 1200 mm.
- Mediante el análisis de contacto de Hertz, se pudo establecer el diámetro mínimo necesario para el rodillo curvador al interactuar con una superficie cilíndrica frente a una superficie plana. Por otro lado, para calcular la fuerza de empuje ejercida por el rodillo curvador sobre la plancha metálica, se modeló su comportamiento como el de una viga simplemente apoyada.
- Una vez determinado las fuerzas que interactúan en el proceso de rolado se procedió a realizar el diseño y selección de los componentes mecánicos considerando un factor de seguridad mínimo de 2 y un tiempo de vida de 20000 horas.
- Se realizaron los planos de ensamble, planos de vistas y de componentes para la fabricación de la máquina roladora. Los materiales se seleccionaron para cumplir con los requisitos de resistencia, precisión y confiabilidad de la máquina. Los componentes de la máquina se construyeron mediante los diversos procesos de mecanizado de corte, torneado y fresado, y luego se dispusieron y unieron mediante métodos de unión apropiados.
- Se determinó los costos para la fabricación de la máquina roladora de 3 rodillos, alcanzado un costo total de 11599.74 soles, este costo total incluye los costos de fabricación, costo de los componentes del equipo y costos indirectos de manufactura, el costo total de fabricación es inferior al costo de las máquinas roladoras de características similares disponibles en el mercado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ahmed, K. (2018). Modelado y Computación del proceso de plegado de chapas de acero con tres rodillos. *Journal of Mechanical Science and Technology*.
- Arasaratnam, P. (2017). Modelos de tensión real- deformación real para elementos de acero estructural. *ISRN, Civil 12*.
- Benson, S. (2023, October 20). *Analyzing the k-factor in sheet metal bending*.
<https://www.thefabricator.com/thefabricator/article/bending/analyzing-the-k-factor-in-sheet-metal-bending>
- Bhatt, K. D., Mehta, P., Choithwani, P., & Mendapara, Y. (2020). Design and development of three roller sheet metal bending machine. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 7. <https://www.jetir.org/papers/JETIR2007170.pdf>
- Budynas, R. G., & Keith, J. K. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (10th ed.).
- Dieter, G. E. (1976). *Metalurgia Mecánica*. McGraw Hill.
- Diseño mecanico y publicacion. (2018). *Diseño mecánico y publicación*.
PublicacionesDidacticas.com.
- Harris, C. (2020, June 22). *Considerations when purchasing a bending rolls | Selmach<sup><sup>>TM. Selmach<sup><sup>>TM Machinery*.
<https://selmach.com/news/6-things-consider-purchasing-sheet-metal-bending-rolls/>
- Ikumapayi, O. M., Akinlabi, E. T., Onu, P., & Abolusoro, O. P. (2020). Rolling operation in metal forming: Process and principles – A brief study. *Materials Today: Proceedings*, 26, 1644–1649. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.343>
- Kogakusha, K. (2016). Predicción de margen de flexión y recuperación elástica en flexión por aire. *Sci*.

- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas* (4th ed.). Pearson Publications Company.
- Ochoa, A. (2017). *Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales*. Cartagena de Indias: Corporación Universitaria Tecnológica De Bolívar.
- Raffo, C. (2007). *Estatica y Resistencia de Materiales* (11th ed.). Librería y Editorial Alsina, Buenos Aires.
- Shinkin. (2017). *Cálculo de parámetros de flexión rodillos asimétricos de tres rodillos para la producción de tubos de acero*. Universidad Nacional de Investigación Tecnológica.
- Sobis, T. (1992). *Diario de Tecnología de Procesamiento de Materiales*.
- Wang, Y., Zhao, L., Cui, X., & Zhu, X. (2019). Research on numerical simulation and process parameters of three-roll bending based on thickness characteristics of extra-thick plate. *Advances in Mechanical Engineering/Advances in Mechanical Engineering*, 11(4), 168781401984786.
<https://doi.org/10.1177/1687814019847861>
- Yang, S. (2018). Simulación de proceso de plegado de tres rodillos tipo piramidal. *Revista Internacional De Ciencias Mecánicas*.
- Zerong, D. (2020). Una revisión de las tecnologías de conformado de laminados de fibra metálica. *Revista Internacional De Materiales Ligeros Y Fabricación*, 33.



ANEXOS

Anexo A: PROPIEDADES DEL ACERO AISI 4340

VCN



AISI : ~ 4340 H
DIN : 34 Cr Ni Mo 6
W N°: 1.6582

Tipo de aleación promedio : C 0,34 Cr 1,5 Ni 1,5 Mo 0,2 Si 0,30 Mn 0,50%
Color de identificación : Verde
Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
Largo estándar : 3,5 - 6 metros.

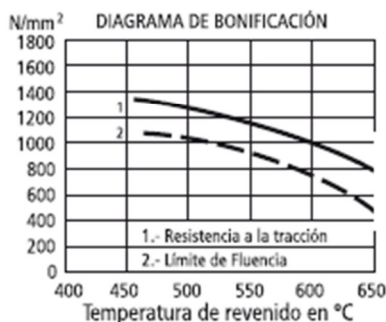
Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación,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

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

26

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

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



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

02

Anexo B: PROPIEDADES DEL ACERO AISI 1045

H



AISI : 1045 W N°: 1.1191
DIN : CK 45

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD

Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

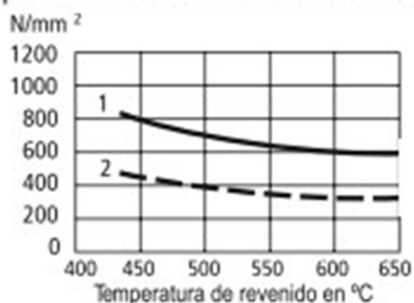
INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar:	1100	-	850 °C
Normalizar:	840	-	870 °C
Recocer:	650	-	700 °C
Enfriamiento lento en el horno			
Temple: al agua (*)	820	-	850 °C
Dimensiones menores: al aceite	830	-	860 °C
Revenido: Según el uso	100	-	300 °C
Nitrurado: en baño de sal			580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia.

Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un precalentamiento entre 200-300°C. Electrodo BÖHLER UTP 76/ UTP 6020

28



1.- Resistencia a la tracción
2.- Límite de Fluencia

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

(*) Soldadura y Tratamiento Térmico: Consultar con Departamento Técnico.

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
www.bohlerperu.com

voestalpine
ONE STEP AHEAD.

Anexo C: SELECCIÓN DE CADENA DE TRANSMISION RENOLD

2 Establish Selection Factors

The following factors will be used later on to determine the selection power.

Application Factor f_1

Factor f_1 takes account of any dynamic overloads depending on the chain operating conditions. The value of factor f_1 can be chosen directly or by analogy using chart 2.

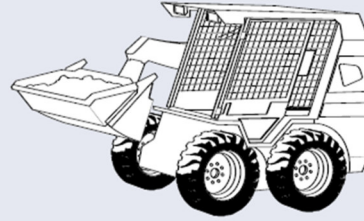


Chart 2

DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS		CHARACTERISTICS OF DRIVER		
		SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling	SLIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cyls or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts	MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cyls, with mechanical coupling
SMOOTH RUNNING	Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Calanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans	1	1.1	1.3
MODERATE SHOCKS	Pumps and Compressors (3+ cyls), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers	1.4	1.5	1.7
HEAVY SHOCKS	Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs	1.8	1.9	2.1

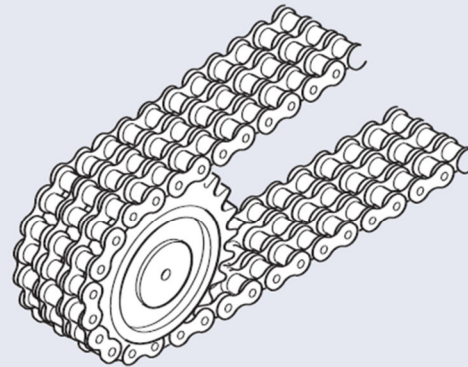
Tooth Factor f_2

The use of a tooth factor further modifies the final power selection. The choice of a smaller diameter sprocket will reduce the maximum power capable of being transmitted since the load in the chain will be higher.

Tooth factor f_2 is calculated using the formula $f_2 = \frac{19}{Z_1}$

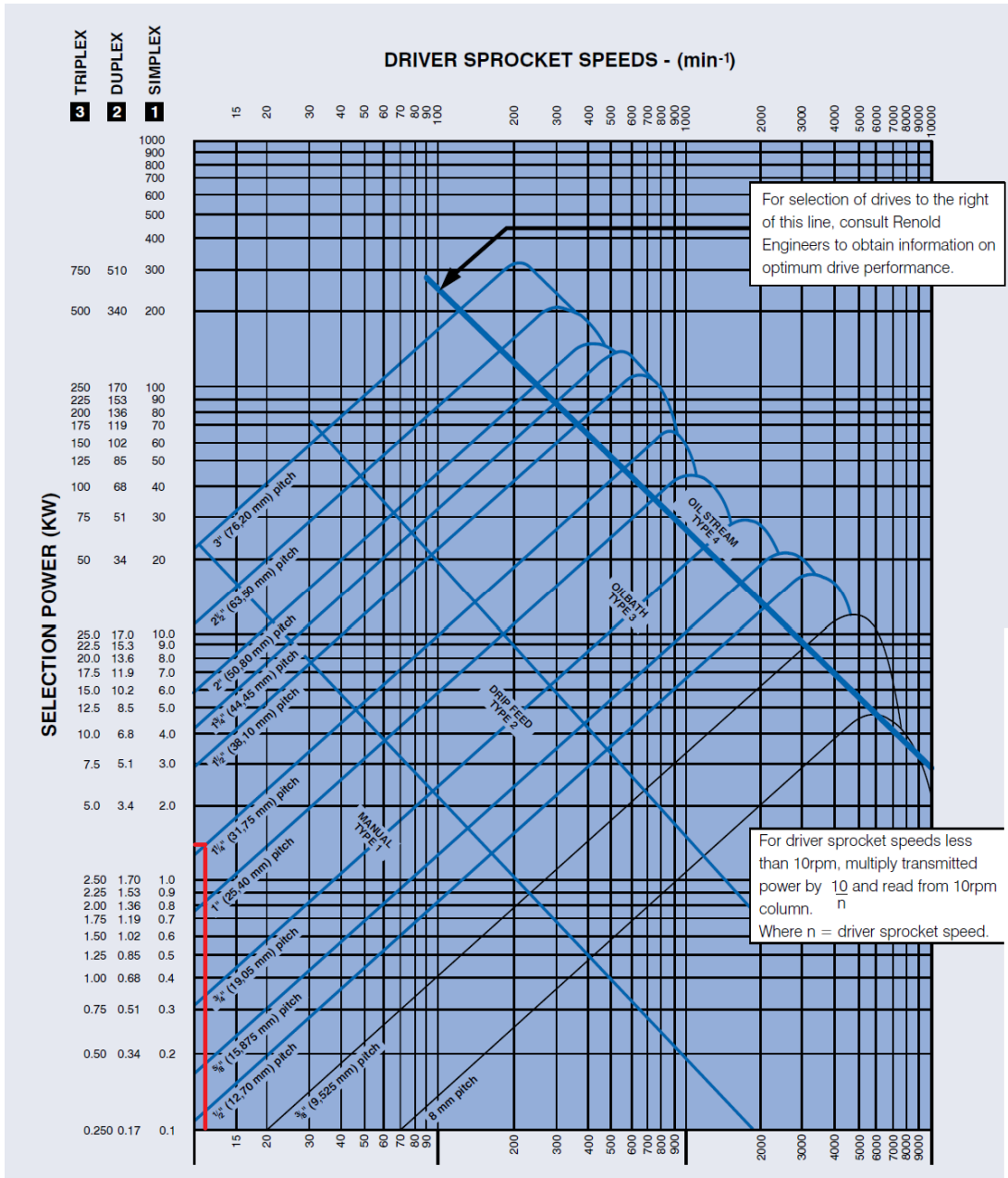
Note that this formula arises due to the fact that selection rating curves shown in the rating charts (see pages 107 and 108) are those for a 19 tooth sprocket.

f2 factors for standard sprocket sizes	
Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76



$$P_{RENOLD} = P \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$P_{RENOLD} = 0.75 \cdot 1.1 \cdot \frac{19}{11} = 1.425 \text{ kW}$$



El largo de la cadena para una distancia de 430 mm es:

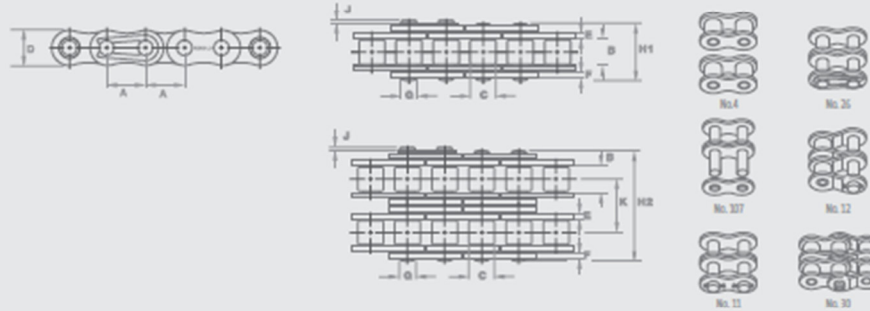
$$L = \frac{11 + 11}{2} + \frac{2 \cdot 430}{31.75} = 38 \text{ eslabones}$$

Distancia entre centros corregida:

$$C = \frac{31.75}{8} \left[((2 \cdot 38) - 11 - 11) + \sqrt{((2 \cdot 38) - 11 - 11)} \right]$$

$$C = 428.625 \text{ mm}$$

Renold Syno® Maintenance Free Chain



Chain Ref.		Technical Details (mm)											Connecting Links			
Renold Chain No.	ANSI Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO/ASME Tensile Strength (NEWTONS)	Weight (kg/m)		
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NCM	MIN			
ANSI Standard - Simplex																
		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K				
40A1SN	40-1	0.500	12.700	7.85	7.92	11.70	1.76	1.55	3.97	16.9	2.0	-	13900	0.67	4	107 11 26 20
50A1SN	50-1	0.625	15.875	9.40	10.16	14.60	2.42	2.04	5.08	21.1	2.5	-	21800	1.12	4	107 11 26 20
60A1SN	60-1	0.750	19.050	12.57	11.91	17.50	3.23	2.45	5.95	27.0	2.5	-	31300	1.73	4	107 11 26 20
80A1SN	80-1	1.000	25.400	15.75	15.88	23.00	4.06	3.06	7.92	33.7	3.1	-	55600	2.90	4	107 11 26 12 20
100A1SN	100-1	1.250	31.750	18.90	19.05	25.30	4.46	4.16	9.53	40.6	3.5	-	87000	3.61	4	107 11 12 20
ANSI Standard - Duplex																
		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K				
40A2SN	40-2	0.500	12.700	7.85	7.92	11.70	1.76	1.55	3.97	31.3	2.0	14.38	27900	1.30	4	107 11 26 20
50A2SN	50-2	0.625	15.875	9.40	10.16	14.60	2.42	2.04	5.08	39.2	2.5	18.11	43600	2.11	4	107 11 26 20
60A2SN	60-2	0.750	19.050	12.57	11.91	17.50	3.23	2.45	5.95	49.8	2.5	22.78	62600	3.46	4	107 11 26 20
80A2SN	80-2	1.000	25.400	15.75	15.88	23.00	4.06	3.06	7.92	63.0	3.1	29.29	112200	5.60	4	107 11 26 12 20
100A2SN	100-2	1.250	31.750	18.90	19.05	25.30	4.46	4.16	9.53	76.4	3.5	35.76	174000	6.95	4	107 11 12 20

Standard attachments for Syno Nickel Plated chain are not dimensionally identical to those for standard transmission chains. Transverse pitch and width across attachment is different.

For further information:

t: +44 (0) 161 498 4600
f: +44 (0) 161 498 4565
e: enquiry@renold.com
w: www.renold.com

Also available
from Renold



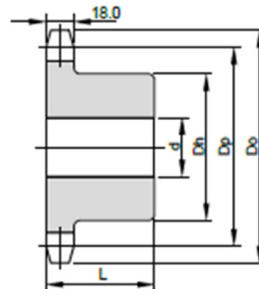
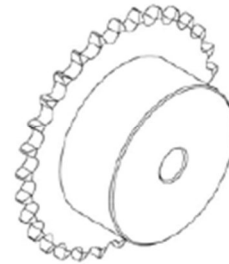
Anexo D: PIÑONES ESTANDAR ANSI 100-1 VERCELLI



PIÑONES ESTÁNDAR ANSI 100-1 (SIMPLE)

PIÑONES

Pieza Vercelli Nº	Nº Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min d min	Max d max	Dh	L	q
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg
100B08*	8	82.97	98.21	19	40	65	50	-
100B09*	9	92.83	108.07	19	42	72	50	-
100B10*	10	102.74	116.00	19	47	83	50	1.90
100B11*	11	112.70	127.00	19	57	91	50	2.30
100B12*	12	122.67	138.00	19	58	102	50	2.90
100B13	13	132.67	148.00	19	60	98	50	3.10
100B14	14	142.68	158.00	19	69	108	50	3.60
100B15	15	152.71	168.00	19	70	118	50	4.20
100B16	16	162.74	179.00	19	76	120	50	4.60
100B17	17	172.79	189.00	20	76	120	50	5.30
100B18	18	182.84	199.00	20	76	120	50	5.70
100B19	19	192.90	209.00	20	76	120	50	6.10
100B20	20	202.96	220.00	20	85	140	56	6.50
100B21	21	213.03	230.00	20	85	140	56	7.00
100B22	22	223.10	240.00	20	85	140	56	7.90
100B23	23	223.17	250.00	20	85	140	56	8.30
100B24	24	243.25	260.00	20	85	140	56	8.80
100B25	25	253.32	270.00	20	85	140	56	9.30
100B26	26	263.40	281.00	20	90	150	56	9.70
100B27	27	273.49	291.00	20	90	150	56	10.30
100B28	28	283.57	301.00	20	90	150	56	10.90
100B29	29	293.66	311.00	20	90	150	56	11.60
100B30	30	303.75	321.00	25	90	150	56	12.10
100B31	31	313.83	331.00	25	90	150	56	12.90
100B32	32	323.92	341.00	25	90	150	56	13.40
100B33	33	334.01	352.00	25	90	150	56	14.50
100B34	34	344.11	362.00	25	90	150	63	16.40
100B35	35	354.20	372.00	25	90	150	63	17.00
100B36	36	364.29	382.00	25	90	150	63	17.80
100B37	37	374.38	392.00	25	90	150	63	18.50
100B38	38	384.48	402.00	25	90	150	63	19.00
100B39	39	394.57	412.00	25	90	150	63	19.50
100B40	40	404.67	422.00	25	90	150	63	20.50
100B41	41	414.77	433.00	25	90	150	70	21.50
100B42	42	424.86	443.00	25	90	150	70	22.50
100B43	43	434.96	453.00	25	90	150	70	23.50
100B44	44	445.06	463.00	25	90	150	70	24.00
100B45	45	455.16	473.00	25	90	150	70	25.00
100B46	46	465.25	480.40	25	90	150	70	-
100B47	47	475.35	490.50	25	90	150	70	-



El piñón marcado con un asterisco (*) tiene una ranura en la circunferencia externa de la bocamaza.

FICHA TECNICA ACERO SAE 1020



Aceros para Maquinarias	Normas		
	AISI/SAE	W. Nr.	DIN
Barras	1020	≈ 1.0044	Ck20

Aplicaciones

Ejes, eslabones, cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, grapas, herramientas para la agricultura. Acero se puede cementar.



Composición Química (Análisis Típico, %)

C	Si	P	S
0,18 - 0,23	≤ 0,4	≤ 0,04	≤ 0,05



Propiedades del Acero



Acero de bajo contenido de carbono utilizado en la fabricación de maquinaria y construcción mecánica de estructuras. Fácil mecanizado y buena soldabilidad. Apto para tratamiento térmico de cementación.

Propiedades mecánicas.

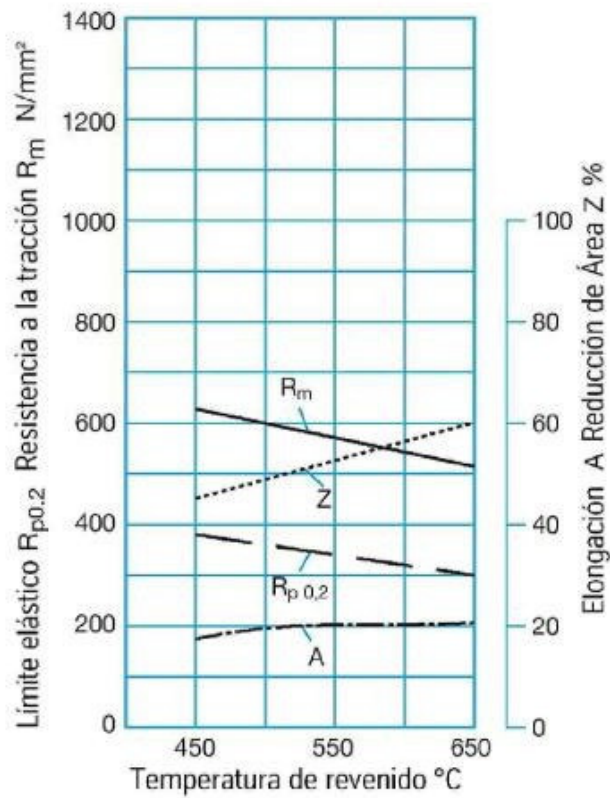
Material Recocido a 870° C

Resistencia a la tracción (Mpa)	394.7
Límite elástico (Mpa)	294.8
Elongación (%)	36.5
Reducción de área (%)	66.0
Dureza (HB)	111
Tenacidad (J)	123.4

Propiedades físicas.

Temperatura ambiente

Gravedad específica	7,83
Módulo de elasticidad Gpa	190 -200
Coefficiente de Poisson's	0,27 – 0,30
Expansión térmica ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$) 20 – 700°C	14.8



Los datos técnicos y/o aplicaciones expresados en este catalogo son solo referencias promedios y típicas para aleaciones estándar, además no son una obligación ni constituyen una exigencia contractual y nuestros clientes, al momento de adquirir nuestros aceros.

Anexo F: MOTORREDUCTOR COAXIAL MOTOVARIO

Serie H / Standard / IEC

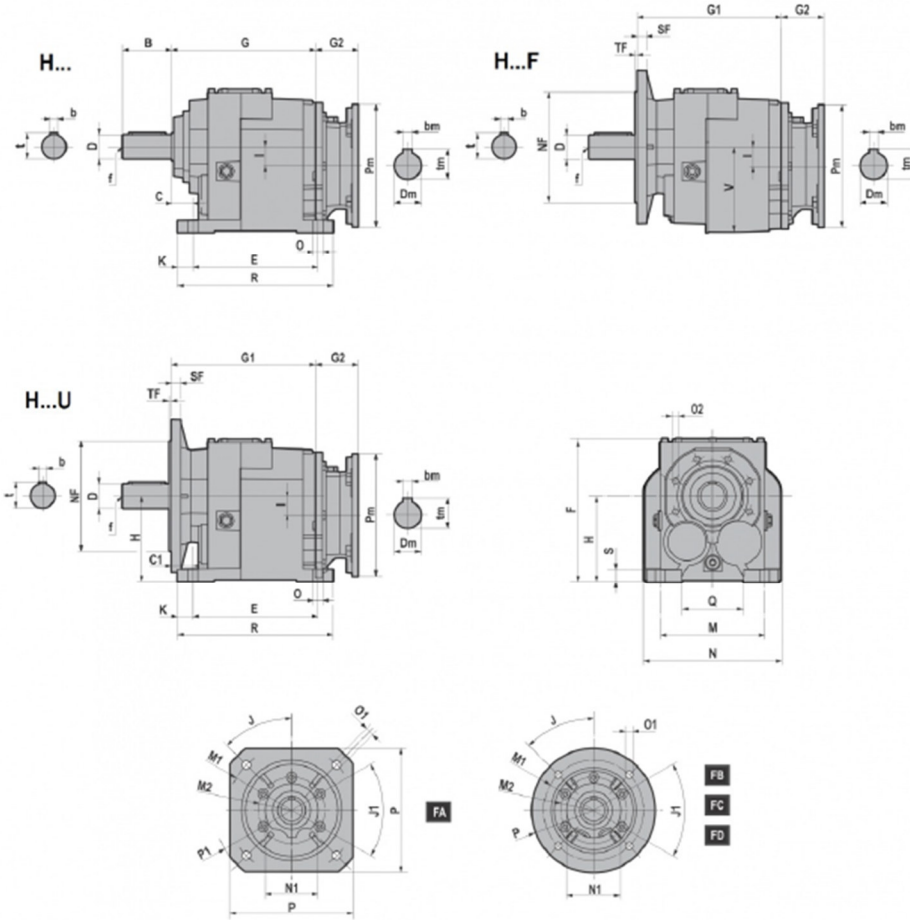
5.1 H/HA MOTORREDUCTORES

CATÁLOGO TÉCNICO

0,75 kW

n2 [rpm]	M2 [Nm]	fs	I	Reductor	Tamaño Motor	Polos	Fr2 [N]
13,5	503	1,8	68,00	H063	90S	6	12000
13,0	499	1,3	215,21	H063	71C/80A	2	12000
12,9	524	1,0	108,95	H053	80B	4	8000
12,9	528	3,6	71,48	H083	80C/90S	6	18000
12,6	538	1,0	72,75	H053	80C/90S	6	8000
12,6	515	2,6	222,78	H083	80A	2	18000
12,5	537	0,9	111,61	HA63	80B	4	8000
12,4	542	3,3	112,78	H083	80B	4	18000
12,3	553	0,9	74,88	HA63	80C/90S	6	8000
11,9	545	1,2	234,67	H063	71C/80A	2	12000
11,9	567	1,5	118,00	H063	80B	4	12000
11,7	583	3,2	78,87	H083	80C/90S	6	18000
11,3	598	3,0	124,44	H083	80B	4	18000
10,8	632	3,0	85,56	H083	80C/90S	6	18000
10,7	634	1,4	85,82	H063	80C/90S	6	12000
10,3	651	1,3	135,40	H063	80B	4	12000
9,8	684	2,6	142,15	H083	80B	4	18000
9,7	700	1,3	94,76	H063	80C/90S	6	12000
9,4	719	1,2	149,51	H063	80B	4	12000
9,4	725	2,6	98,09	H083	80C/90S	6	18000
9,0	744	2,4	154,76	H083	80B	4	18000
8,6	781	2,3	162,35	H083	80B	4	18000
8,2	821	1,0	170,67	H063	80B	4	12000
8,2	834	2,3	112,78	H083	80C/90S	6	18000
7,8	872	1,0	118,00	H063	80C/90S	6	12000
7,8	861	2,1	179,13	H083	80B	4	18000
7,5	895	0,9	186,18	H063	80B	4	12000
7,4	920	2,1	124,44	H083	80C/90S	6	18000
7,2	938	1,9	195,07	H083	80B	4	18000
6,9	980	0,9	135,40	H063	90S	6	12000
6,5	1051	1,8	142,15	H083	80C/90S	6	18000
6,4	1060	3,5	143,42	H103	90S	6	22000
6,3	1071	1,7	222,78	H083	80B	4	18000
5,9	1144	1,7	154,76	H083	80C/90S	6	18000
5,7	1200	1,6	162,35	H083	80C/90S	6	18000
5,7	1189	3,1	160,82	H103	90S	6	22000
5,1	1324	1,4	179,13	H083	80C/90S	6	18000
5,1	1338	2,7	181,07	H103	90S	6	22000
4,7	1442	1,3	195,07	H083	80C/90S	6	18000
4,7	1435	2,6	194,21	H103	90S	6	22000
4,3	1593	2,3	215,45	H103	90S	6	22000
4,1	1647	1,1	222,78	H083	80C/90S	6	18000

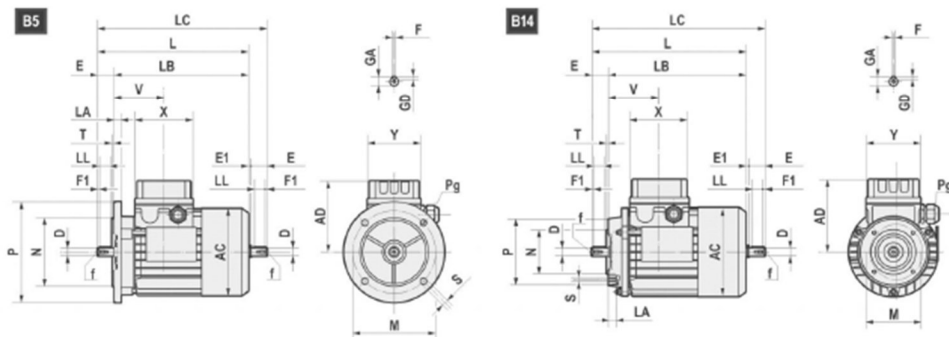
3.1.14 H..2/3



H.../F/U	D	B	b	t	f	C	Cl	E	F	G	G1	H	I	K	M	N	O	O2	Q	R	S	-V
H032/H033	25 j6	50	8	28	M10	25	34	130	169	141	150	90	9,2	15	110	140	11	M8x17 (n.5)	60	160	15	92
H042/H043	30 j6	60	8	33	M10	30	30	165	189	152	152	115	18	15	135	170	14	M8x17 (n.5)	85	195	15	115
H052/H053	35 k6	70	10	38	M12	30	30	165	192	187	187	115	25,5	18	135	185	14	M8x17 (n.5)	80	201	18	116
H062/H063	40 k6	80	12	43	M16	35	35	205	234	236	236	140	31	25	170	220	16	M10x20 (n.6)	100	255	20	140
	35 k6	70	10	38	M12																	
H082/H083	50 k6	100	14	53,5	M16	40	40	260	292	272,5	272,5	180	31	27,5	215	280	18	M12x25 (n.7)	140	315	25	180
	40 k6	80	12	43	M16																	
H102/H103	60 m6	120	18	64	M20	40	40	310	364	316	316	225	35,5	27,5	250	330	22	M14x28 (n.7)	159	365	30	227
H122/H123	70 m6	140	20	74,5	M20	45	45	370	399	376,5	376,5	250	47,5	35	290	406	26	M14x30 (n.7)	185,5	440	35	253
H142/H143	90 m6	170	25	95	M20	50	50	410	490	430	430	315	45	40	340	450	26	M16x32 (n.7)	230	490	35	320

3.2 MOTORES ELÉCTRICOS

3.2.1 Motores eléctricos



	AC	AD	L	LB	LC	X	Y	V	D	E	EI	f	F1	GA	F	GD
063	121	104	211	188	235,5	80	74	69	11 j6	23	1,5	M4x10	2,5	12,5	4	4
071	139	112	238,5	208,5	271	80	74	74,5	14 j6	30	2,5	M5x12,5	3	16	5	5
080	158	122	272,5 *(296)	232,5 *(256)	314 *(337)	80	74	78	19 j6	40	1,5	M6x16	5	21,5	6	6
90S	173	146	298 *(331)	248 *(281)	349,5 *(381)	98	98	89,5	24 j6	50	1,5	M8x19	5	27	8	7
90L	173	146	323 *(356)	273 *(306)	374,5 *(408)	98	98	89,5	24 j6	50	1,5	M8x19	5	27	8	7
100	191	155	368	308	431,5	98	98	97,5	28 j6	60	3,5	M10x22	7,5	31	8	7
112	211	170	382,5 *(408)	322,5 *(348)	447 *(472)	98	98	100	28 j6	60	3,5	M10x22	7,5	31	8	7
132S	249	195	452	372	536,5	118	118	115,5	38 k6	80	4	M12x28	10	41	10	8
132L	249	195	490	410	574,5	118	118	115,5	38 k6	80	4	M12x28	10	41	10	8
160S	249	195	520	410	/	118	118	115,5	42k6	100	/	M16x36	10	45	12	8

*TP80B4, TP90S4, TP90L4, TP90S6, TP112M4, TP112M6

B5	M	N	P	LA	S	T
063	115	95	140	10	9	3
071	130	110	160	10	9,5	3,5
080	165	130	200	12	11	3,5
090	165	130	200	12	11	3,5
100	215	180	250	15	14	4
112	215	180	250	14,5	14	4
132	265	230	300	20	14	3,5
160	300	250	350	13	18,5	3,5

B14	M	N	P	LA	S	T
063	75	60	90	10	M5	2,5
071	85	70	105	10,5	M6	2,5
080	100	80	120	10,5	M6	3
090	115	95	140	11,5	M8	3
100	130	110	160	15	M8	3,5
112	130	110	160	11,5	M8	3,5
132	165	130	200	20,5	M10	3,5
160	215	180	250	-	M12	4

Anexo G: INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO



Catálogo Interruptores termomagneticos



**Interruptor termomagnético Easy 9 MCB
3x16A**
Schneider Electric 36336



FICHA TÉCNICA

Características Manija negra para encender y apagar dispositivo, enganche empotrable fácil para tablero riel DIN, conectores internos de plata, protección a las instalaciones electricas de sobrecargas y cortocircuitos.	Garantía 1 Año
Observaciones Trifásico con poder de ruptura de 10ka ante un cortocircuito, Tipo de curva C, Borne de gran capacidad de 35mm, Holograma de originalidad.	Profundidad Del Producto 7.5 cm
Recomendaciones De Uso Tener en cuenta que el tablero electrico a instalar sea tipo riel, tener en cuenta el calibre del cable antes de instalar el interruptor termomagnético.	Altura Del Producto 9 cm
Modelo Easy9	Tipo de Producto Interruptor
Ancho Del Producto 5.5 cm	Sub Tipo de Producto Termomagnético
Material PVC	Color Blanco
Marca Schneider Electric	Amperaje 16 A
Advertencia de uso Prohibido tocar las unidades con las manos mojadas, no usar productos de limpieza líquidos o aerosoles.	Frecuencia 50-60 Hz
Uso Para cualquier instalación eléctrica.	Voltaje 220-400 V
¿Dónde usarlo? Aplicaciones residenciales y comerciales.	

Despacho a Domicilio



Financiamiento



Anexo H: RELE TERMICO

ANDELI

RELÉS TERMICOS



MODELOS:

- JR28-25
- JR28-36
- JR28-93
- JR28-150
- JR28-200
- JR28-630

PARÁMETROS TÉCNICOS

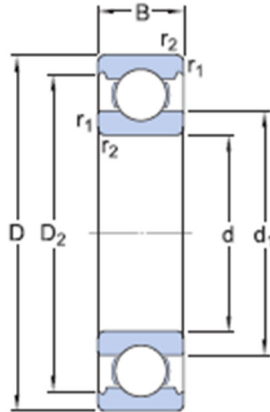
CÓDIGO PRODIMIC	MODELO	NÚMERO	RANGO DE AJUSTE (A)	PARA CONTACTOR
CON06069	JR28-25	1307	1.6 ~ 2,5	CIX2-09 ~18
CON06070		1308	2.5 ~ 4	
CON06071		1310	4 ~ 6	
CON06072		1312	5.5 ~ 8	
CON06073		1314	7 ~ 10	
CON06074		1316	9 ~ 13	
CON06075		1321	12 ~ 18	
CON06076		1322	17 ~ 25	
CON06077		JR28-36	2353	
CON06078	2355		30 ~ 40	
CON06079	JR28-93	3322	17 ~ 25	CIX2-40~ 95
CON06080		3353	23 ~ 32	
CON06081		3355	30 ~ 40	
CON06082		3357	37 ~ 50	
CON06083		3359	48 ~ 65	
CON06084		3361	55 ~ 70	
CON06085		3363	63 ~ 80	
CON06086		3365	80 ~ 93	
CON06087	JR28-150	4365	80 ~ 104	CIX2-95
CON06088		4367	95 ~ 120	CIX2-95 ~ 115 (CON BASE)
CON06089		4369	110 ~ 140	CIX2-115 (CON BASE)
CON06090		5369	90 ~ 150	CIX2-150 (CON BASE)
CON06334	JR28-200	F5357	30 ~ 50	CIX2-D15 ~ D300
CON06335		F5369	90 ~ 150	
CON06336		F5371	132 ~ 220	
CON06337	JR28-630	F7375	200 ~ 300	CIX2-D15 ~ D300

Anexo I: RODAMIENTO DE BOLA 6007 SKF

8/5/24, 2:17

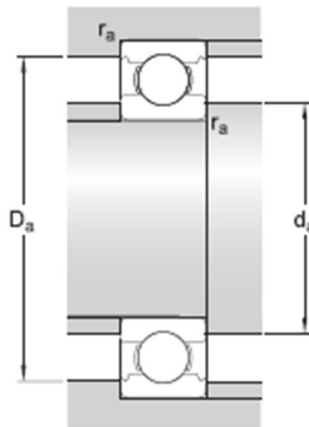
6007 - Rodamientos rígidos de bolas | SKF

Especificación técnica



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro del agujero
D	62 mm	Diámetro exterior
B	14 mm	Ancho
d ₁	= 43.75 mm	Diámetro del resalte
D ₂	= 55.01 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensión del chafán



Dimensiones de los resaltes

<https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6007>

3/6

d_a	min. 39.6 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 57.4 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	16.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	10.2 kN
Carga límite de fatiga	F_u	0.44 kN
Velocidad de referencia		24 000 r/min
Velocidad límite		15 000 r/min
Factor de carga mínima	k_f	0.025
Factor de cálculo	f_0	15

Clase de tolerancia

Tolerancias dimensionales	P0
Desviación radial	P0

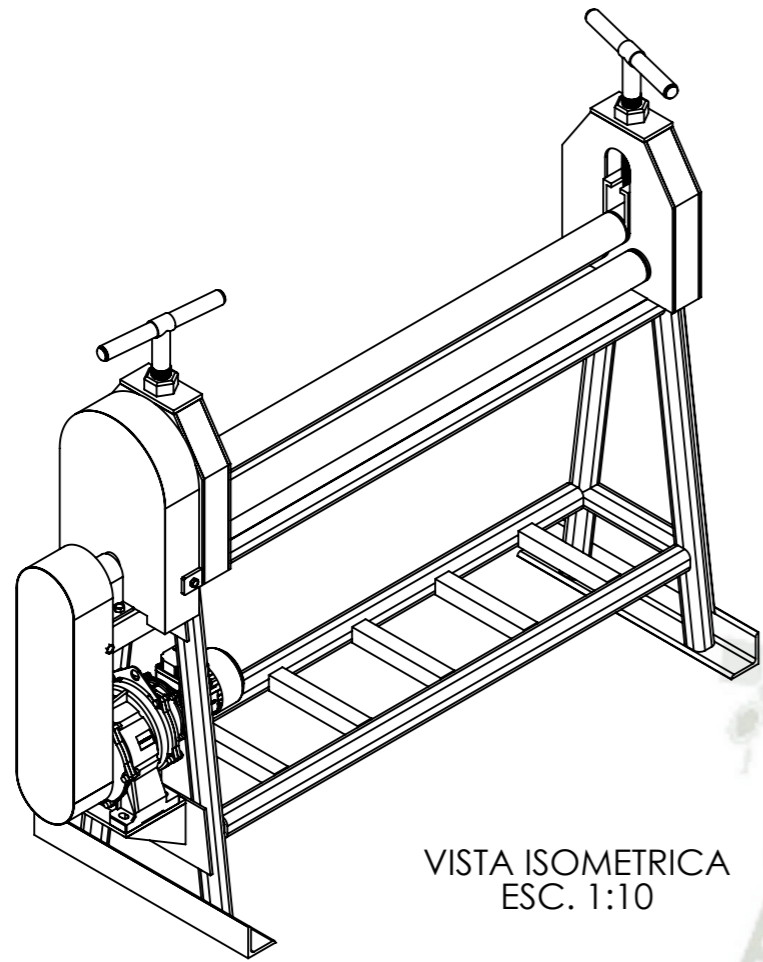
Productos compatibles

Herramienta recomendada

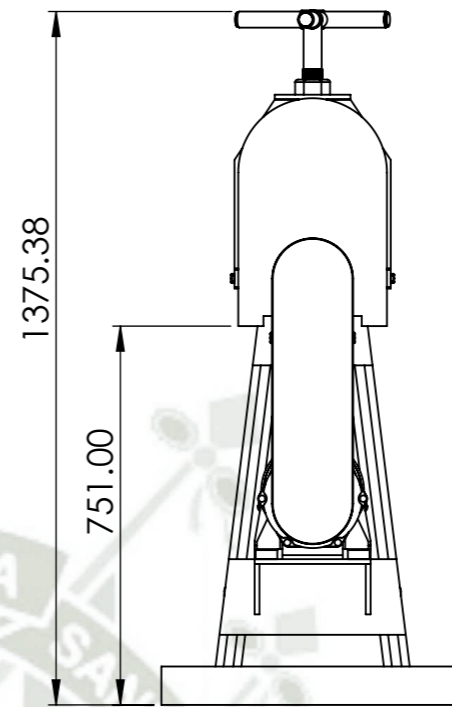
Kit de extractor de rodamiento rígido de bolas	TMMD 100
--	----------



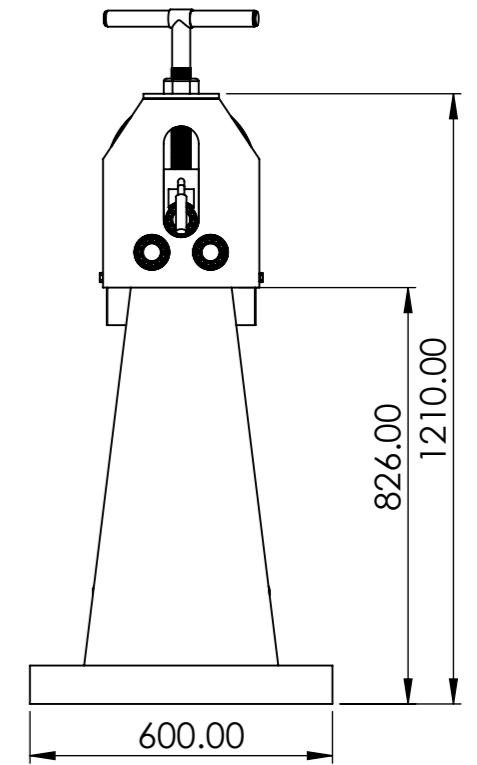
PLANOS



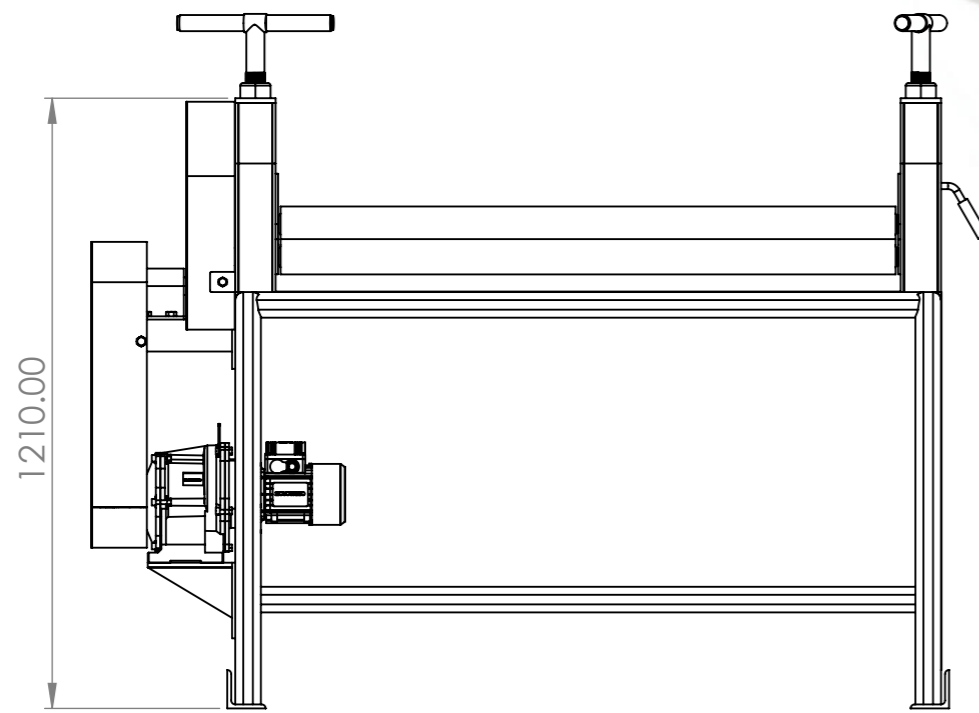
VISTA ISOMETRICA
ESC. 1:10



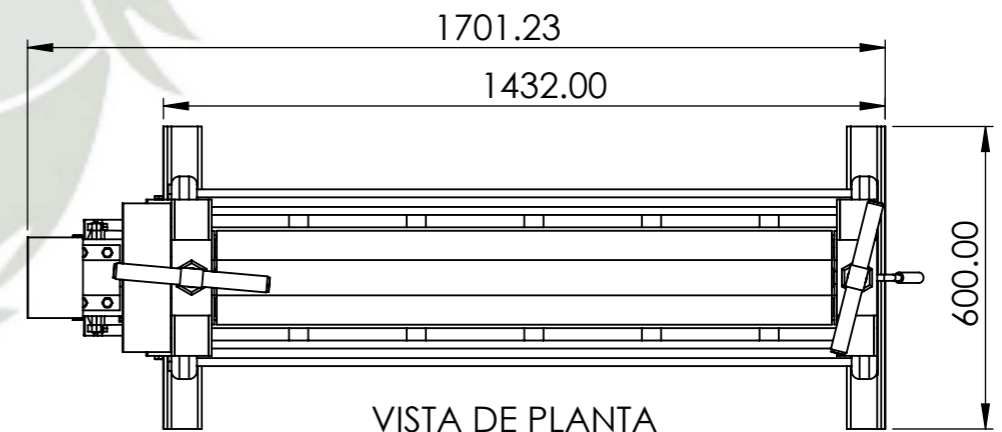
VISTA LATERAL IZQUIERDA
ESC. 1:10



VISTA LATERAL DERECHA
ESC. 1:10



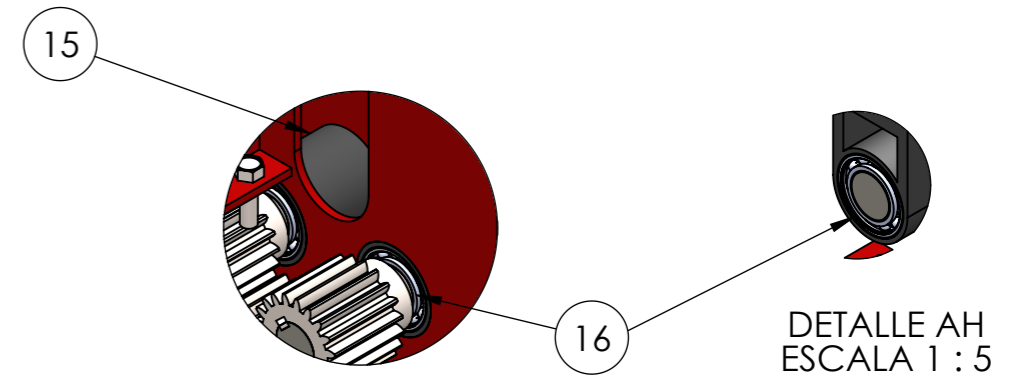
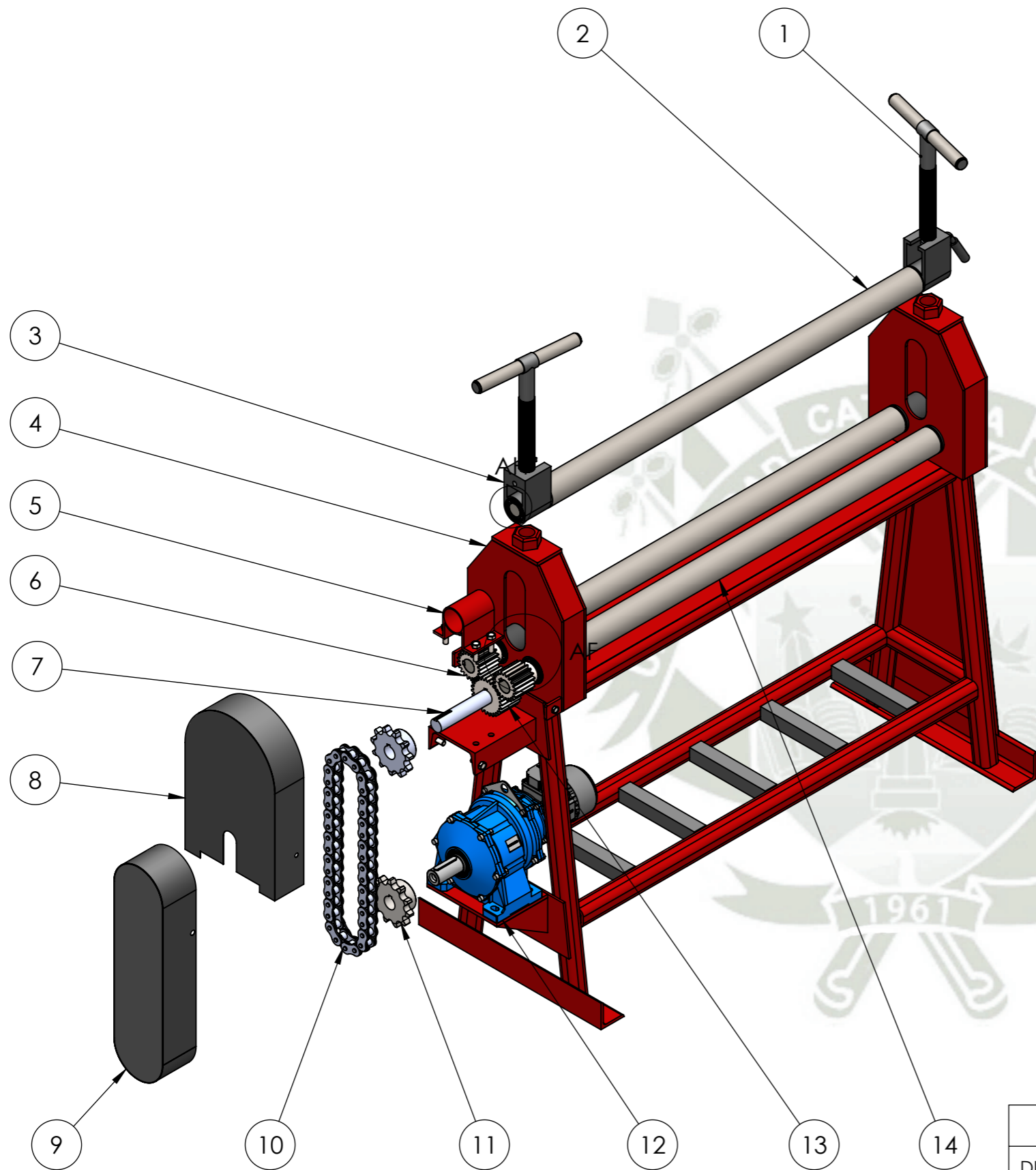
VISTA DE ALZADO
ESC. 1:10



VISTA DE PLANTA
ESC. 1:10

NOTA:
Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: ENSAMBLE GENERAL			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	1 DE 14	ROL-001	A



DETALLE AF
ESCALA 1 : 5

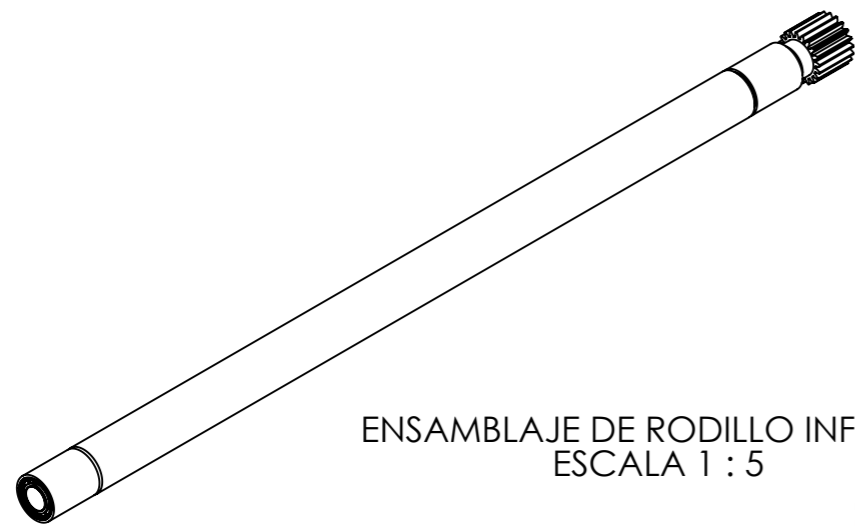
DETALLE AH
ESCALA 1 : 5

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	DESCRIPCION	CANT.	REFERENCIA
1	TORNILLO DE EMPUJE	2	ROL-012
2	RODILLO CURVADOR	1	ROL-004
3	SOPORTE DE RODILLO CURVADOR	2	ROL-006
4	ESTRUCTURA FIJA	1	ROL-007
5	SOPORTE DE EJE INTERMEDIO	1	ROL-011
6	ENGRANAJE CONDUcido	2	ROL-005
7	EJE INTERMEDIO	1	ROL-009
8	GUARDA SUPERIOR	1	ROL-013
9	GUARDA INFERIOR	1	ROL-014
10	CADENA RENOLD GY-100A1	1	F.T.
11	SPROKET VERCELLI 100B11	2	F.T.
12	MOTORREDUCTOR COAXIAL MOTOVARIO H103/90S	1	F.T.
13	ENGRANAJE MOTRIZ	1	ROL-010
14	RODILLO INFERIOR	2	ROL-003
15	SOPORTE DE RODAMIENTO	4	ROL-003
16	RODAMIENTO SKF 6007	14	F.T.

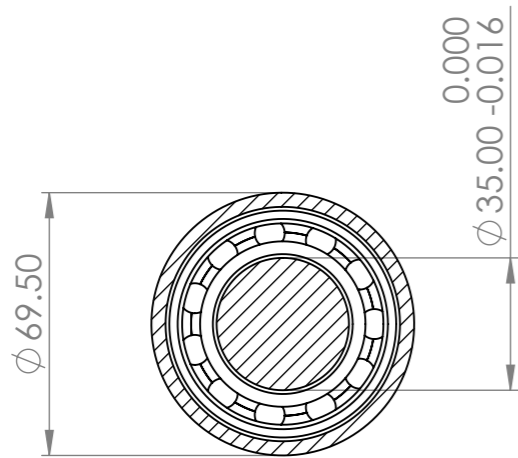
F.T. Ficha tecnica

VISTA EXPLOSIONADA
ESC. 1:10

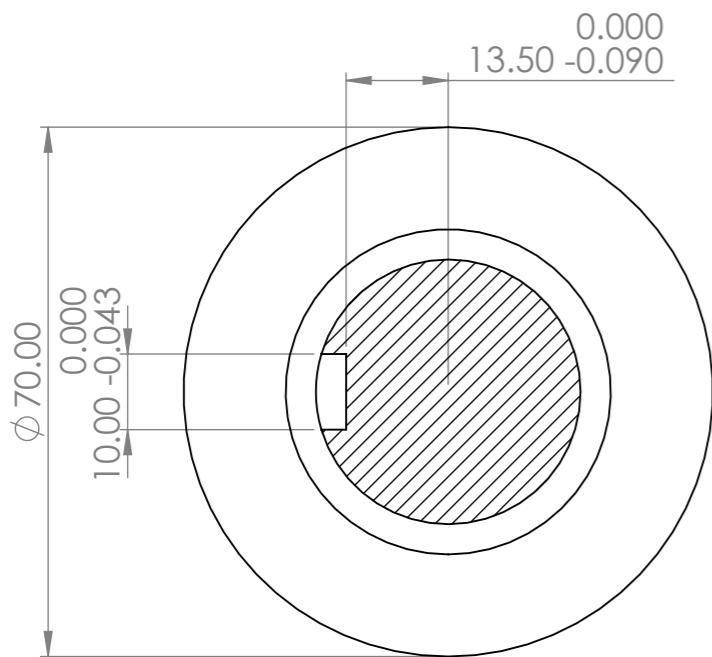
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: VISTA EXPLOSIONADA			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024				
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC: IND	HOJA: 3 DE 14	COD: ROL-003	REV: A



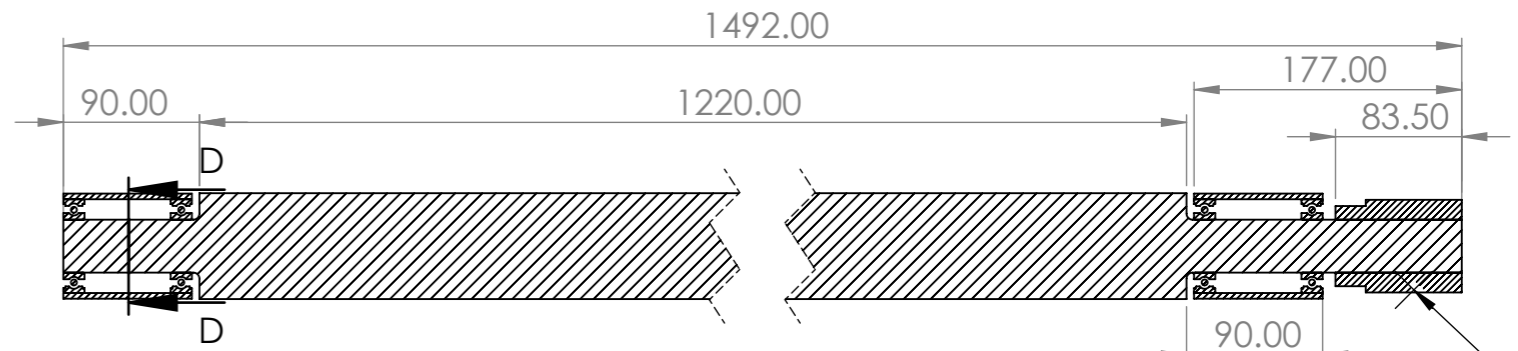
ENSAMBLAJE DE RODILLO INFERIOR
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2

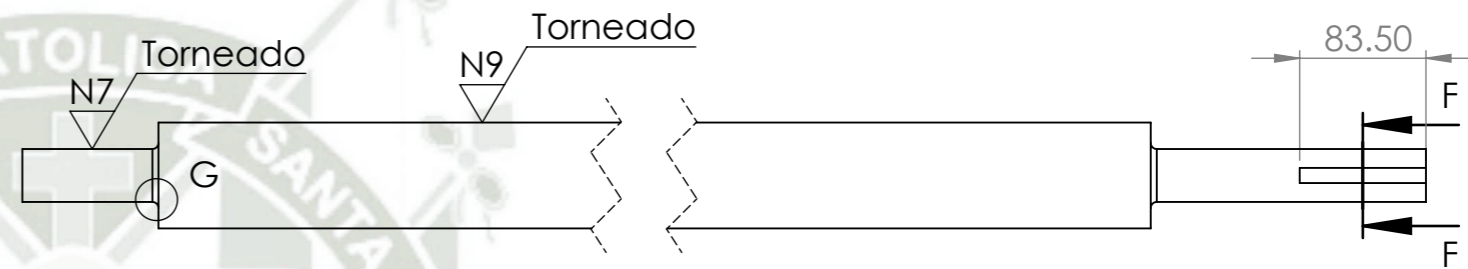


SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 1

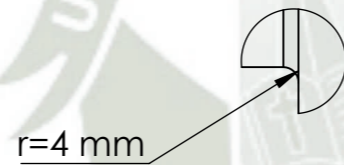


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

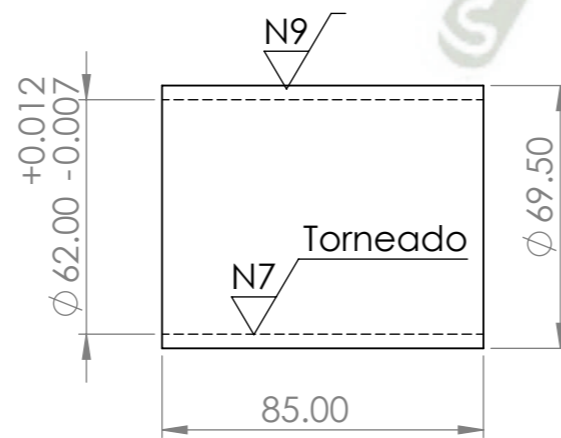
ROL-005



RODILLO INFERIOR
ESCALA 1 : 5



DETALLE G
ESCALA 1 : 2



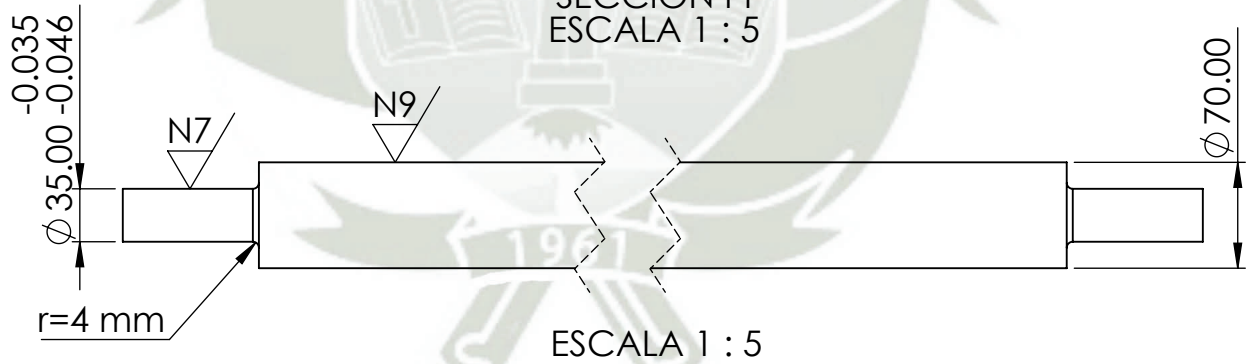
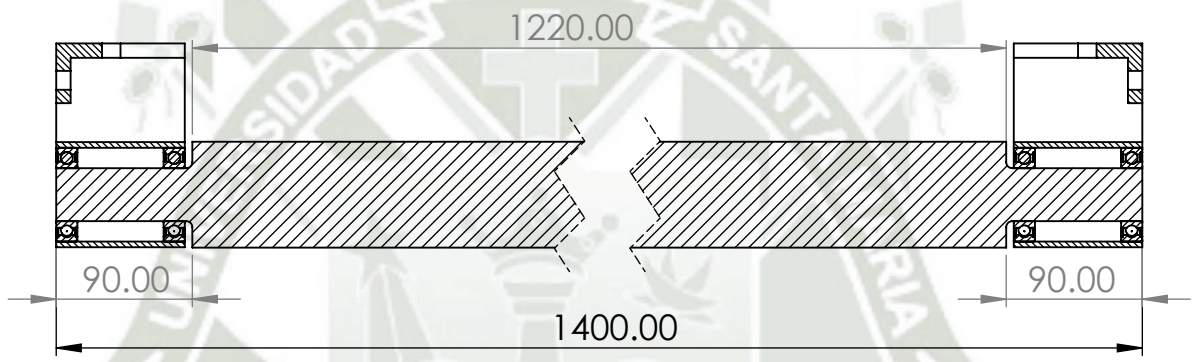
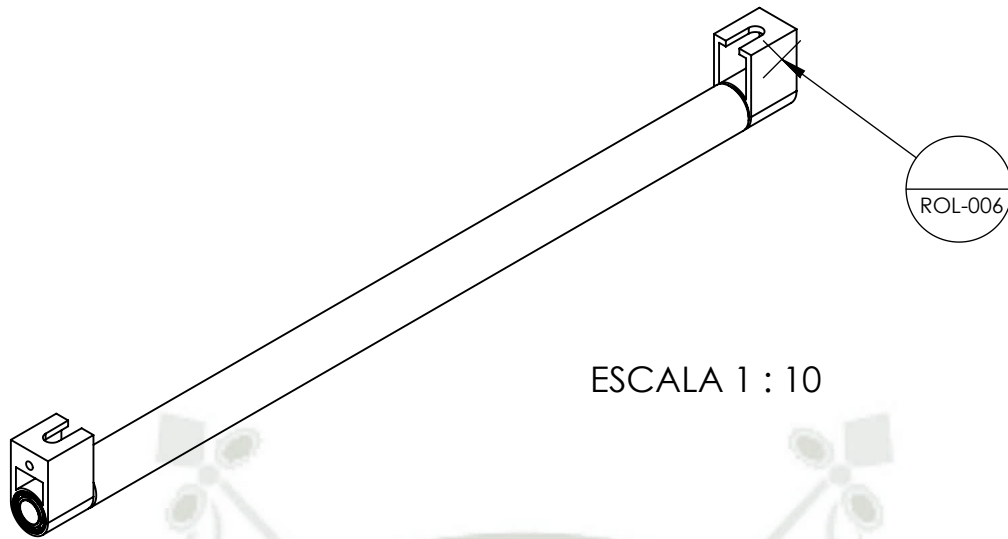
SOPORTE DE RODAMIENTOS
ESCALA 1 : 5

LISTA DE MATERIAL

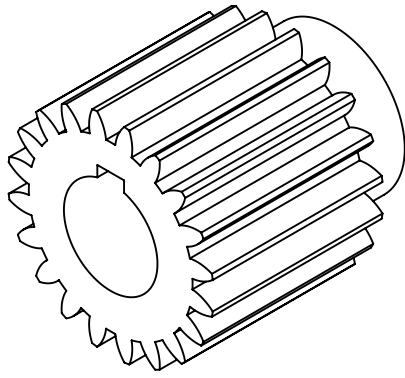
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
14	RODILLO INFERIOR	MATERIAL AISI 4340	1
15	SOPORTE DE RODAMIENTO	MATERIAL ASTM A-36	2
16	RODAMIENTO DE BOLAS	SKF CODIGO 6007	4
6	ENGRANE CONDUCCION	PLANO COD: ROL-005	1

NOTA:
Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
Los 2 rodillos inferiores son geometricamente similares.

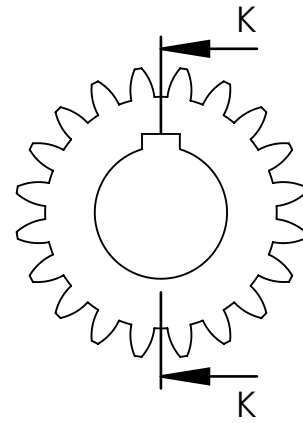
NOMBRE:		FECHA:		UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024		 TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024					
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024		SUBTITULO: ENSAMBLAJE DE RODILLO INFERIOR			
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024					
ESC:		HOJA:		COD:		REV:	
IND		3 DE 14		ROL-003		A	



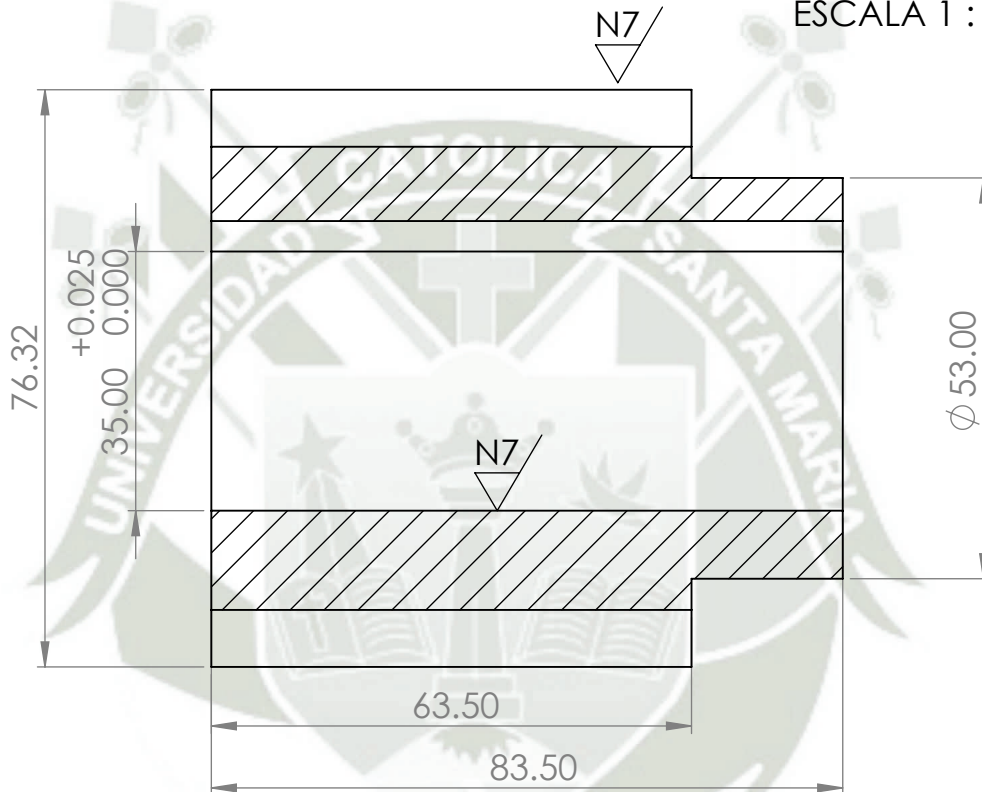
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: RODILLO CURVADOR			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	4 DE 14	ROL-004	A



ENGRANE CONDUcido
ESCALA 1 : 2



ENGRANE CONDUcido
ESCALA 1 : 2



SECCION K-K
ESCALA 1 : 1

Nota:

Material AISI 4340, con tratamiento termico de endurecimiento por induccion
dureza minima 55 HRC.

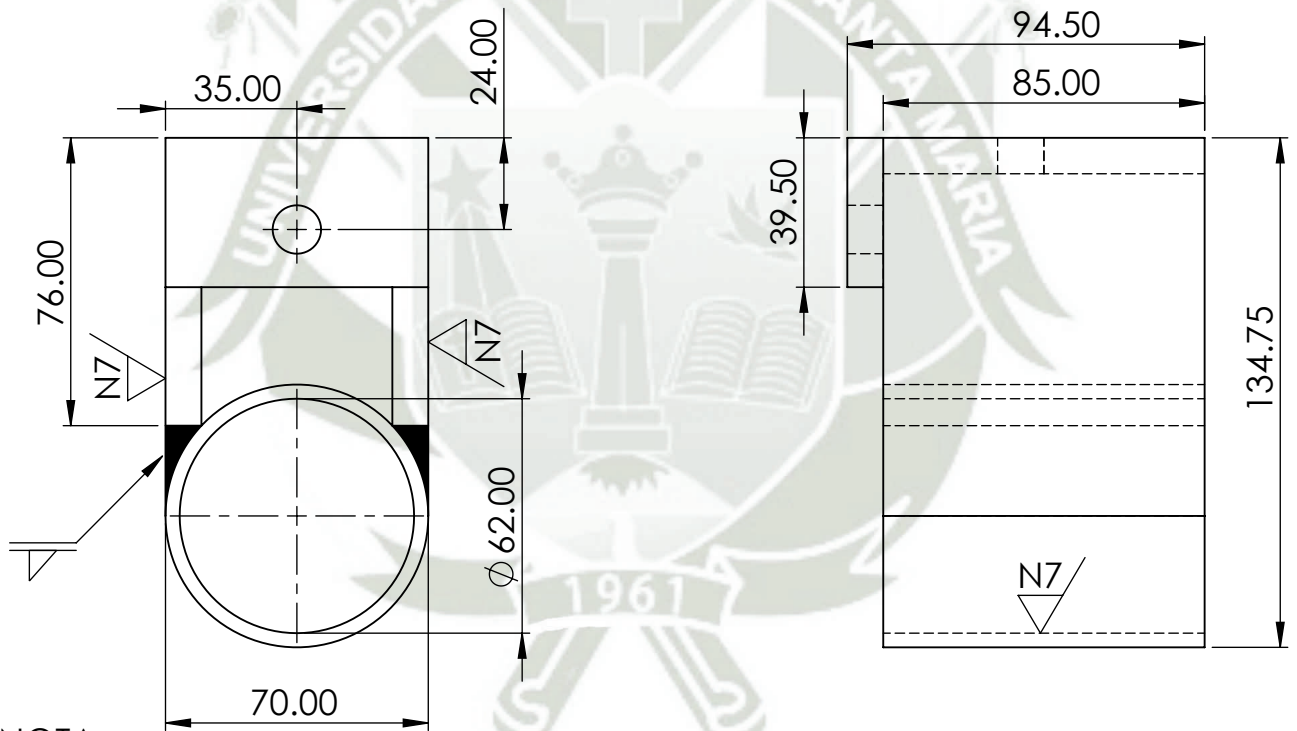
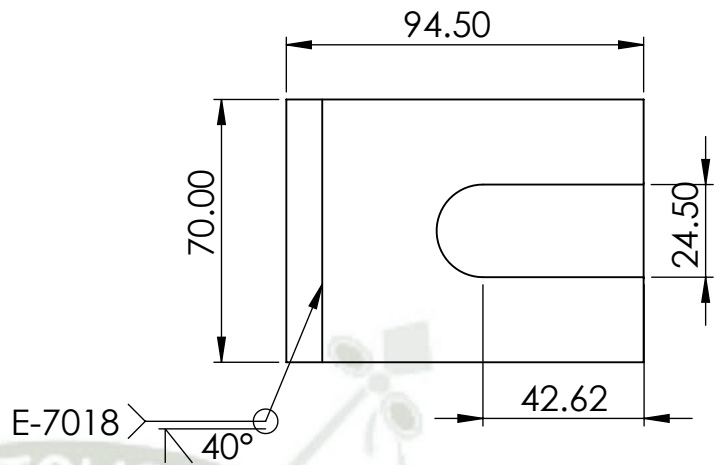
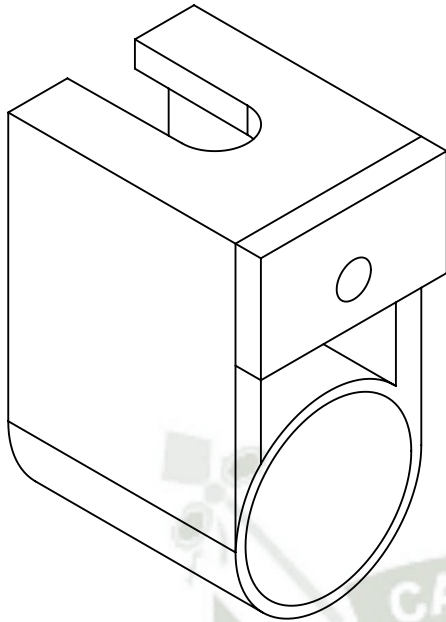
Modulo: 3.5

Nro de dientes: 20

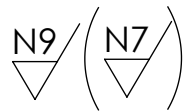
Angulo de presion: 20°

Cant: 2

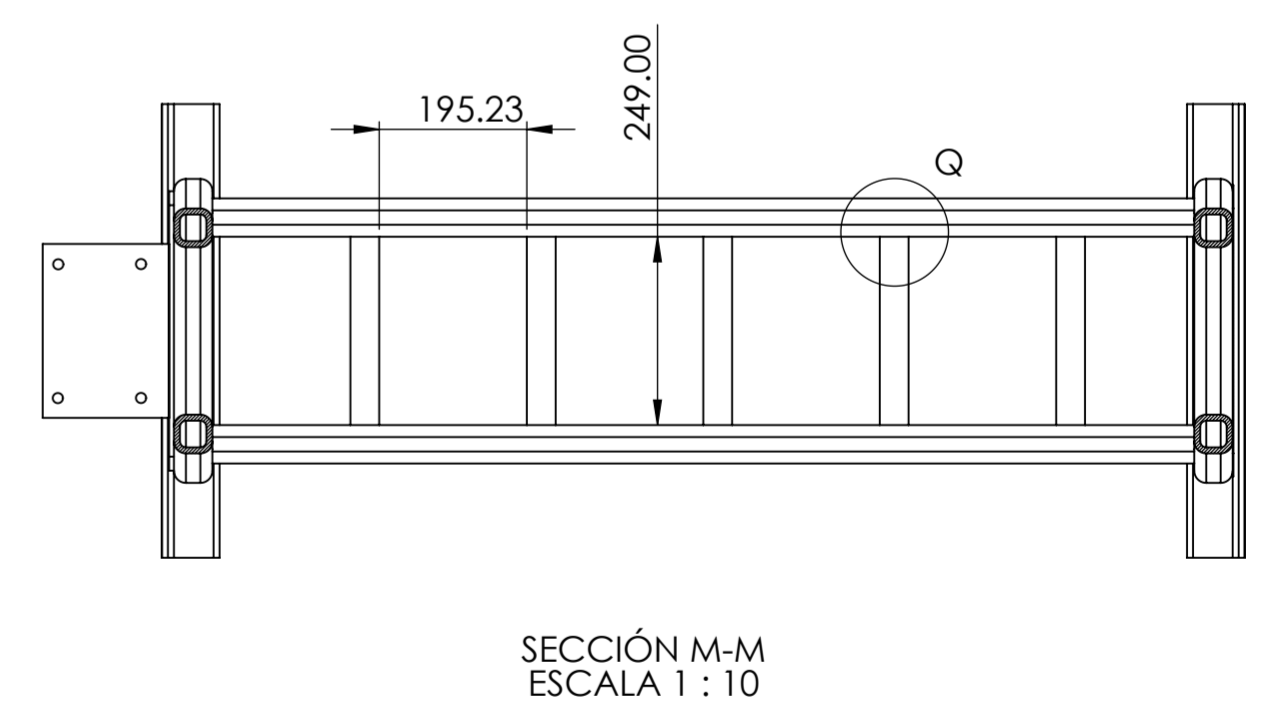
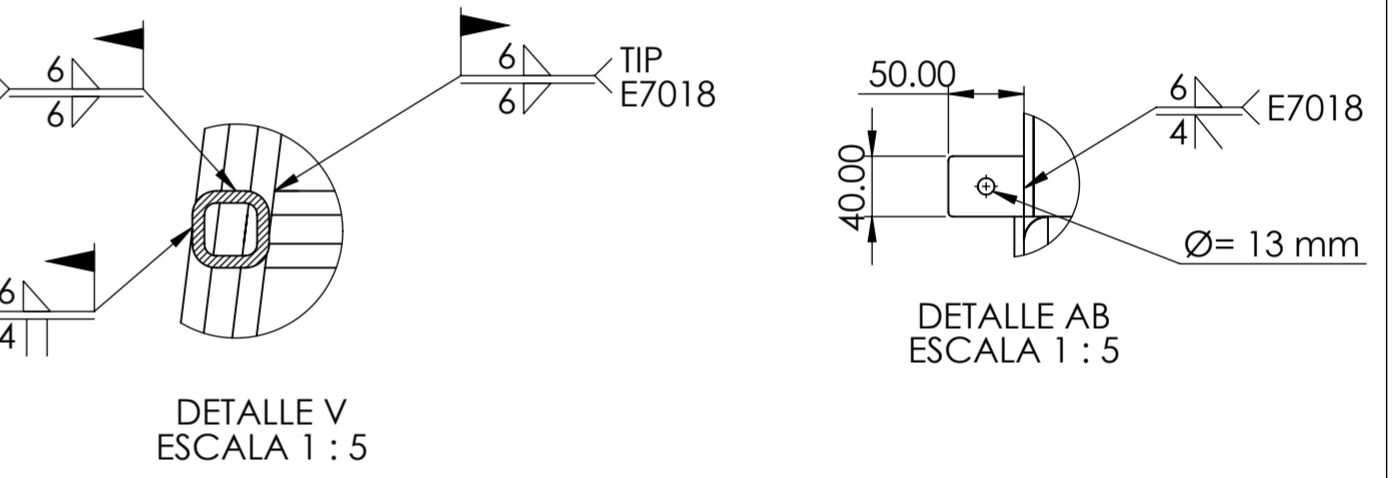
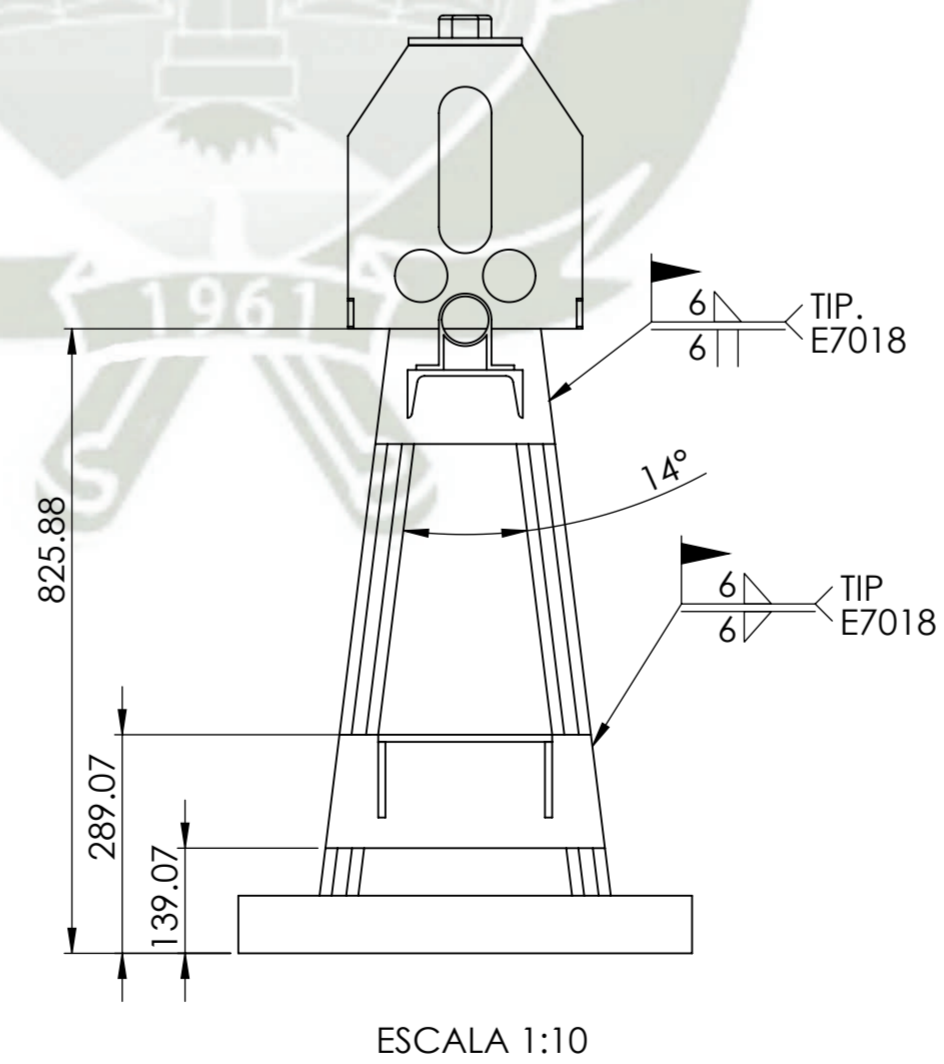
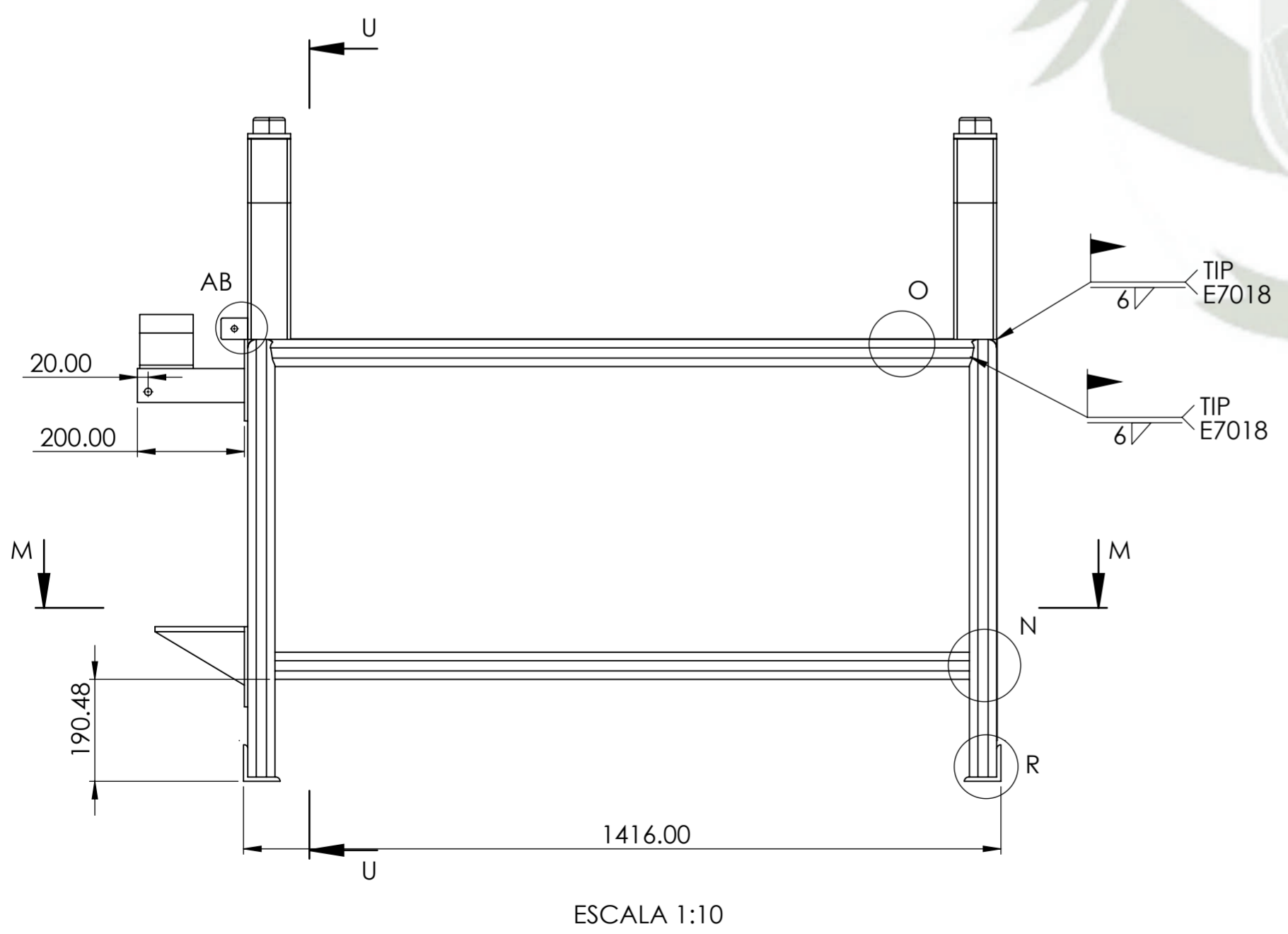
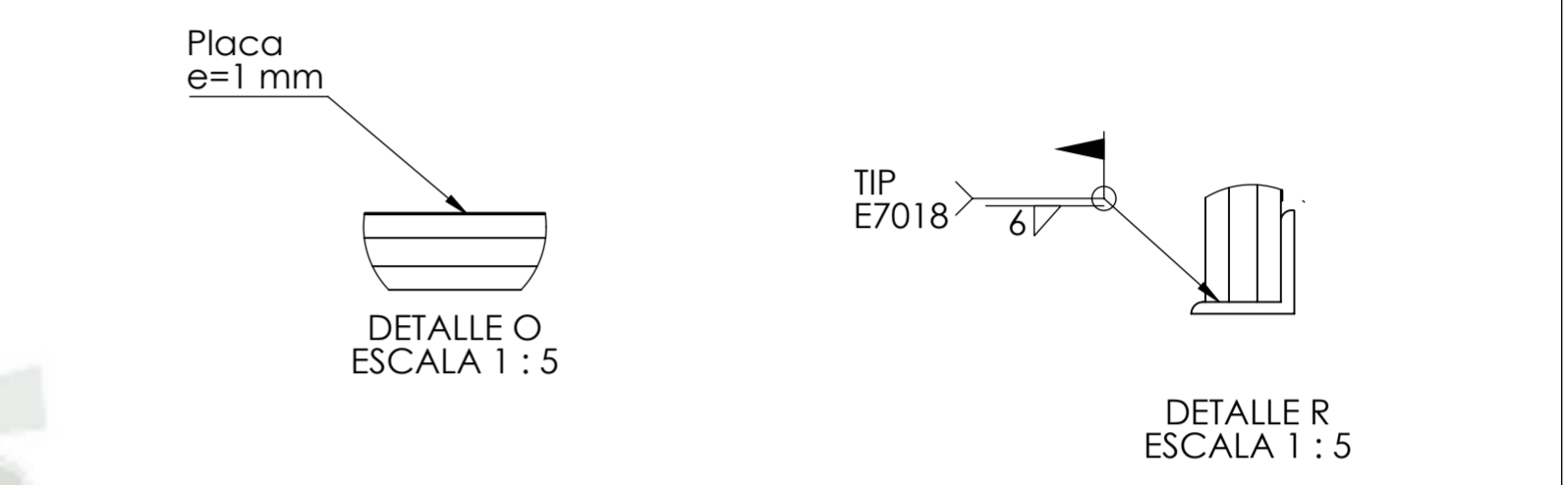
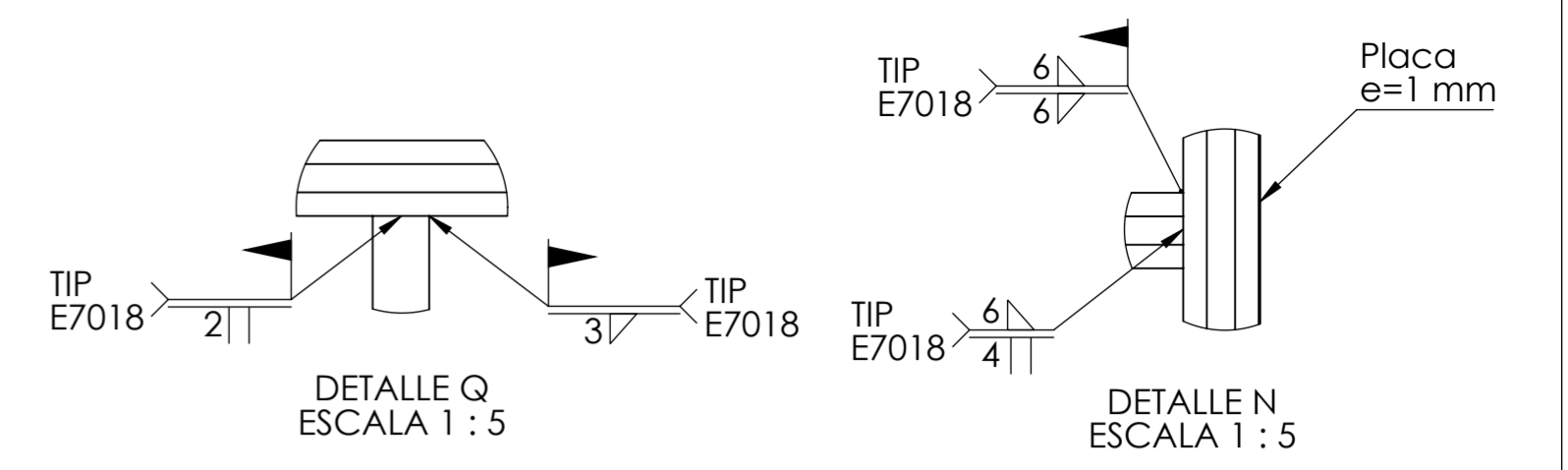
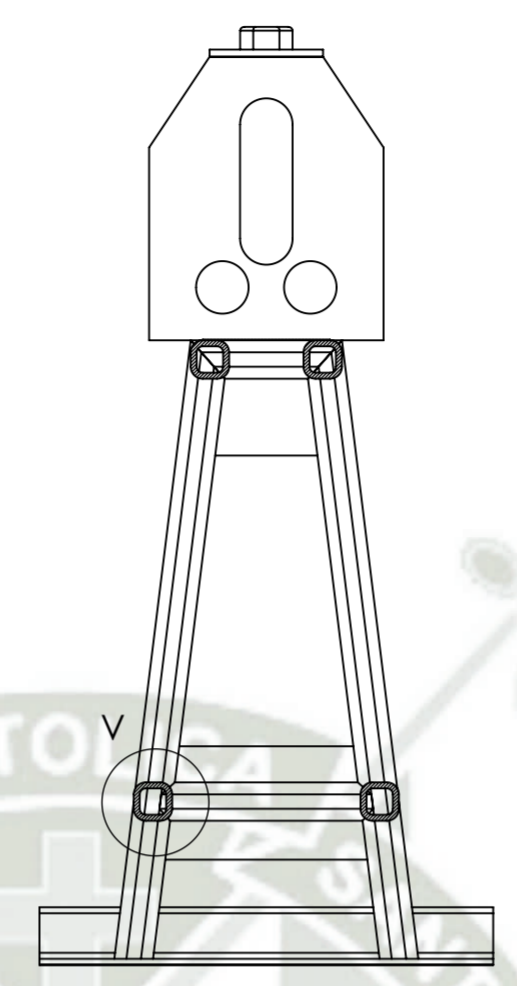
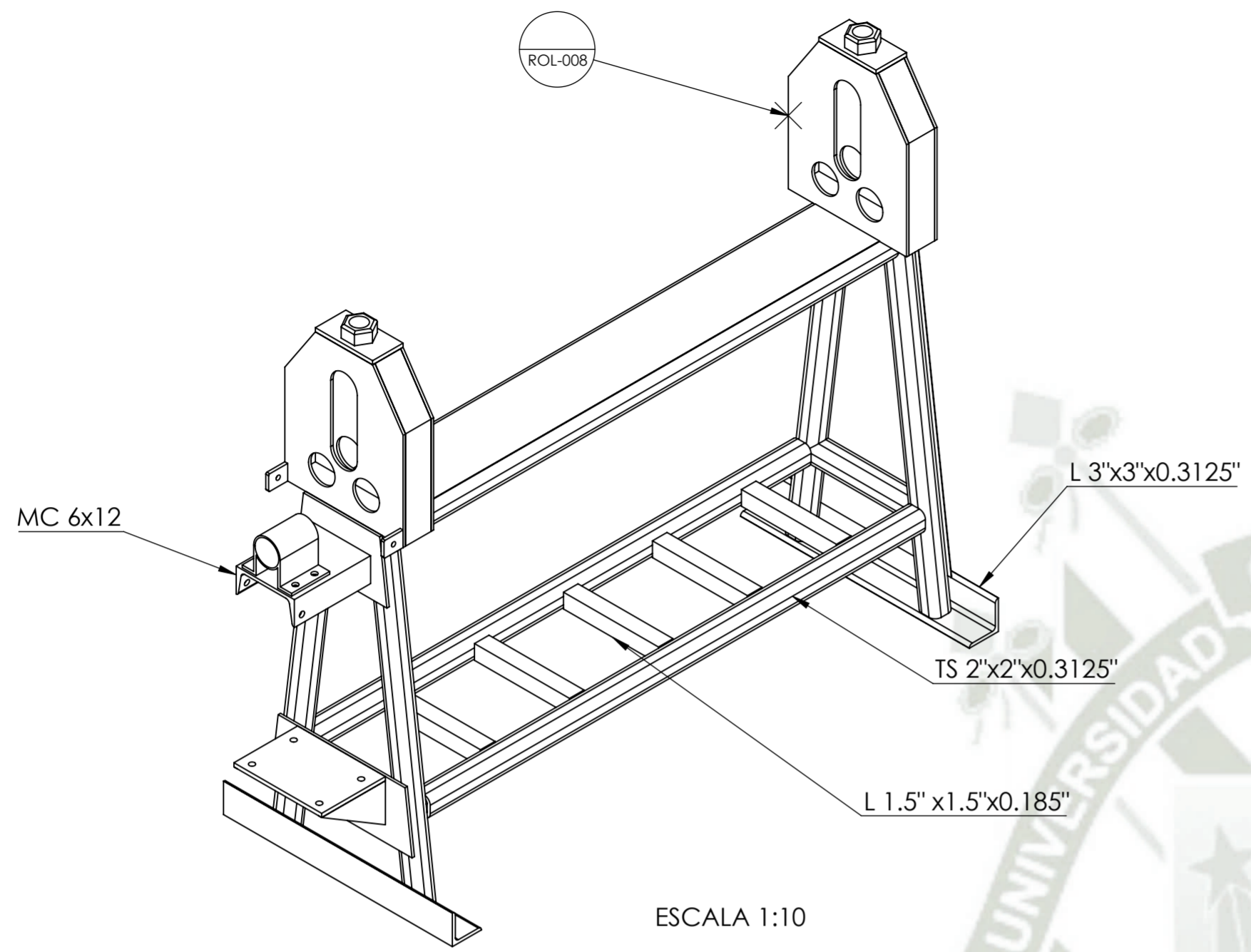
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: ENGRANAJE CONDUcido			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	5 DE 14	ROL-005	A



NOTA:
 Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
 Material ASTM A-36
 Cant: 2

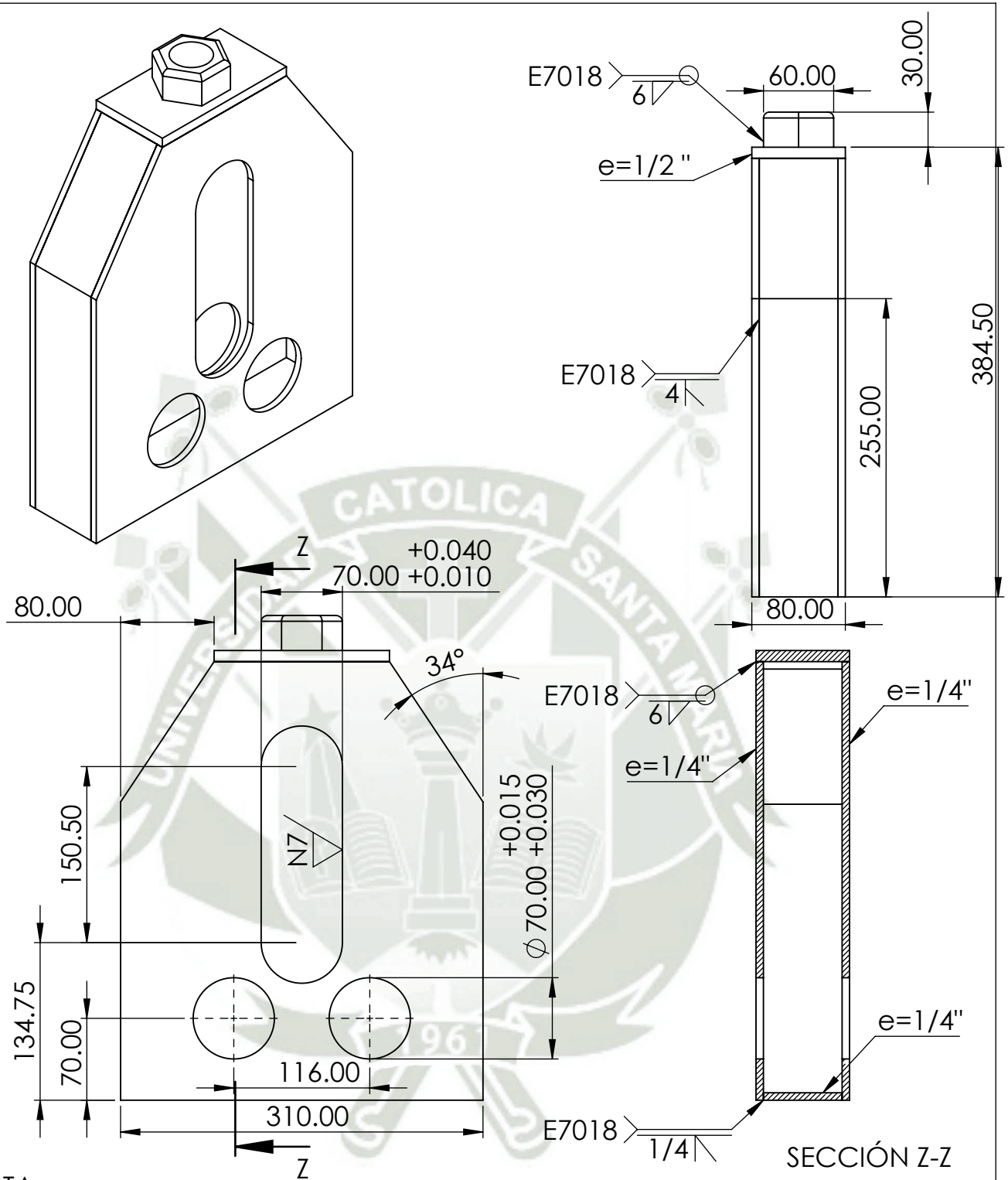


	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS SUBTITULO: SOPORTE DE RODILLO CURVADOR			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024				
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024				
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC: IND	HOJA: 6 DE 14	COD: ROL-006	REV: A



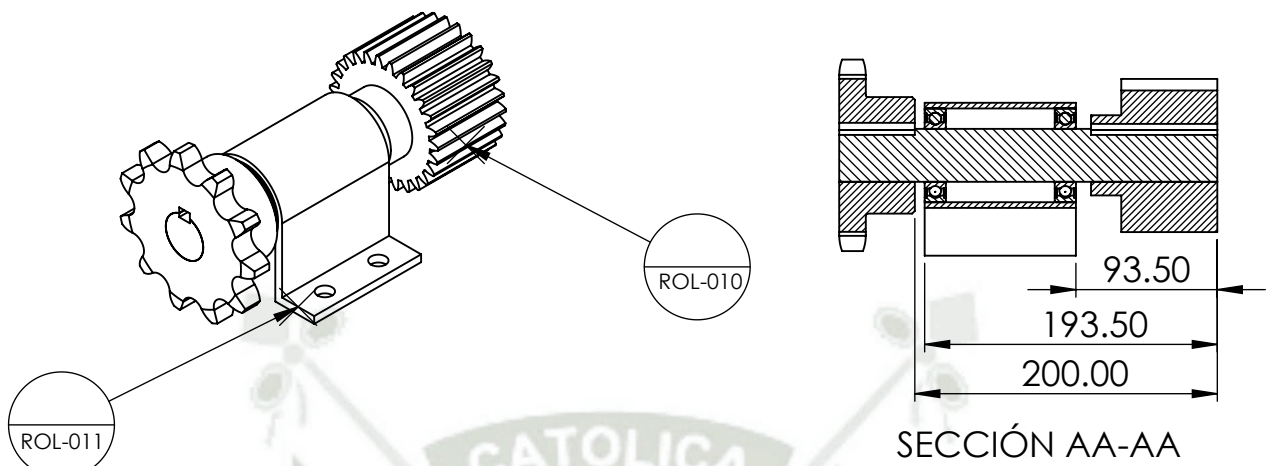
NOTA:
Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
Material ASTM A-36

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024				
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	SUBTITULO: ESTRUCTURA FIJA			
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
			IND	7 DE 14	ROL-007	A

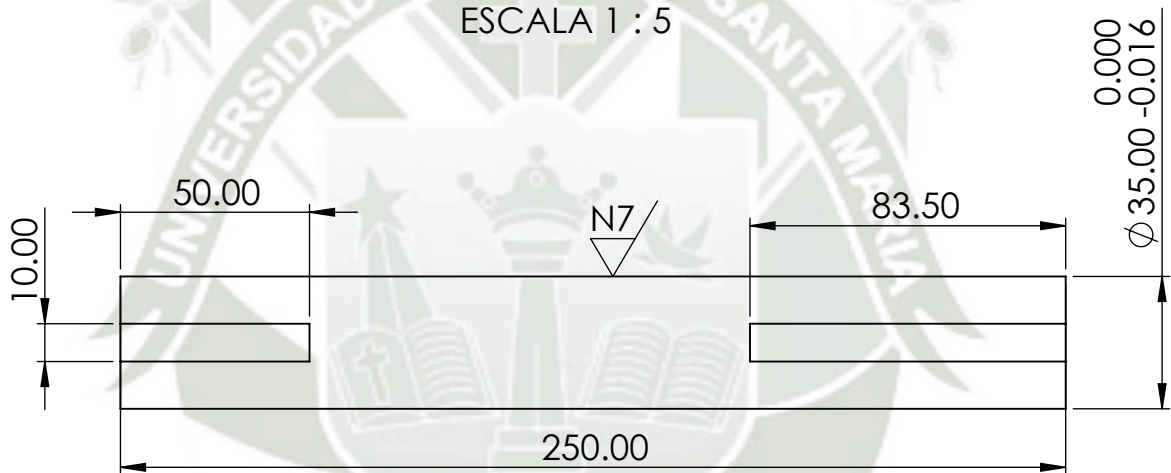


NOTA:
 Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
 Material ASTM A-36

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: SOPORTE DE RODILLOS			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	8 DE 14	ROL-008	A



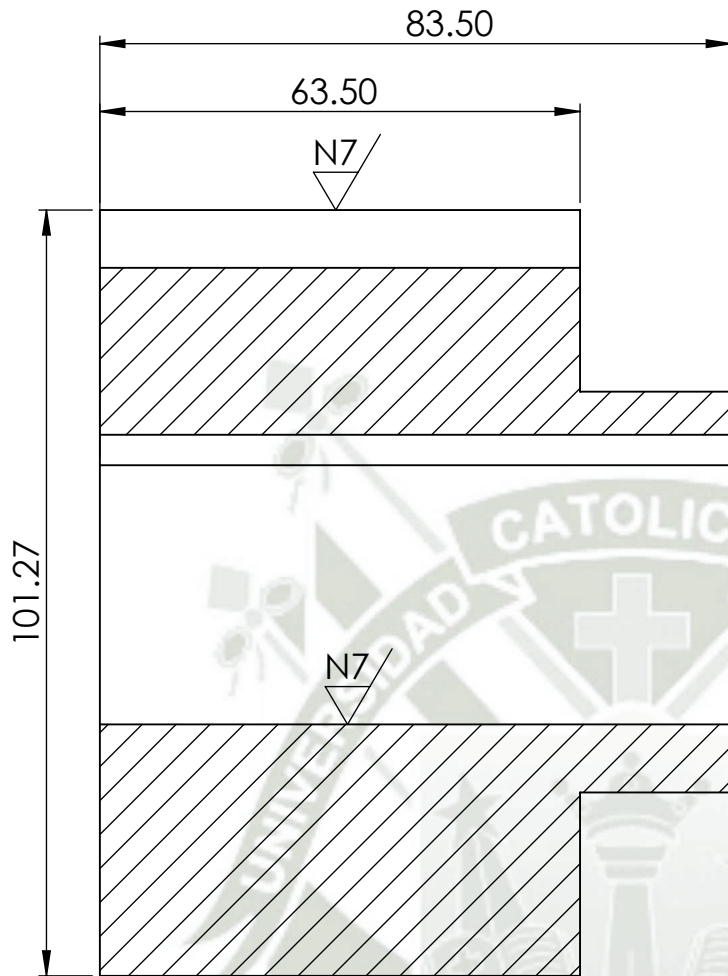
SISTEMA DE TRANSMISION INTERMEDIO
ESCALA 1 : 5



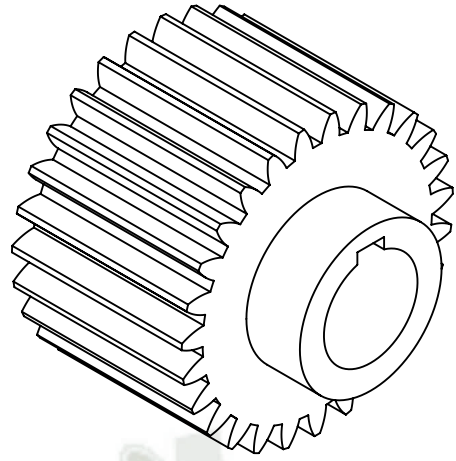
EJE INTERMEDIO
ESCALA 1 : 2

NOTA:
Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
Material del eje AISI 4340.
Rodamientos de bolas SKF 6007

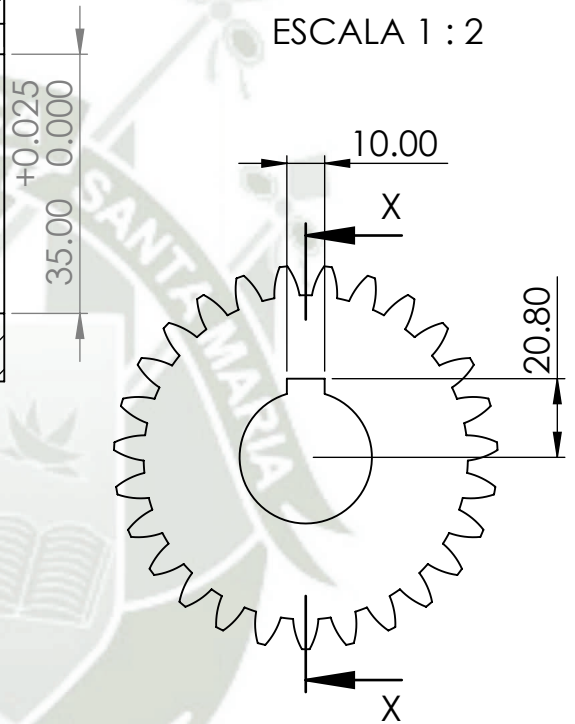
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS SUBTITULO: TRANSMISION INTERMEDIA			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024				
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024				
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC: IND	HOJA: 9 DE 14	COD: ROL-009	REV: A



SECCIÓN X-X
ESCALA 1 : 1



ESCALA 1 : 2



ESCALA 1 : 2

Nota:

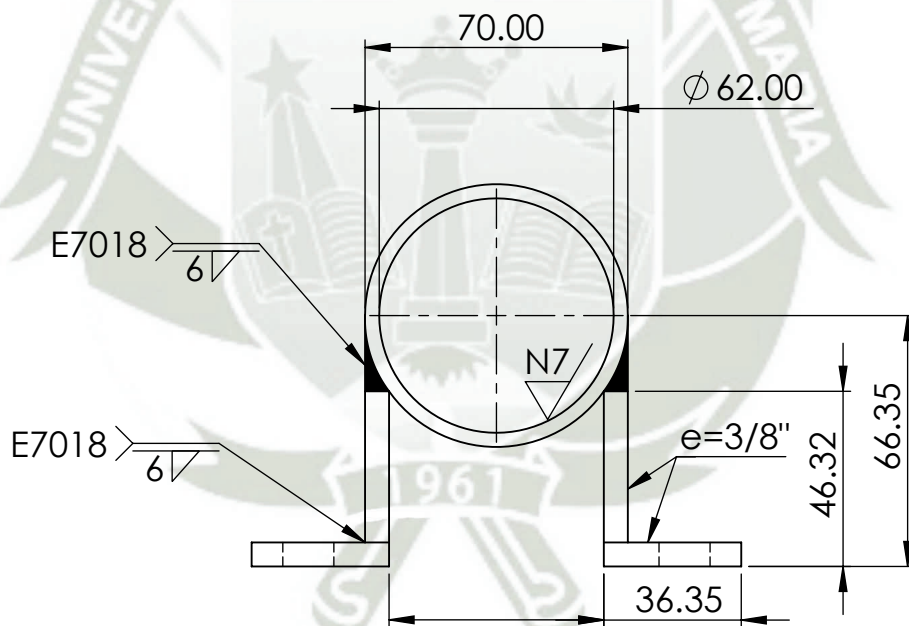
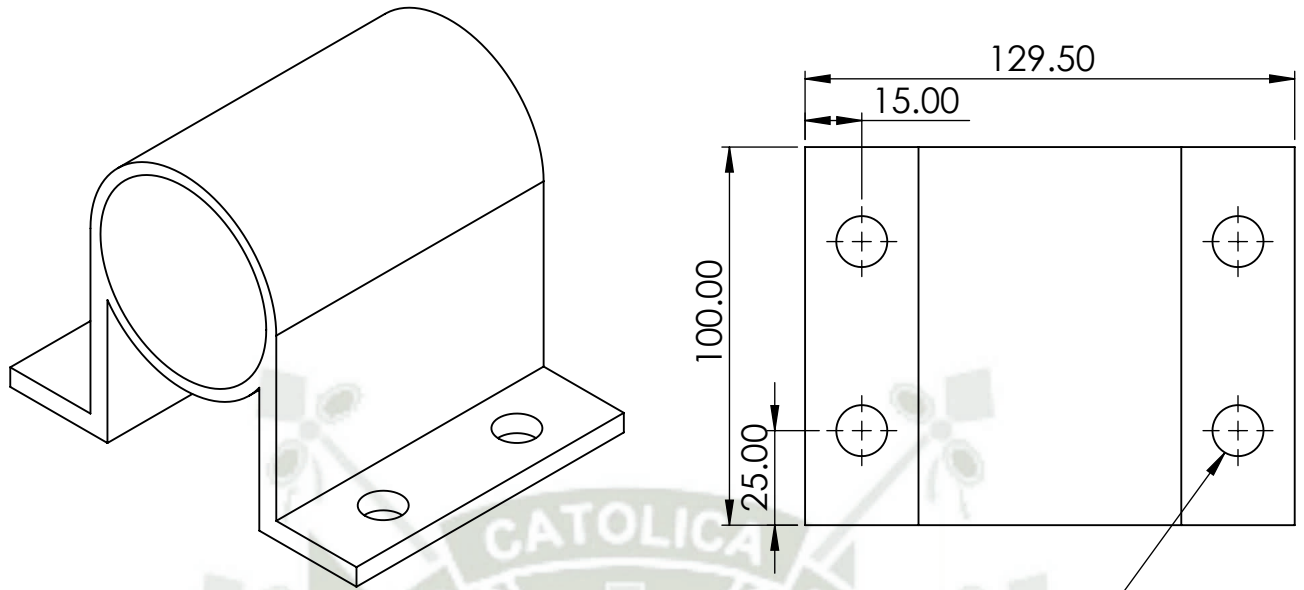
Material AISI 4340, con tratamiento termico de endurecimiento por induccion
dureza minima 55 HRC.

Modulo: 3.5

Nro de dientes: 27

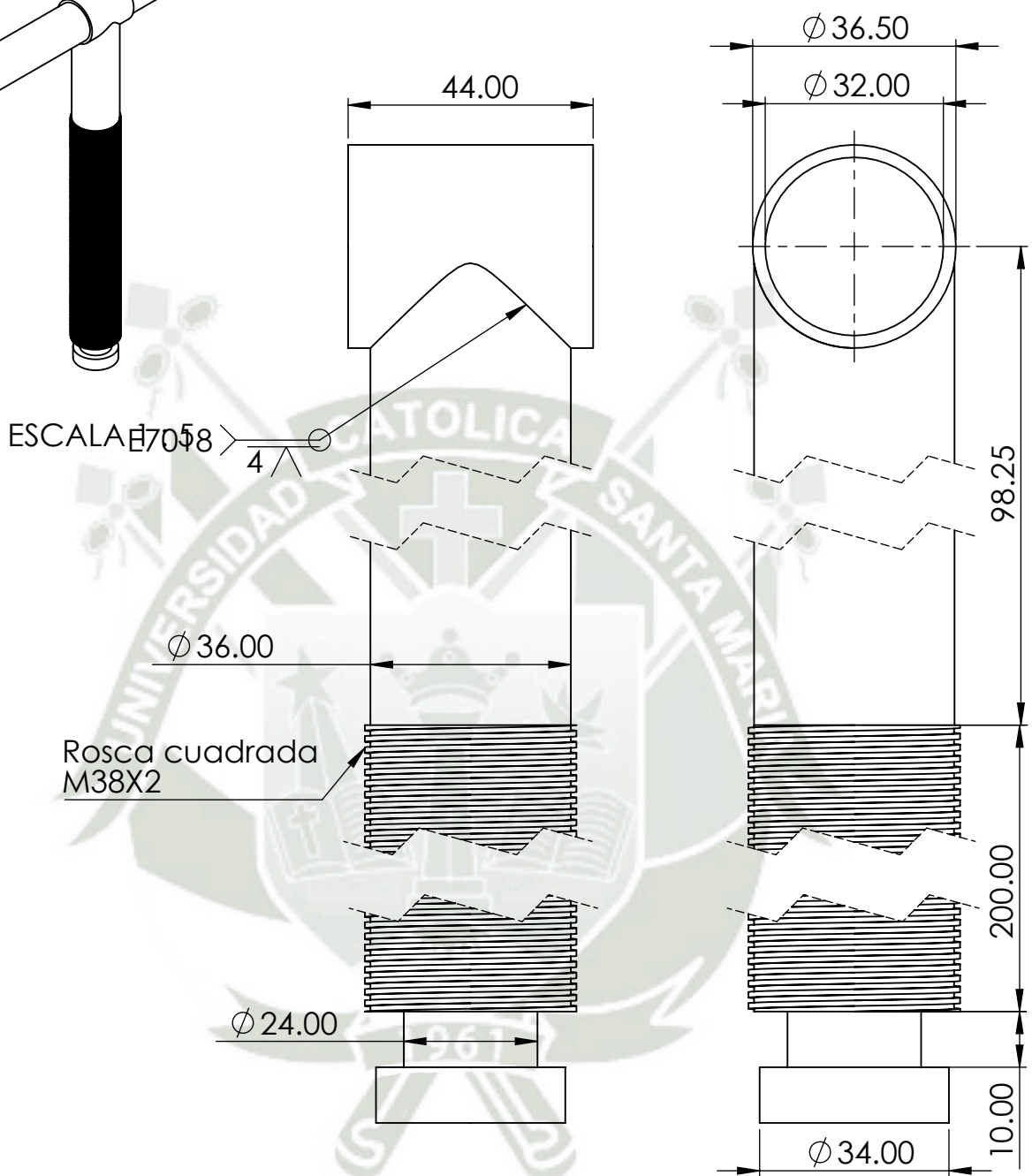
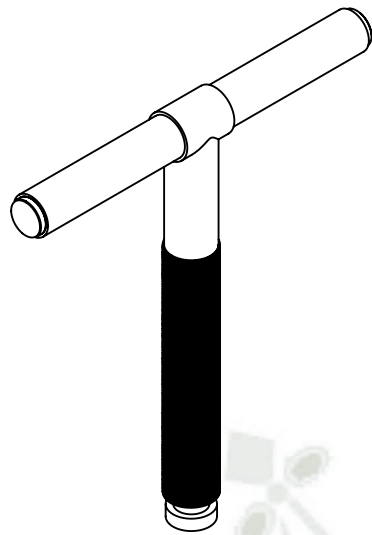
Angulo de presion: 20°

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS SUBTITULO: ENGRANAJE MOTRIZ			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024				
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024				
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
			IND	10 DE 14	ROL-010	A



NOTA:
 Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
 Material ASTM A-36

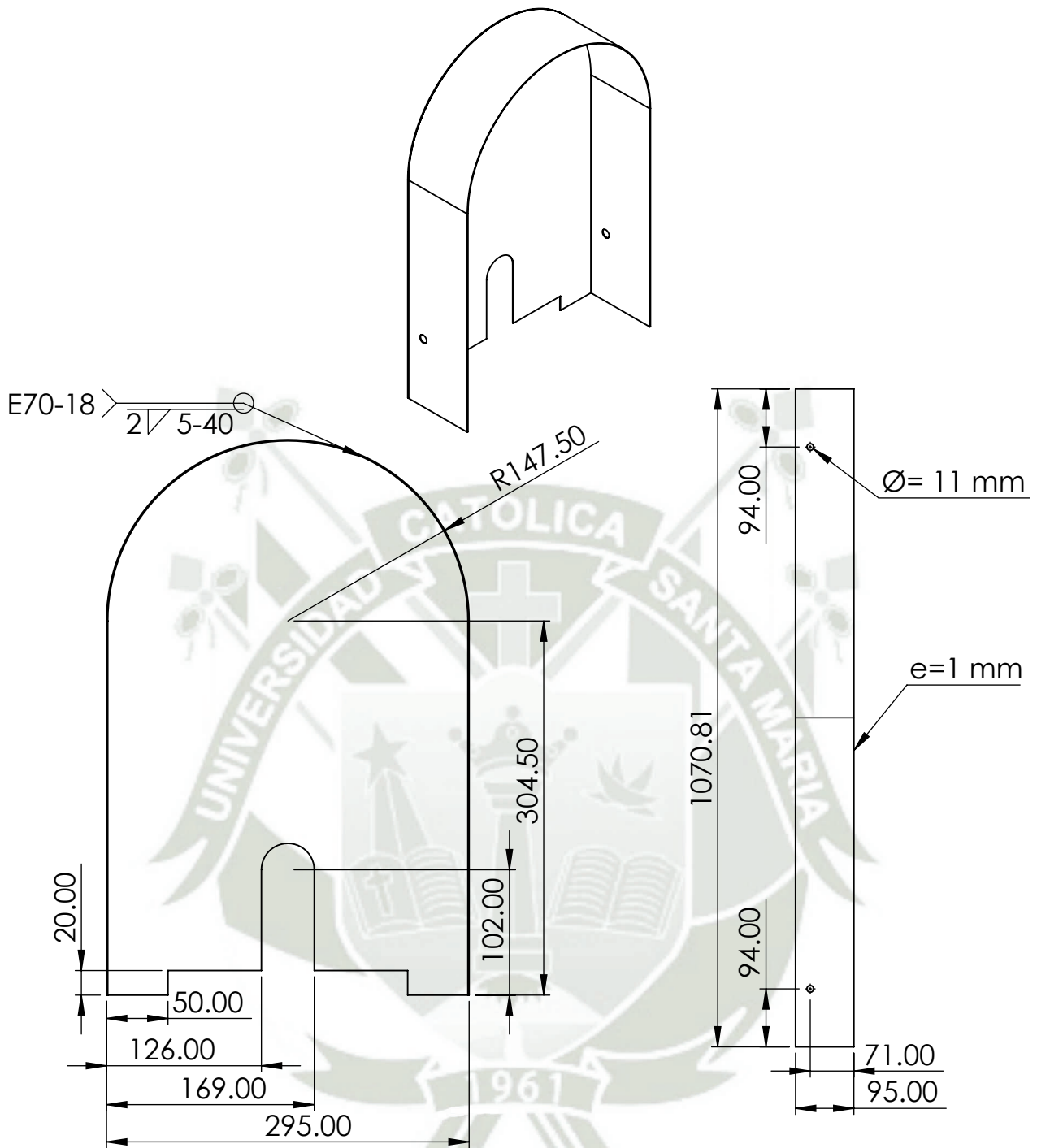
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: SOPORTE DE EJE INTERMEDIO			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	1:2	11 DE 14	ROL-011	A



NOTA:
 Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
 Material AISI 1020

ESCALA 1 : 1

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: TORNILLO DE EMPUJE			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	12 DE 14	ROL-012	A



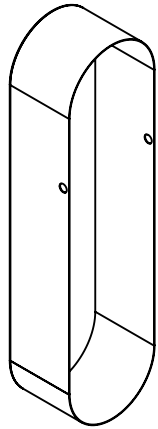
ESCALA 1 : 5

DESPLIEGUE LATERAL
ESCALA 1:10

NOTA:

Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
Material ASTM A-36

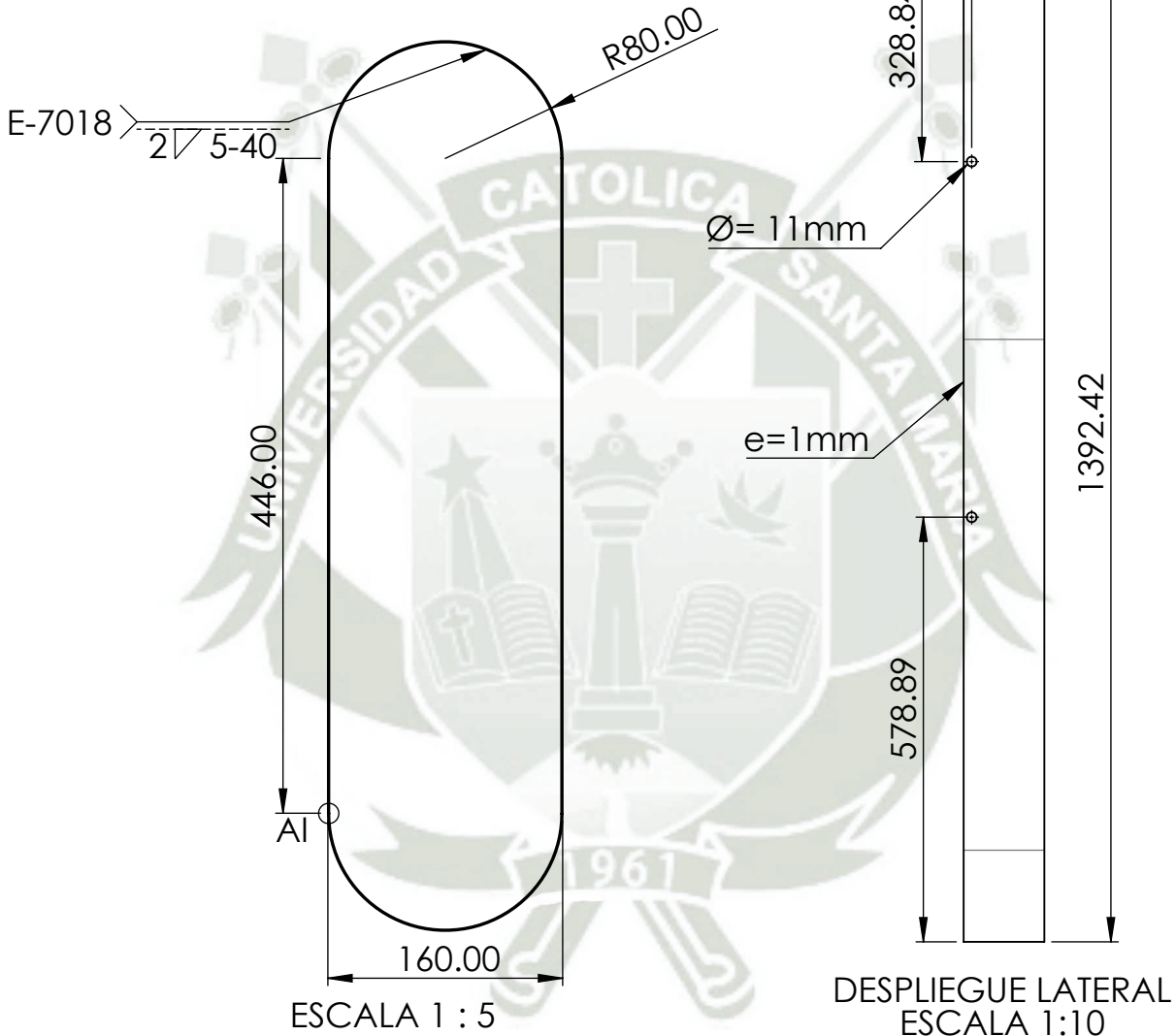
	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: GUARDA SUPERIOR			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	13 DE 14	ROL-013	A



ESCALA 1 : 10



DETALLE AI
ESCALA 1 : 1



NOTA:
Todas las medidas estan en milímetros salvo indique lo contrario.
Material ASTM A-36

	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA			
DIS.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	TITULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA DE PLANCHAS DE 3 RODILLOS			
DIB.	Corrales Tejada, Helbert Mauricio Vargas Ccasa, Jose Alejandro	02/05/2024	SUBTITULO: GUARDA INFERIOR			
REV.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	ESC:	HOJA:	COD:	REV:
APR.	Ing. Valencia Salas, Mario José	02/05/2024	IND	14 DE 14	ROL-014	A