

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA SEMIAUTOMÁTICA  
DE AVENA FORRAJERA PARA PEQUEÑOS PRODUCTORES DEL  
PERÚ CON CAPACIDAD DE 30 PACAS POR HORA**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniera Mecánica**

**AUTORA:**

Melani Isabella Condezo Rios

**ASESOR:**

Jorge Hernán Alencastre Miranda

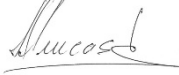
Lima, Setiembre, 2024

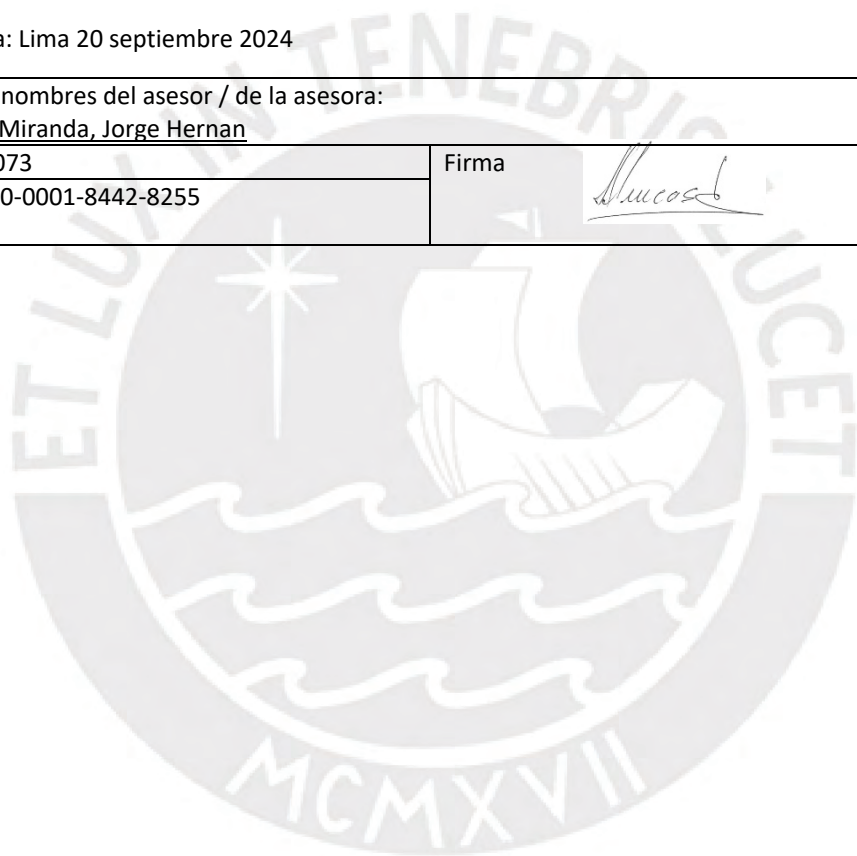
### Informe de Similitud

Yo, Jorge Alencastre Miranda, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor(a) de la tesis/el trabajo de investigación titulado Diseño de una máquina enfardadora semiautomática de avena forrajera para pequeños productores del Perú con capacidad de 30 pacas por hora, del/de la autor(a)/ de los(as) autores(as) Melani Isabella Condezo Rios, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 19%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 15/09/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima 20 septiembre 2024

Apellidos y nombres del asesor / de la asesora: <u>Alencastre Miranda, Jorge Hernan</u>	
DNI:10588073	Firma 
ORCID: 0000-0001-8442-8255	



## RESUMEN

El objetivo principal de esta tesis es proporcionar a los productores ganaderos una solución para enfrentar la escasez de alimento en la región Suni. La máquina enfardadora semiautomática de avena forrajera diseñada permite compactar la avena de forma automática para su almacenamiento y posterior uso como alimento para el ganado. Aunque los procesos de suministro y amarrado de la paca se realizan manualmente, la compactación automatizada agiliza el proceso y facilita la conservación del forraje. El diseño de la máquina se ha concebido considerando las necesidades y las circunstancias específicas de los productores de pequeña y mediana escala, con el objetivo de proporcionar una solución eficaz y económica que contribuya a mejorar la ganadería en la región. En el diseño de esta máquina se toma en cuenta que este tipo de enfardadora necesita dos operarios: uno para suministrar avena y otro para realizar el amarrado de la paca.

La máquina enfardadora ocupa un espacio específico de 3.64 m de largo por 0.9 m de ancho y 1.8 m de alto. La avena forrajera ingresará por el embudo ubicado sobre la cámara compactadora para ser compactada con una fuerza igual a 1215 N por una plancha reforzada. La máquina cuenta con un motor gasolinero para suministrar energía mecánica, el cual posee una potencia de 7.5 HP y 1800 rpm. Este motor accionará una transmisión por faja y por engranajes hasta un mecanismo de biela manivela para el empuje y retroceso de la plancha compactadora.

Este trabajo se fundamenta en la metodología VDI 2221, que abarca desde la planificación de las ideas iniciales hasta la elaboración del proyecto definitivo. En el primer capítulo, se describe las propiedades de la avena forrajera, se investiga sobre la producción del ese cereal en el Perú, sus propiedades y el valor nutritivo que posee. El segundo capítulo, comprende el estado del arte, la lista de exigencias, conceptos de soluciones y la selección del proyecto definitivo. El tercer capítulo contiene los cálculos y la selección de cada componente de la máquina enfardadora. Por último, el cuarto capítulo presenta los planos y se lleva a cabo un minucioso examen económico en relación con la producción de la máquina.

Se adjunta las conclusiones y anexos utilizados en esta tesis.

## APROBACIÓN DEL TEMARIO DE TESIS



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

### TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	:	DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA SEMIAUTOMÁTICA DE AVENA FORRAJERA PARA PEQUEÑOS PRODUCTORES DEL PERÚ CON CAPACIDAD DE 30 PACAS POR HORA
ÁREA	:	DISEÑO
PROPUESTO POR	:	Dr. Ing. JORGE ALENCASTRE MIRANDA
ASESOR	:	Dr. Ing. JORGE ALENCASTRE MIRANDA
TESISTA	:	MELANI ISABELLA CONDEZO RIOS
CÓDIGO	:	20150161
FECHA	:	28 de octubre del 2022

#### DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La ganadería es la principal actividad económica de la región Suni, región natural del Perú comprendida entre los 3500 a 4000 m.s.n.m. Sin embargo, esta actividad se ha visto afectada en los últimos años debido a la escasez de agua provocada por el cambio climático. La escasez de agua ha afectado la producción de avena de forraje, principal alimento para el ganado, debido a que solo se produce durante 4 meses al año. Por lo tanto, para satisfacer el abastecimiento anual de alimento del ganado, se requiere henificar forraje durante los meses de producción. La henificación consiste en secar y enfardar la avena, pues al reducir su volumen se almacena mayor cantidad de alimento en un menor espacio. En ese sentido, los pequeños productores de la sierra peruana cuentan con la henificación manual, la cual no es suficiente para satisfacer su demanda debido a la baja producción de pacas por día. Por lo expuesto, la presente propuesta de tesis comprende el diseño de una enfardadora semiautomática de avena forrajera para pequeños productores. La capacidad de la máquina será de 30 pacas por hora. El diseño contempla que la fabricación de la máquina sea de bajo costo y que sea realizada en talleres de manufactura cercanos a la zona de producción. Los productos del trabajo son el diseño completo de la máquina, memoria de cálculos, planos y costos de fabricación.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA SEMIAUTOMÁTICA  
DE AVENA FORRAJERA PARA PEQUEÑOS PRODUCTORES DEL  
PERÚ CON CAPACIDAD DE 30 PACAS POR HORA**

INTRODUCCIÓN

1. LA AVENA COMO RECURSO FORRAJERO
2. CONCEPCIÓN DEL DISEÑO
3. INGENIERÍA DE DETALLE
4. PLANOS Y COSTOS

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco profundamente al Ing. Jorge Alencastre por su valioso tiempo dedicado a las asesorías de tesis, su orientación, conocimiento y apoyo en el desarrollo del presente trabajo de tesis. Sus conocimientos y sugerencias han sido fundamentales para enriquecer y extender esta investigación. Su guía experta fue de gran ayuda para alcanzar los resultados y lograr el éxito en esta tesis. Su compromiso y dedicación han sido de inestimable valor para mí. Nuevamente, gracias por su invaluable contribución en este proceso académico.

Deseo expresar mi profundo agradecimiento a mi familia, cuyo incondicional apoyo ha sido fundamental para el éxito de esta tesis. Gracias por comprender y respaldar mi dedicación y esfuerzo en este proyecto. Su apoyo emocional y aliento constante me ha motivado a seguir adelante en todo momento. Gracias por brindarme un entorno propicio para centrarme en mis estudios y realizar esta investigación. Su amor y apoyo han sido un pilar fundamental en mi vida universitaria y en la culminación de esta tesis. Agradezco de corazón el cariño y la confianza que siempre me han brindado.

Finalmente, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a Jesús, cuyo constante apoyo y aliento han sido una fuente de fortaleza y motivación en todo momento. Su presencia y respaldo incondicional me han dado la confianza para enfrentar los retos y desafíos que se presentaron en el camino.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN .....	i
APROBACIÓN DEL TEMARIO DE TESIS.....	ii
AGRADECIMIENTOS .....	iv
ÍNDICE DE TABLAS .....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
INTRODUCCIÓN .....	1
OBJETIVOS .....	3
CAPÍTULO 1.....	4
1. La Avena como Recurso Forrajero.....	4
1.1. Avena Forrajera .....	4
1.2. Propiedades y Características de la Avena .....	5
1.3. Producción nacional de Avena.....	6
1.4. Variedades de Avena Forrajera en el Perú.....	7
1.5. Valor nutritivo de la Avena.....	9
CAPÍTULO 2.....	10
2. Concepción del Diseño.....	10
2.1. Estado del Arte.....	10
2.1.1. Conservación de forrajes.....	10
2.1.2. Tipos de enfardadoras.....	13
2.1.3. Mecanismos para el enfardado.....	15
2.1.4. Máquinas existentes para el enfardado de forraje.....	19
2.1.5. Tesis.....	21
2.1.6. Patentes .....	23
2.2. Lista de Exigencias .....	24
2.3. Estructura de Funciones.....	27
2.3.1. Abstracción Caja Negra .....	27
2.3.2. Secuencia y principios tecnológicos .....	27
2.3.3. Procesos técnicos .....	28
2.3.4. Aplicación de los sistemas técnicos y sus limitaciones .....	28
2.3.5. Agrupación de la estructura de funciones.....	29
2.3.6. Representación de las estructuras de funciones.....	29
2.3.7. Elección de la estructura de funciones.....	29
2.4. Matriz Morfológica.....	31
2.5. Conceptos de Solución.....	32
2.5.1. Concepto de solución 1 .....	32
2.5.2. Concepto de solución 2 .....	32
2.5.3. Concepto de solución 3 .....	33
2.5.4. Concepto de solución 4.....	34
2.5.5. Concepto de solución 5.....	34
2.6. Evaluación técnica-económica de los Conceptos de Solución .....	35
2.7. Proyecto Preliminar .....	36
2.7.1. Alternativa 1.....	37
2.7.2. Alternativa 2.....	37
2.7.3. Alternativa 3.....	38

2.7.4.	Alternativa 4.....	39
2.7.5.	Alternativa 5.....	39
2.8.	Evaluación Técnica-Económica.....	40
2.9.	Cálculos generales .....	42
2.9.1.	Especificaciones de la plancha compactadora .....	42
2.9.2.	Mecanismo de compresión .....	42
2.9.3.	Cámara de compactación .....	42
2.9.4.	Simplificación del mecanismo .....	43
2.9.5.	Fuerza en el mecanismo compresor.....	44
2.9.6.	Cálculo del momento torsor requerido .....	45
2.9.7.	Fuerzas en el mecanismo .....	47
2.9.8.	Fuerzas en el brazo mecánico .....	48
CAPÍTULO 3.....		51
3	Ingeniería de Detalle.....	51
3.1.	Fuente de energía .....	51
3.2.	Sistema de transmisión .....	52
3.2.1.	Selección de las poleas y faja plana.....	52
3.2.2.	Selección de engranajes de transmisión.....	55
3.3.	Cálculo de árboles.....	56
3.3.1.	Cálculo previo del árbol A.....	56
3.3.2.	Cálculo definitivo del árbol A.....	60
3.3.3.	Cálculo previo del árbol B.....	61
3.3.4.	Cálculo definitivo del árbol B.....	65
3.3.5.	Cálculo previo del árbol C .....	66
3.3.6.	Cálculo definitivo del árbol C.....	70
3.4.	Uniones por chavetas .....	71
3.5.	Cálculo de los pasadores.....	72
3.5.1.	Articulación biela-manivela.....	72
3.5.2.	Articulación biela-plancha .....	74
3.6.	Cálculo de la biela.....	75
3.7.	Cálculo de la manivela.....	76
3.8.	Plancha compactadora .....	77
3.9.	Selección de rodamientos .....	78
3.10.	Dimensionamiento de la estructura base.....	79
CAPÍTULO 4.....		82
4.	Planos y Costos.....	82
4.1.	Lista de Planos .....	82
4.2.	Costos de fabricación .....	83
CONCLUSIONES .....		87
BIBLIOGRAFÍA .....		89

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Superficie sembrada de avena forrajera en el Perú.....	6
Tabla 2. Rendimiento de materia verde y materia seca por variedades de avena forrajera. ....	7
Tabla 3. Valor nutricional de avena forrajera. ....	9
Tabla 4. Lista de exigencias. ....	24
Tabla 5. Evaluación preliminar de los conceptos de solución. ....	36
Tabla 6. Evaluación de conceptos de solución- Valor técnico. ....	40
Tabla 7. Evaluación de conceptos de solución- Valor económico. ....	41
Tabla 8. Iteración de la solución del mecanismo. ....	46
Tabla 9. Especificaciones del motor Shizai. ....	51
Tabla 10. Factores efectivos de concentración de esfuerzos. ....	60
Tabla 11. Asignación de diámetros para cada sección. ....	60
Tabla 12. Factor de seguridad del árbol A. ....	61
Tabla 13. Asignación de diámetros para cada sección. ....	65
Tabla 14. Factor de seguridad del árbol B. ....	66
Tabla 15. Asignación de diámetros para cada sección. ....	70
Tabla 16. Factor de seguridad del árbol C. ....	71
Tabla 17. Diámetro mínimo requerido.....	73
Tabla 18. Diámetro mínimo requerido.....	75
Tabla 19. Resultado del análisis estático del mecanismo compactador.....	78
Tabla 20. Resultado del análisis estático de la estructura.....	80
Tabla 21. Planos y codificación. ....	82
Tabla 22. Costo de diseño de la máquina. ....	83
Tabla 23. Precios totales de los elementos normalizados. ....	84
Tabla 24. Precio de los materiales para los elementos de máquina. ....	85
Tabla 25. Costo de manufactura y ensamblaje de la máquina.....	85
Tabla 26. Costos de fabricación.....	86

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Cultivos de avena. ....	5
Figura 2. Flor de Avena INIA 901.....	8
Figura 3. Cultivo de Avena Africana.....	8
Figura 4. Avena La Cajamarquina en madurez fisiológica.....	9
Figura 5. Silo tipo Parva. ....	10
Figura 6. Distribución del forraje cortado.....	12
Figura 7. Exposición del forraje al sol. ....	12
Figura 8. Empaquetado del forraje.....	13
Figura 9. Enfardadora manual.....	13
Figura 10. Enfardadora accionada por malacate.....	14
Figura 11. Enfardadora estacionaria. ....	14
Figura 12. Enfardadora automática.....	15
Figura 13. Trinquete (izquierda) y Piñón-Cremallera (derecha). ....	15
Figura 14. Compactadora hidráulica (izquierda) y circuito hidráulico.....	16
Figura 15. Esquema de cadenas y ruedas.....	17
Figura 16. Esquema de transmisión. ....	18
Figura 17. Enfardadora Omega 2401.....	20
Figura 18. Enfardadora Omega Z-500. ....	21
Figura 19. Máquina enfardadora manual. ....	22
Figura 20. Simulación de la enfardadora de alfalfa. ....	22
Figura 21. Prensa enfardadora. ....	23
Figura 22. Caja negra.....	27
Figura 23. Estructura de funciones ganadora.....	30
Figura 24. Matriz morfológica.....	31
Figura 25. Concepto de solución 1. ....	32
Figura 26. Concepto de solución 2. ....	33
Figura 27. Concepto de solución 3. ....	33
Figura 28. Concepto de solución 4. ....	34
Figura 29. Concepto de solución 5. ....	35
Figura 30. Proyecto preliminar – Alternativa 1. ....	37
Figura 31. Proyecto preliminar – Alternativa 2. ....	38
Figura 32. Proyecto preliminar – Alternativa 3. ....	38
Figura 33. Proyecto preliminar – Alternativa 4. ....	39
Figura 34. Proyecto preliminar – Alternativa 5. ....	40
Figura 35. Diagrama de evaluación técnico-económico según VDI 2225. ....	41
Figura 36. Esquema de una paca de avena. ....	42
Figura 37. Dimensiones de la cámara de compactación.....	43
Figura 38. Recorrido del mecanismo compresor.....	43
Figura 39. Mecanismo simplificado. ....	44
Figura 40. Mecanismo de compactación. ....	44
Figura 41. Mecanismo biela-manivela.....	45
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo. ....	47
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del “Brazo 1” del mecanismo. ....	47
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del “Brazo 2” del mecanismo. ....	48
Figura 45. Posición inicial. ....	48

Figura 46. Posición final.....	49
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de los componentes del brazo mecánico.....	49
Figura 48. Motor SZ170F.....	51
Figura 49. Sistema de transmisión.....	52
Figura 50. Esquema del sistema de transmisión.....	52
Figura 51. Elementos de transmisión por faja plana.....	53
Figura 52. Transmisión por faja plana.....	53
Figura 53. Transmisión por faja plana.....	54
Figura 54. Disposición de los engranajes.....	55
Figura 55. Engranajes.....	56
Figura 56. Componentes del árbol A.....	56
Figura 57. Diagrama de cuerpo libre – Árbol A.....	57
Figura 58. DFC en el plano xz – árbol A.....	58
Figura 59. DMF en la dirección x – árbol A.....	58
Figura 60. DFC en el plano yz – árbol A.....	59
Figura 61. DMF en la dirección y – árbol A.....	59
Figura 62. DMT en la dirección z – árbol A.....	59
Figura 63. Componentes del árbol B.....	62
Figura 64. Diagrama de cuerpo libre – Árbol B.....	63
Figura 65. DFC en el plano xz – árbol B.....	64
Figura 66. DMF en la dirección x – árbol B.....	64
Figura 67. DFC en el plano yz – árbol B.....	64
Figura 68. DMF en la dirección y – árbol B.....	64
Figura 69. DMT en la dirección z – árbol B.....	64
Figura 70. Componentes del árbol C.....	66
Figura 71. Diagrama de cuerpo libre – Árbol C.....	67
Figura 72. DFC en el plano xz – árbol C.....	68
Figura 73. DMF en la dirección x – árbol C.....	68
Figura 74. DFC en el plano yz – árbol C.....	69
Figura 75. DMF en la dirección y – árbol C.....	69
Figura 76. DMT en la dirección z – árbol C.....	69
Figura 77. Unión mediante chaveta de caras planas paralelas.....	71
Figura 78. Unión articulada.....	73
Figura 79. DCL de los elementos.....	73
Figura 80. Unión articulada.....	74
Figura 81. Diagrama de cuerpo libre de los elementos.....	75
Figura 82. Esquema de la biela.....	76
Figura 83. Esquema de la manivela.....	77
Figura 84. Propiedades químicas del ASTM A36.....	77
Figura 85. Mecanismo compactador.....	78
Figura 86. Configuración de la estructura base.....	80
Figura 87. Desplazamiento de la estructura.....	81

## INTRODUCCIÓN

En el año 2012, se registró una extensión de 18 millones de hectáreas de pastos naturales en territorio peruano. Las regiones que presentaron las mayores áreas de pastizales fueron Puno (3.5 millones), Cusco (1.65 millones), Ayacucho (1.6 millones) y Arequipa (1.5 millones) con tasas de crecimiento de 1.21%, 1.67%, 1.4% y -0.5% durante el periodo 2007-2016 respectivamente. Sin embargo, es importante destacar que solo el 19% de los suelos del país son adecuados para las actividades agrícolas y ganaderas, los cuales se caracterizan por su fragilidad, poca profundidad y mal drenaje. Estas condiciones, sumadas a las inadecuadas prácticas de manejo, provocan un aumento en la erosión y la compactación del suelo, lo que afecta negativamente a las funciones ecosistémicas y la regulación del agua (MINAGRI, 2017).

Según el informe del MIDAGRI (2017), la ganadería juega un rol crucial en la creación de oportunidades laborales y en el bienestar de las familias. Se estima que alrededor de 1.8 millones de familias se benefician directamente de esta actividad. Además, el sector agropecuario depende en gran medida de la ganadería, ya que representa el 40.2% del Valor Bruto de la Producción (VBP). Estos datos subrayan la importancia socioeconómica de la actividad ganadera y su contribución al desarrollo rural y nacional. Es relevante resaltar que las especies vacuno y caprino se desarrollan en la modalidad de pequeña y mediana ganadería. Estas comunidades ganaderas se caracterizan por tener un bajo nivel tecnológico y un acceso limitado a los servicios relacionados con la ganadería. Por lo tanto, en la región Suni es fundamental contar con cultivos forrajeros para asegurar el adecuado suministro de alimento para los animales.

La avena forrajera es conocida por su destacada calidad nutricional, que se refleja en su alta digestibilidad, su notable contenido energético y las cualidades superiores de su fibra en comparación con otros cereales.

El ámbito agrícola se ve fuertemente impactado por eventos climáticos extremos y variaciones en las condiciones meteorológicas. En los últimos 13 años, se ha registrado un aumento en los daños provocados por fenómenos climáticos extremos, resultando en pérdidas considerables para el sector agropecuario (MIDAGRI, sf). Se debe tener en cuenta que la producción de

pastos naturales en el altiplano del país depende de las lluvias estacionales. Por lo expuesto, solo se puede producir forraje durante aproximadamente cuatro meses, ya que los otros ocho meses del año corresponden a un tiempo conocido como época seca. Por un lado, los cambios climáticos traen consigo problemas, como el abastecimiento de alimentos para el ganado, lo que genera baja producción pecuaria y bajos índices ganaderos.

Choque (2005) indica que, durante el proceso de henificación, se pueden observar variaciones en las pérdidas de materia seca, y estas fluctúan según las condiciones específicas del entorno y del procedimiento. Cuando se tiene condiciones favorables, las pérdidas se encuentran entre el 10% y el 12%; mientras que, estando en condiciones normales se entran entre 14% y 16%. Sin embargo, en condiciones desfavorables puede superar el 20%. Adicionalmente, la avena suelta ocupa mucho espacio y tiende a generar un desperdicio significativo durante su almacenamiento y manipulación.

Las comunidades de la región Suni llevan a cabo la cosecha y almacenamiento de forma tradicional debido a las dificultades económicas para acceder a nuevas tecnologías que permiten realizar el enfardado de forraje. Se han desarrollado máquinas manuales que cumplen con la función del enfardado pero que requieren un esfuerzo físico significativo realizado por varias personas para su correcto funcionamiento (Salas & Seclen, 2020). Cabe destacar que en las máquinas enfardadoras manuales la velocidad de producción es una desventaja.

Finalmente, con el fin de abastecer alimentos para el ganado durante todo el año se propone henificar el cultivo de avena forrajera. Según la UNALM (2011), la conservación de forrajes se presenta como una solución técnica viable para contrarrestar los efectos de la escasez de forraje en la región Suni. El enfardado de avena forrajera juega un papel crucial para aumentar la disponibilidad de alimento para el ganado mediante la conservación de pacas en un almacén. El objetivo de este almacenamiento es preservar su calidad nutritiva, protegerlos de los animales y las posibles nevadas que pueden ocurrir hasta el momento de su consumo. Asimismo, las pacas ocupan menos espacio y son más fáciles de almacenar y manipular en comparación a la avena suelta.

Este proyecto de tesis aportará importantes ventajas al progreso de la agricultura y ganadería. Además, en el proceso de diseño de la enfardadora, se priorizará la economía y se buscará mejorar la velocidad de producción en comparación con una enfardadora manual.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar una máquina enfardadora semiautomática de avena forrajera para pequeños productores de la región Suni del Perú, con capacidad de enfardar 30 pacas por hora donde cada paca tendrá un peso aproximado de 20 kilos y unas dimensiones de 0.8m x 0.4m x 0.4m.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Conocer las propiedades y características de la avena forrajera cosechadas en la región Suni.
- Estudiar el proceso de enfardado que se realiza actualmente en la sierra del país.
- Investigar los tipos de enfardadoras disponibles en el mercado.
- Realizar una evaluación de los mecanismos de transmisión de potencia que se aplican en las enfardadoras.
- Generar propuestas iniciales de soluciones, llevar a cabo un análisis que incluya aspectos técnicos y económicos y elegir un proyecto preliminar.
- Llevar a cabo el dimensionamiento de los elementos de la máquina y elegir los materiales apropiados para el diseño de la enfardadora.
- Utilizar software de ingeniería asistida por computadora (CAD/CAE) para elaborar los planos de disposición, ensamble y despiece de la máquina.
- Estimar el costo total de la máquina.

## CAPÍTULO 1

### 1. La Avena como Recurso Forrajero

#### 1.1. Avena Forrajera

Los cereales se destacan por su capacidad de producir grandes cantidades de forraje en un periodo corto de tiempo y a un costo menor en comparación con el ensilaje de maíz, incluyendo los insumos y los equipos empleados en la etapa de producción (Romero, 2000).

La avena es un cultivo versátil y flexible que encuentra aplicaciones a lo largo del año en diversos aspectos de la agricultura, la ganadería y la industria agrícola. En la alimentación del ganado, la avena se emplea para obtener diversos productos, como grano, forraje fresco y forraje conservado a través de ensilaje o heno (Beratto, 2002).

Según INFOAGRO (sf), la avena es una planta anual de tipo herbáceo que se clasifica dentro de la familia de las gramíneas. Se caracteriza por ser principalmente autógama, aunque ocasionalmente puede presentar una tasa de alogamia que difícilmente sobrepasa el 0.5%.

La avena es cultivada en toda la zona Suni del Perú, tanto como cultivo de grano como de forraje, ya que tiene importancia económica para las familias que realizan actividades de agricultura y ganadería.

La siembra de la avena forrajera se realiza durante el ciclo primavera-verano bajo condiciones de cultivo temporal. Además, los aspectos relacionados con la siembra, el crecimiento y las características generales del cultivo son comparables tanto para la avena forrajera como para la avena destinada a la producción de grano (López, 2016).



Figura 1. Cultivos de avena.

Tomado de Andina (2021): INIA presenta su nueva avena forrajera que mejorará la alimentación del ganado.

## 1.2. Propiedades y Características de la Avena

En la categoría de cereales, la avena es la especie más cultivada como forraje invernal en la zona central sobre todo en la zona sur. La avena tiene un rol significativo en la ganadería, ya que se emplea como alimento en forma de forraje verde, como cultivo complementario en el establecimiento de praderas, para la producción de ensilaje y heno. También, forma parte de las raciones alimenticias en forma de grano. En algunas áreas, es posible utilizarla para la producción de heno en combinación con leguminosas. De esta forma, la avena tiene muchos beneficios en la alimentación de animales en diferentes regiones del país (Romero & Beratto, 2000). La avena forrajera, en comparación a otros forrajes, es más productiva, tiene un mayor valor nutricional y es de fácil conservación durante la época seca. Este periodo corresponde a las estaciones del otoño e invierno, pues durante las temporadas mencionadas no hay lluvias estacionarias en la sierra del país.

El cultivo de avena forrajera ha experimentado un notable incremento en las zonas de Cusco y Puno debido a su potencial de rendimiento y su calidad nutricional. Como resultado, el Instituto Nacional de Innovación Agraria (INIA) a través del Programa Nacional de Investigación en Pastos y Forrajes ha estado promoviendo activamente el cultivo de esta variedad en la región. Una variedad particular de avena, conocida como INIA 930-Tayko Andenes, fue desarrollada y puesta a disposición de los ganaderos por el INIA en el año 2007. Dicha especie presenta características específicas y beneficios que son adecuados para el contexto local y puede ser utilizada como una opción para mejorar la producción y alimentación del ganado en la región (INIA, 2007). Según este estudio la planta de avena soporta diversas plagas, resiste las inundaciones, sequías y temperaturas muy bajas.

La avena ha demostrado ser beneficiosa en la alimentación del ganado, ya que se ha observado que cuando se incrementa el nivel de avena, se logra una mayor ganancia de peso en los animales. Esto se debe a que, el aumento de la proporción de avena en la ración mejora la digestibilidad de los alimentos, lo que a su vez promueve un mayor consumo de alimentos por parte del ganado (Romero & Beratto,2000).

Como generalidades de la avena tenemos:

- Nombre común: Avena forrajera
- Nombre científico: Avena sativa
- Requerimientos agroclimáticos:
  - Altitud: 3200 hasta 4200 m.s.n.m.
  - Temperatura para germinar: 6°C
  - Temperatura para floración: 12-16°C
- Época de siembra:
  - Para forraje: noviembre a diciembre
  - Para grano: octubre a noviembre

### 1.3. Producción nacional de Avena

A nivel global, la avena forrajera se ubica como el quinto cereal más producido. En Perú, los principales departamentos dedicados al cultivo de esta gramínea son Puno, Cusco y Ayacucho, donde se aprovecha tanto como grano que como forraje durante las temporadas de escasez de alimento para el ganado. Es relevante destacar que los meses de mayor siembra son noviembre y diciembre.

Según MIDAGRI (s.f.), en la Tabla 1 presenta índices que subrayan la notable importancia de la avena forrajera como uno de los cultivos destacados en nuestro país.

Tabla 1. Superficie sembrada de avena forrajera en el Perú.

Año	Miles de hectáreas
2013 – 2014	77.8
2014 – 2015	78.2
2015 – 2016	77.9
2016 – 2017	85.8
2017 -2018	98.3

Nota. Tomado de “Evaluación agronómica y valor nutritivo de avena bajo condiciones de restricción de lluvia en la sierra central del Perú”, por Arango, 2019.

#### 1.4. Variedades de Avena Forrajera en el Perú

En la Tabla 2 se observa el rendimiento de materia verde y materia seca de distintas variedades de avenas que son cultivadas en el departamento de Puno.

Tabla 2. Rendimiento de materia verde y materia seca por variedades de avena forrajera.

Variedades	Procedencia	Rendimiento (kg/ha)	
		Materia verde	Materia seca
Black supprime	Nueva Zelanda	80 500	21 800
Vilcanota I	Cusco	83 000	20 850
Mantaro 15	Cusco	94 000	18 720
Acchiles	Nueva Zelanda	94 700	16 790
Amuri	Nueva Zelanda	89 200	16 510
Tayko	Nueva Zelanda	71 700	15 810

Nota. Tomado de “*Producción y manejo de especies forrajeras*”, por Choque,2005.

##### ❖ INIA 901-Mantaro 15M

La variedad de avena INIA 901-Mantaro 15M sobresale por su destacado rendimiento de biomasa y su excelente calidad nutricional. Estas características le otorgan una ventaja comparativa significativa, generando una gran expectativa entre los productores y ganaderos en la Sierra Central del Perú. Actualmente, esta variedad está siendo sembrada con el propósito de conservar el forraje a través de la producción de heno y ensilado, satisfaciendo las necesidades alimenticias del ganado de forma eficiente (Noli et al., sf).

Según Nestares et al. (s.f.), la variedad de avena forrajera INIA 901-Mantaro 15M demuestra una alta adaptabilidad a las condiciones agroclimáticas de la Sierra Central y, en general, de la Sierra del Perú. Esta adaptación se observa en un rango de altitudes que varía de 3200 a 4200 metros sobre el nivel del mar cuando se cultiva para obtener forraje verde. Además, cuando se cultiva con el propósito de producir semillas, esta variedad se adapta a altitudes que van desde 3200 hasta 3400 metros. La región del Valle del Mantaro, con sus condiciones climáticas favorables, es especialmente adecuada para el cultivo de esta variedad.



Figura 2. Flor de Avena INIA 901.

Tomado de “Avena INIA 901-Mantaro 15M”, por INIA, 2006.

#### ❖ INIA 902-Africana

El Programa Nacional de Investigación en Pastos y Forrajes, operado por el Instituto Nacional de Investigación y Extensión Agraria y la Estación Experimental Agraria Illpa en Puno, ha desarrollado la variedad de avena INIA 902-Africana. El propósito de este logro es proporcionar a los productores ganaderos en las zonas de Suni en el Perú un cultivar que destaque por su alta producción de biomasa y su valor nutricional, ideal para la alimentación del ganado (INIA,2006).



Figura 3. Cultivo de Avena Africana.

Tomado de “Avena INIA 902-Africana”, por INIA, 2006.

#### ❖ INIA 905-La cajamarquina

En una evaluación comparativa, la variedad de avena forrajera INIA 905-La cajamarquina demostró un desempeño sobresaliente en términos de rendimiento de forraje verde, producción de materia seca y cosecha de semillas en comparación con otras variedades disponibles. Además, se caracteriza por su resistencia, tolerancia y capacidad para soportar condiciones de bajas temperaturas, suelos ácidos y escasez de agua (INIA, 2008). Se

menciona que esta variedad de avena tiene una altura de la planta de 66 a 84 cm, la semilla es de color negro y alargada.



Figura 4. Avena La Cajamarquina en madurez fisiológica.  
Tomado de “Avena INIA 904-La Cajamarquina”, por INIA.

### 1.5. Valor nutritivo de la Avena

La calidad del forraje de avena depende de muchos factores propios de la especie, como la madurez de la planta, los métodos de cosecha empleados, la fertilización de los suelos y el almacenamiento. En comparación con otras especies, la avena como forraje tiene un mayor valor nutricional. En la Tabla 3, se muestra el valor nutricional de algunas variedades de avena forrajera.

Tabla 3. Valor nutricional de avena forrajera.

N°	Variedades de avena	Proteína (%)
1	Africana	9.26
2	Vilcanota I	7.64
3	Tayko	7.41
4	Cayuse	7.18

Nota. Tomado de “Expediente técnico de avena forrajera variedad INIA-902 Africana (*Avena sativa* L.)”, por INIA,2006.

## CAPÍTULO 2

### 2. Concepción del Diseño

#### 2.1. Estado del Arte

##### 2.1.1. Conservación de forrajes

Ante la problemática del abastecimiento de alimento para el ganado, surge la necesidad de almacenar fardos de avena forrajera que mantengan la calidad del forraje y aseguren la disponibilidad de alimentar al ganado durante el año, especialmente durante la época seca. Por lo tanto, la conservación de forraje consiste en preservar el alimento de los animales sin que pierda sus nutrientes desde la época de cosecha abundante hasta la época de escasez. Esto permite mantener una producción de leche constante durante todo el año, aumentando la productividad. Adicionalmente, se puede aprovechar el excedente de forraje durante la época de lluvia. A continuación, se presentarán los tipos de conservación y almacenamiento de forraje:

- **Ensilaje**

El ensilado es una forma de conservar pastos naturales mediante la fermentación parcial, lo que resulta en cambios en su composición química, pero sigue manteniendo sus nutrientes de manera muy similar a cuando están frescos.

Existen tres tipos de ensilado:

- a. Silo tipo Parva: Se trata de ensilar sobre el suelo y utilizando mantas gruesas de plástico que puedan ser reutilizadas.

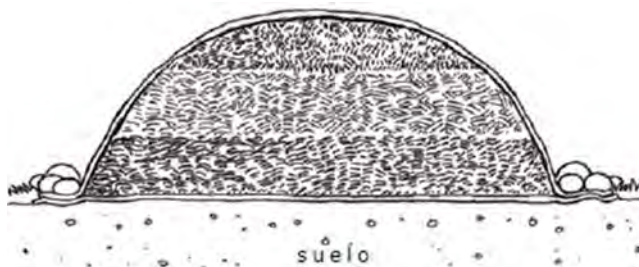


Figura 5. Silo tipo Parva.

Tomado de “Guía de: Conservación de Forrajes”, por MIDAGRI.

- b. Silo tipo Trinchera: Consiste en construir previamente una posa larga y poco profunda para que el forraje sea cubierto con mantas de plástico.
- c. Silo tipo Salchicha o en bolsa: Se ensila pastos que están premarchitados y picados en bolsas de polietileno que sean resistentes a la radiación solar. Estas bolsas permiten conservar hasta 800 kg de pasto.

Pasos para el ensilaje de forraje:

- i. Se debe cortar el forraje y realizar una prueba de humedad para determinar si el pasto es adecuado para el ensilado. Esta prueba consiste en tomar una muestra de pasto y hacer una bola con ambas manos. Si la bola de pasto se deshace lentamente, indica que tienen el nivel de humedad adecuado para el ensilado.
- ii. Se debe extender el plástico y preparar la mezcla con melaza, el cual debe diluirse en agua en partes iguales.
- iii. Se debe picar el pasto utilizando una picadora de forraje o hacerlo manualmente para luego llenar el silo.
- iv. El siguiente paso es compactar el pasto mediante el apisonado para eliminar el aire. Para lograr una buena compactación, debe ser difícil introducir la mano en el forraje. Después de cada capa compactada de forraje, se debe agregar melaza, sal o grano. A medida que se apilan las capas, se debe seguir apisonando para evitar espacios de aire.
- v. Por último, se debe tapar y sellar el silo.

- **Henificación**

La henificación es una técnica de conservación de forraje que consiste en cortar el forraje en estado verde, exponerlo al sol para reducir su humedad natural de 15% a 20% y asegurar una buena conservación, empacarlo y almacenarlo sin que pierda su valor nutritivo. Los beneficios de esta técnica son su bajo costo y su facilidad de uso. Como resultado de la henificación, obtenemos heno que puede ser utilizado como alimento tanto para el ganado adulto como para las crías. En este proceso, los factores ambientales que intervienen incluyen la humedad del aire, la humedad del suelo, la temperatura del aire y la velocidad del viento. Los pasos para la henificación de forraje son los siguientes:

- i. Corte de vegetación: Se debe realizar el corte de la avena por la mañana, después de que haya caído el rocío. Se recomienda que el corte se realice con un machete o una hoz.

- ii. Hilerado: Una vez que el forraje ha sido cortado, es necesario extenderlo en el campo para acelerar el proceso de secado y prevenir una fermentación excesiva o la putrefacción.



Figura 6. Distribución del forraje cortado.

Tomado de “Guía de: Conservación de Forrajes”, MIDAGRI.

- iii. Secado: Se debe exponer el forraje al sol y al viento para permitir su deshidratación. A medida que se seca, se debe voltear el forraje varias veces para lograr un secado uniforme. Es importante voltear el forraje solo las veces necesarias para evitar que las hojas se caigan. En el caso específico de la avena forrajera, después de cortarla, se recomienda exponerla al sol durante 5 a 7 días, volteándola 3 veces durante ese periodo



Figura 7. Exposición del forraje al sol.

Tomado de “Guía de: Conservación de Forrajes”, MIDAGRI.

- iv. Enfardado y almacenamiento: Una vez que el forraje haya alcanzado una humedad entre 15% y 20%, se procede a su enfardado utilizando una máquina enfardadora o de forma manual. Para asegurar los fardos de heno, se utiliza una pita o soguilla para atarlos. Finalmente, es importante almacenar el heno bajo techo para protegerlo de los daños causados por el sol.



Figura 8. Empaquetado del forraje.  
Tomado de “Guía de: Conservación de Forrajes”, MIDAGRI.

### 2.1.2. Tipos de enfardadoras.

- **Enfardadora manual.**

Las enfardadoras manuales consisten en un cajón donde se forma la paca y una palanca que se acciona manualmente mediante la fuerza de una persona. La palanca impulsa un émbolo y una tapa para comprimir el forraje y darle forma de bloque. Estas enfardadoras tienen una capacidad de producción baja, generando entre 50 y 60 pacas por día. Su principal ventaja radica en su bajo costo y la posibilidad de construirlas de forma casera. Debido a su rendimiento limitado, son más adecuadas para explotaciones ganaderas pequeñas. (Aguila, sf).

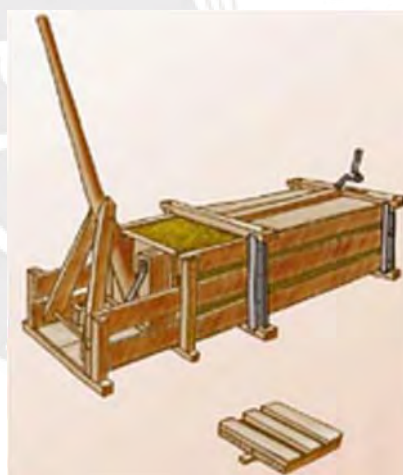


Figura 9. Enfardadora manual.

Tomado de “Construcción con Fardos Una Alternativa para la Región de la Araucanía”, por Rodríguez, 2007.

- **Enfardadora accionada por malacate**

La enfardadora accionada por caballo presenta un rendimiento notablemente superior en comparación con la enfardadora manual, ya que es impulsada por la fuerza del animal, que a su vez mueve el malacate. El aumento del rendimiento se debe a que se realiza una mayor continuidad de trabajo que se puede lograr con esta máquina. El movimiento de esta

enfardadora se debe al giro circular de un brazo con palanca accionada por un caballo (Aguila, sf). Señala que si el trabajo es continuo se puede tener un rendimiento entre 150 a 200 pacas por día.

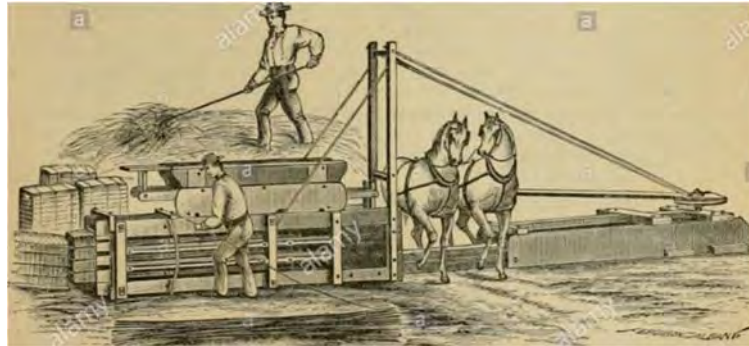


Figura 10. Enfardadora accionada por malacate.

Tomado de “American agricultura y ganadería, con datos útiles para el hogar, dedicado a la agricultura en todos sus departamentos”, por ALAMY.

- **Enfardadora estacionaria**

La enfardadora estacionaria cuenta con la acción de malacate para su funcionamiento, presenta un rendimiento aproximadamente el doble en comparación con otras enfardadoras. Se estima que se puede producir entre 200 y 400 pacas por día (Rodríguez, 2007).



Figura 11. Enfardadora estacionaria.

Tomado de “Construcción con Fardos Una Alternativa para la Región de la Araucanía”, por Rodríguez, 2007.

- **Enfardadora semi-automática**

Aguila (s.f.) señala que la clasificación de semiautomática se caracteriza por requerir que el amarrado del fardo se realice manualmente, esto los clasifica como semi-automáticas en lugar de automáticas. A su vez, estos modelos suelen tener un menor costo en comparación con las enfardadoras automáticas. A pesar de que, es necesario realizar el amarrado de forma manual,

las enfardadoras semi-automáticas pueden lograr un rendimiento diario superior a los 500 fardos por día.

- **Enfardadora automática**

Rodríguez (2007) menciona que se llaman automáticas a las enfardadoras que realizan las operaciones sin la intervención del hombre. Esta clase de máquina es esencial para grandes productores de forraje porque tienen la capacidad de compactar más de 1000 pacas por día.



Figura 12. Enfardadora automática.

Tomado de “Construcción con Fardos Una Alternativa para la Región de la Araucanía”, por Rodríguez , 2007.

### 2.1.3. Mecanismos para el enfardado

Para realizar el trabajo de enfardado de las pacas, se utilizan distintos tipos de mecanismos. A continuación, se mostrará algunos de ellos:

- **Trinquete**

La presión se realiza de forma manual accionando un mecanismo de trinquete a través de una llave de carraca, la cual ejerce fuerza en una dirección y se libera en la otra dirección. Esta llave de carraca está conectada a un mecanismo de piñón-cremallera. Para que el mecanismo vuelva a su posición inicial, se utilizan dos resortes.



Figura 13. Trinquete (izquierda) y Piñón-Cremallera (derecha).

Tomado de “Mecanismos”, por MecanESO.

### Ventajas

- Operación sencilla
- Fácil construcción
- Solo se necesita un operario

### Desventajas

- Tiempo elevado para la compresión de la avena
- Tiempo elevado para el amarrado de una paca
- Desgaste físico del operario
- No se puede realizar un trabajo constante

- **Cilindro Hidráulico**

Pasos para realizar el enfardado de avena: Primero, suministrar forraje a la máquina y cerrar la puerta de la máquina. Segundo, ejecutar la presión de la paca utilizando un cilindro hidráulico que es accionado por un motor. Este cilindro empuja una base cuadrada para ejercer fuerza sobre toda el área de trabajo.

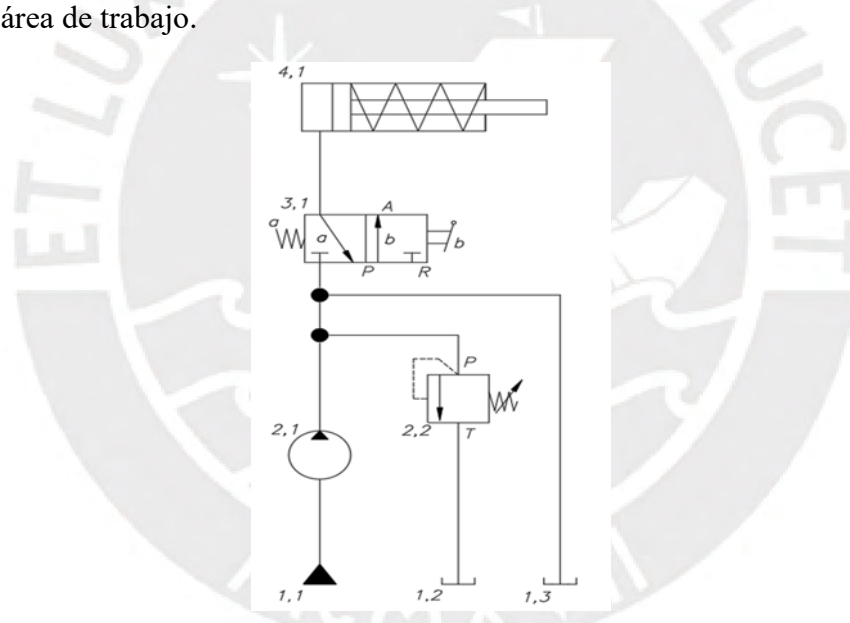


Figura 14. Compactadora hidráulica (izquierda) y circuito hidráulico.

Los sistemas hidráulicos están compuestos por una bomba, válvulas, fluido hidráulico y un depósito de almacenamiento. Se elaboró la figura 14, en donde se observa que al encender la bomba (2,1) permite succionar el fluido desde el depósito (1,1). La válvula 3/2 es normalmente cerrada (no permite que el flujo pase al cilindro), como el fluido es incompresible necesita de un lugar por donde liberar el flujo para mantener la presión. Aquí es donde se abre la válvula limitadora de presión (2,2) para que el fluido retorne al depósito. Por otro lado, si la válvula 3/2 se acciona permite que el flujo llegue al cilindro haciendo que el vástago se desplace.

Cuando la presión llega a su límite se abre la válvula de seguridad para que el fluido regrese al depósito evitando que ocurran fallas.

### **Ventajas**

- Posicionamiento exacto
- Movimientos homogéneos
- Alta velocidad de compactación
- Alta eficiencia y fácil manejo
- Compresión automática

### **Desventajas**

- Costo elevado
- Contaminación del entorno de trabajo
- No se puede realizar un trabajo constante
- Tiempo elevado para el amarrado de una paca
- Se necesitan dos personas para elaborar una paca
- Se necesita mano de obra especializada para la construcción

#### • **Cadenas y Ruedas**

El mecanismo de enfardado está compuesto por cadenas en cada lado de la enfardadora. Para el avance y retroceso de la plancha compresora, se requiere de energía humana. La plancha está conectada a las cadenas en ambos extremos. En la parte superior, se observa una palanca que está conectada a un eje. Cuando una persona suministra energía, hace girar la palanca, lo cual a su vez hace girar ambos piñones. Este movimiento genera el movimiento de las cadenas y permite que la plancha comprima la avena.

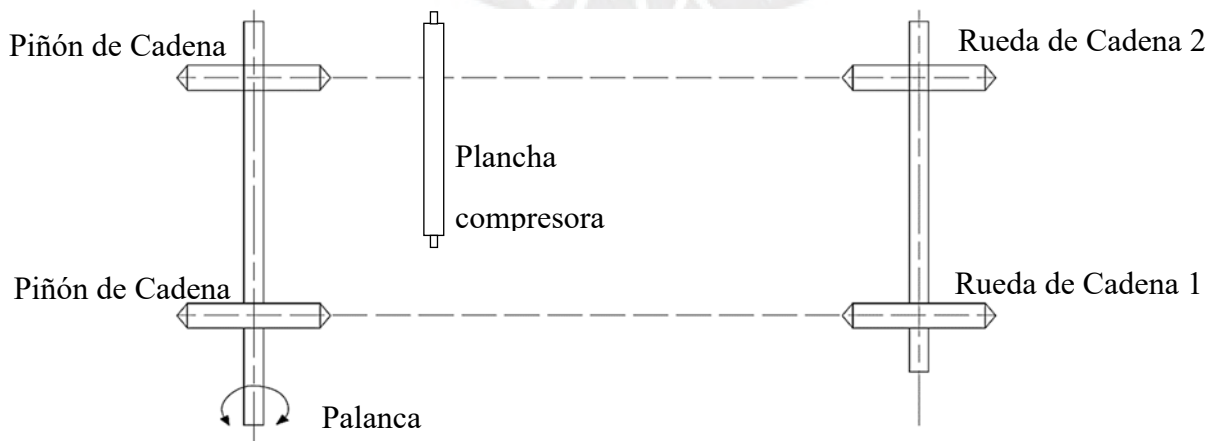


Figura 15. Esquema de cadenas y ruedas.

### Ventajas

- Operación sencilla
- Fácil construcción
- Solo se necesita un operario
- Buena maniobrabilidad

### Desventajas

- Proceso de compactación manual
- No se puede realizar un trabajo constante
- Tiempo elevado para la compactación de la avena
- Tiempo elevado para el amarrado de una paca
- Desgaste físico del operario
- Solo se puede amarrar longitudinalmente

- **Excéntrica-biela**

Se realiza la transmisión de potencia desde un motor hasta el mecanismo excéntrica-biela. Primero, el eje del motor hace girar un piñón que está conectado a una correa o faja, transmitiendo así la potencia a una rueda de faja. Segundo, tanto la rueda del mecanismo de fajas como un piñón están montados en un mismo eje. Este piñón acciona una rueda excéntrica dentada, lo que a su vez provoca el movimiento de la biela. La biela, al moverse, impulsa la plancha compresora.

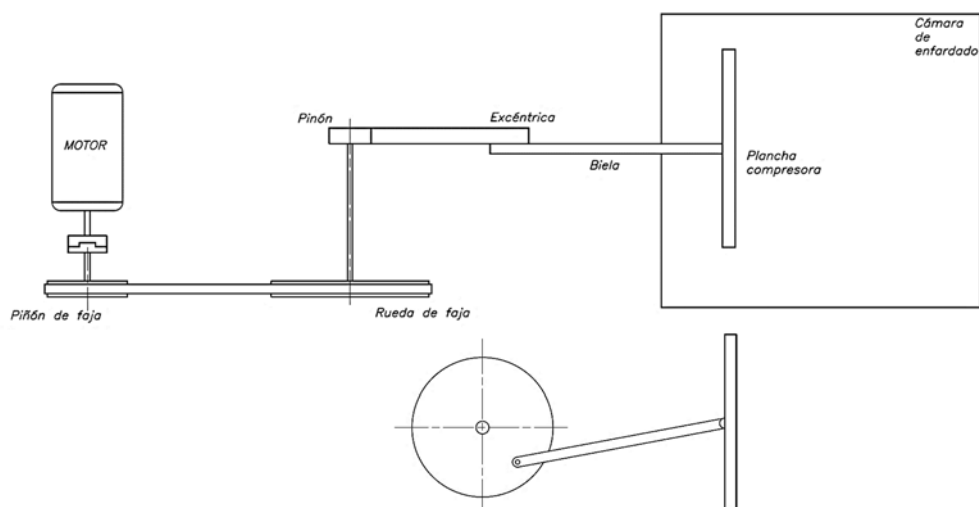


Figura 16. Esquema de transmisión.

### **Ventajas**

- Operación sencilla
- Compresión automática
- Mayor velocidad de enfardado
- Menor tiempo para el amarrado de una paca
- Menor tiempo para el compactado de una paca
- Las tareas de suministrar avena y compactarlo se realizan en simultáneo
- Mayor facilidad para realizar el amarrado con ayuda de yauris

### **Desventajas**

- No se puede realizar un trabajo constante
- Se necesita al menos dos operarios
- Solo se puede amarrar longitudinalmente

#### **2.1.4. Máquinas existentes para el enfardado de forraje.**

Estas máquinas tienen como objetivo principal reducir el volumen del forraje para facilitar su almacenamiento. En el mercado actual, existen diversas enfardadoras comerciales disponibles, que varían en términos de características y costos. A continuación, se presentarán algunas enfardadoras comerciales:

- **Enfardadora SBT-2**

La enfardadora serie SBT modelo SBT-2 de la marca Novatech es una máquina manual, tiene una capacidad de producción de 20 a 30 pacas por hora. Las medidas de las pacas obtenidas son de 50x50x100 cm. Características de la enfardadora SBT-2:

- Cuenta con un sistema de presión por trinquete con 2 resortes para el retorno.
- Dos ruedas carretilla para el transporte de la máquina.
- Cajón de tubo cuadrado soldado.
- Peso aproximado de 90 a 100 kg.
- País: Perú

- **Enfardadora Omega 2401**

Esta enfardadora es del tipo prismática automática que se adapta a diferentes forrajes y superficies, tiene la capacidad de producir 4 a 10 pacas por minuto y el peso aproximado del

heno es de 20 a 35 kg. El tamaño de la cámara de compresión es de 0.36x0.46 m y el largo de la paca varía desde 0.3 a 1.4 m. La enfardadora presenta las siguientes características:

- País: Colombia
- Diseño pick up y amplia cámara de entrada para aumentar la eficiencia y rendimiento.
- Incluye un sistema de repicado.
- Tres anudadores.
- Un ventilador para el sistema anudador y un extintor.



Figura 17. Enfardadora Omega 2401.

Tomado de IDEAGRO: Enfardadora de Pacas Cuadradas.

- **Enfardadora Prismática 7110**

La enfardadora automática tiene la capacidad de producir 500 fardos por hora, el tamaño de cada paca es de 356x457x305/1321 mm con un peso de 22 kg cada uno. Esta enfardadora presenta las siguientes características:

- Posee un recolector de 1928 mm de ancho, 42 dientes dobles y un sinfín de 330mm.
- El sistema de alimentación es de tipo horquilla con 4 paletas.
- País: Argentina

- **Enfardadora Omega Z-500**

La Omega Z-500 es una roto-enfardadora automática de pacas redondas, tiene la capacidad de producir 4 a 10 pacas por minuto y el peso aproximado del heno es de 20 a 35 kg. El diámetro y ancho de la cámara son de 1.2 m. La enfardadora cuenta con:

- Diseño robusto y confiable
- Diseño pick-up para mejorar el rendimiento y la calidad del trabajo.
- Dos cilindros hidráulicos para la apertura de la compuerta.

- Cuenta con un panel de control donde se puede controlar el número de pacas y la enfardadora.
- País: Colombia



Figura 18. Enfardadora Omega Z-500.

Tomado de IDEAGRO: Enfardadora Paca Redonda.

### 2.1.5. Tesis.

- **Diseño y Fabricación de una máquina enfardadora de avena forrajera.**

Esta tesis fue realizada por Jorge Bahamonde, Pontificia Universidad Católica del Perú.

#### RESUMEN:

Las características del diseño de la máquina enfardadora, desarrollado se enmarcan en el grupo de las enfardadoras manuales estacionarias de acción intermitente y baja presión, dependiendo de la densidad del fardo (aproximadamente  $100 \text{ kg/m}^3$  para heno). El diseño está específicamente orientado para trabajar con avena forrajera en su estado de heno. La sujeción o amarrado de los fardos se realizará utilizando 4 y trozos de alambre, 2 de 2.2 m y los otros 2 de 3 m. La operación de la máquina requerirá la intervención de dos operarios, La carga del heno de avena se realizará manualmente por parte de ambos operarios, al igual que el proceso de amarrado de los fardos. Uno de los operarios se encargará principalmente de accionar el mecanismo de compactación, además de brindar apoyo en la etapa de amarrado. El otro operario se responsabilizará de colocar el alambre, realizar el amarre y retirar el fardo una vez completado el proceso. (Bahamonde, 2004).



Figura 19. Máquina enfardadora manual.

Tomado de “Ficha técnica de la máquina enfardadora de avena forrajera”, por Bahamonde, 2004.

- **Diseño de una máquina enfardadora de alfalfa con capacidad de 50 kg para pequeños productores en el sector agro-ganadero de la zona norte del Perú.**

Esta tesis fue realizada por Kenny Salas Pérez y Walter Seclen Aldana, asesorados por Mg. Ing. Carlos Alvarado Silva, Universidad Señor de Sipán.

“Se trata de una tesis de investigación sobre el diseño de una máquina enfardadora especialmente para alfalfa con capacidad de 50 kg. Se calculó la capacidad de producción y el volumen requerido por fardo. El mecanismo que se utilizó para el compactado está compuesto por engranajes y motorreductores de 1HP. El modelado de esta máquina se realizó en el software SolidWorks, el cual también se empleó para verificar su resistencia.” (Salas & Seclen, 2020).

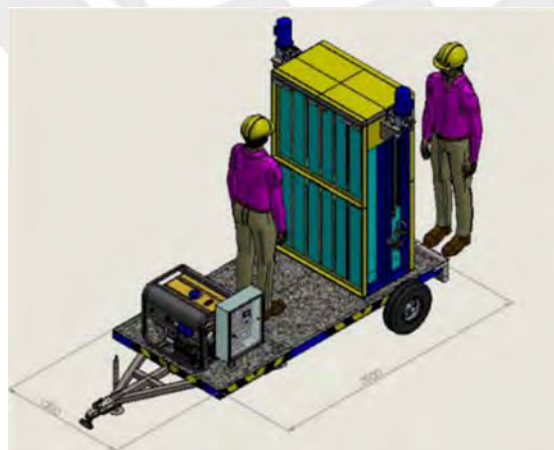


Figura 20. Simulación de la enfardadora de alfalfa.

Tomado de “Diseño de una máquina enfardadora de alfalfa con capacidad de 50 kg para pequeños productores en el sector agro-ganadero de la zona norte del Perú”, por Salas & Seclen, 2020.

### 2.1.6. Patentes

- Prensa enfardadora

Solicitante: SCHWELLING, HERMANN

País del solicitante: Alemania

Esta enfardadora posee dos regiones: la región de prensado (4) y la región de llenado (3), donde la región (3) se encuentra sobre la región (4). Por estas regiones la placa de prensado (36) se puede movilizar. La máquina está compuesta por una pared posterior y dos laterales, la puerta frontal debe ser al menos del tamaño de la región de prensado.

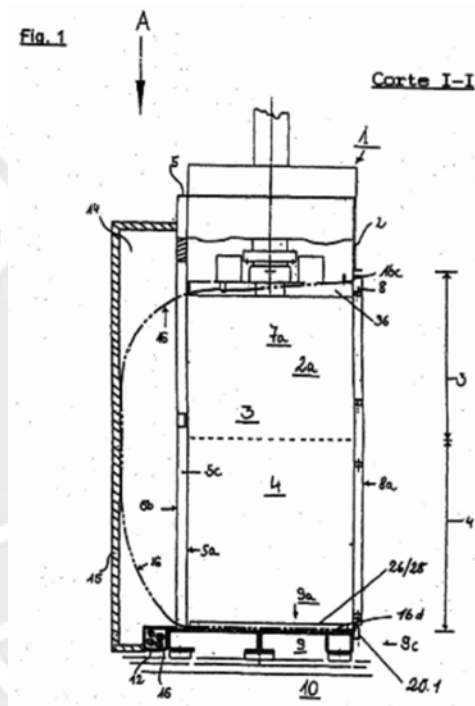


Figura 21. Prensa enfardadora.

Tomado de Patentados: Prensa enfardadora.

## 2.2. Lista de Exigencias

Tabla 4. Lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 3
			Edición: Rev. 2
<b>PROYECTO:</b>		DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA DE AVENA	Fecha: 29/09/21
			Revisado: J.A.M.
<b>CLIENTE:</b>		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: M.I.C.R.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
29/09/2021	E	<b>FUNCIÓN PRINCIPAL:</b> Enfardar pacas de 20 kg aproximadamente con una capacidad de 30 pacas/h.	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>GEOMETRÍA:</b> La paca tiene las siguientes dimensiones aproximadamente: Largo 800mm, Ancho 400mm y Alto 400mm.	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>CINEMÁTICA:</b> La velocidad de trabajo de la máquina permitirá la producción de al menos 30 fardos por hora.	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>FUERZAS:</b> La fuerza de compactación debe ser la necesaria para asegurar una buena adherencia de la paca.	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>SEÑALES:</b> La máquina contará con instrucciones de uso para el(los) operador(res).	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>ENERGÍA:</b> La máquina será impulsada mediante un motor de combustión interna.	M.I.C.R.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 2 de 3
			Edición: Rev. 2
<b>PROYECTO:</b>		DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA DE AVENA	Fecha: 29/09/21
			Revisado: J.A.M.
<b>CLIENTE:</b>		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: M.I.C.R.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
29/09/2021	E	<b>MATERIA:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• La materia prima que se usará en la máquina es avena forrajera principalmente, puede ser usada con otros tipos de forraje que tengan una consistencia similar a la avena.</li> <li>• Para el proceso de amarrado se utilizará soguilla.</li> </ul>	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>SEGURIDAD:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• El mecanismo de presión se encontrará cubierto para evitar un contacto directo con el trabajador.</li> <li>• Contará con sistemas de protección para evitar accidentes que puedan dañar al operario y/o la máquina.</li> </ul>	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>FABRICACIÓN:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Los materiales que se utilizarán en la máquina estarán fácilmente disponibles en el mercado nacional y deberán contar con propiedades mecánicas adecuadas, tales como resistencia, dureza y tenacidad.</li> <li>• Las piezas de la enfardadora deben ser de la forma más simple posible para su fácil fabricación en talleres locales.</li> </ul>	M.I.C.R.

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>			Pág. 3 de 3
			Edición: Rev. 2
<b>PROYECTO:</b>		DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA DE AVENA	Fecha: 29/09/21
			Revisado: J.A.M.
<b>CLIENTE:</b>		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: M.I.C.R.
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
29/09/2021	E	<b>ERGONOMÍA:</b> El ingreso de la avena suministrada por el operario se encontrará a una altura adecuada y será de fácil acceso para un cómodo manejo.	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>MONTAJE:</b> El montaje y desmontaje de la máquina debe ser sencilla, se incluirá una guía de instalación.	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>MANTENIMIENTO:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Las piezas que necesiten cambios o reparación deben ser de fácil adquisición.</li> <li>• La frecuencia del mantenimiento debe ser al concluir su uso con el fin de asegurar el funcionamiento adecuado de la máquina.</li> </ul>	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>TRANSPORTE:</b> Será liviana y con accesorios (para el agarre) para ser transportada de forma más fácil.	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>USO:</b> La máquina deberá poder ser usada por cualquier persona con o sin conocimientos técnicos.	M.I.C.R.
29/09/2021	D	<b>TERRENO:</b> La máquina trabajará sobre un terreno nivelado	M.I.C.R.
29/09/2021	E	<b>PLAZOS:</b> Se entregará el proyecto el 24/07/2022.	M.I.C.R.

### 2.3. Estructura de Funciones

A continuación, procederemos a simplificar la representación de la caja negra, centrándonos únicamente en tres magnitudes fundamentales de entrada y salida (señal, energía y material). Estas magnitudes atraviesan procesos que aún no están completamente comprendidos.

#### 2.3.1. Abstracción Caja Negra

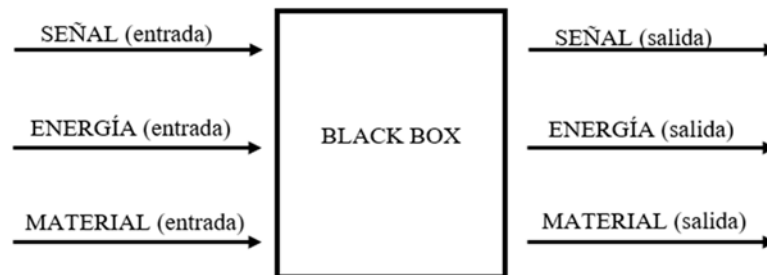


Figura 22. Caja negra.

#### ✓ ENTRADAS:

- Señal: Inicia el funcionamiento de la máquina.
- Energía: Energía humana, para realizar la suministración de avena en la enfardadora y realizar el atado de la paca. Energía mecánica, para accionar el mecanismo de presión de la paca.
- Material: Tallos de avena picada y soguilla para el amarrado.

#### ✓ SALIDAS:

- Señal: Indicador de un correcto funcionamiento de la máquina.
- Energía: Energía mecánica, ruido, calor y vibraciones.
- Material: Pacas de avena.

#### 2.3.2. Secuencia y principios tecnológicos

- a. Verificar condiciones iniciales
- b. Proporcionar la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina
- c. Ingresar la avena forrajera en la zona de alimentación
- d. Colocar la tabla de separación
- e. Pre compactar la avena
- f. Enfardar la avena
- g. Colocar una segunda tabla de separación
- h. Pasar la pita/soguilla hacia el otro extremo

- i. Amarrado de la paca
- j. Expulsar la paca de la máquina enfardadora
- k. Repetir del paso c a la g

### 2.3.3. Procesos técnicos

#### a) PREPARACIÓN

- Verificar condiciones iniciales.
- Verificación de la condición adecuada de los mecanismos de transmisión de potencia.
- Evaluación de la adecuada condición del mecanismo de compactación.
- Colocar la avena forrajera en la zona de alimentación

#### b) EJECUCIÓN

- Producir la fuerza necesaria
- Enfardar la avena
- Amarrar la paca

#### c) CONTROL

- Asegurarse de que la máquina reciba la alimentación de manera adecuada.
- Encender la máquina y comenzar el proceso de enfardado.
- Supervisar y regular la velocidad de enfardado.
- Verificar la correcta expulsión de las pacas compactadas.
- Monitorear y controlar todo el proceso desde el inicio hasta su finalización.

#### d) FASE FINAL

- Retirar la paca enfardada.
- Reiniciar la secuencia de operaciones.

### 2.3.4. Aplicación de los sistemas técnicos y sus limitaciones

#### a) PROCESOS MANUALES

La energía humana se considerará como fuente energética para la obtención de los siguientes procesos:

- Encender y apagar la máquina
- Suministrar avena forrajera a la máquina
- Amarrar la paca
- Retirar la paca

#### b) PROCESOS MECÁNICOS

- Enfardar el forraje

### 2.3.5. Agrupación de la estructura de funciones

Las funciones para realizar son las siguientes:

1. **Ingresar avena:** Se coloca la cantidad de avena necesaria para el enfardado.
2. **Enfardar avena:** presión de la avena dentro de la enfardadora.
3. **Pasar la pita/soguilla:** se realiza pasando la pita/soguilla de un lado al otro por la ranura de las tablillas con ayuda de yauris.
4. **Amarrar la paca:** atar la pita/soguilla de un extremo al otro.
5. **Retirar la paca:** expulsión de la paca.

### 2.3.6. Representación de las estructuras de funciones

A continuación, se exponen las estructuras de funciones desarrolladas conforme a las funciones principales mencionadas previamente.

- **Alternativa 01:** Se suministra avena a la máquina y se verifica que la cantidad de avena ingresada sea la suficiente para enfardar una paca; luego, se procede al enfardado de la avena forrajera. Cuando la paca tenga las dimensiones requeridas aproximadamente se realiza el amarrado de la paca. Finalmente, luego de la verificación de un buen empacado se retira la paca de la máquina.
- **Alternativa 02:** Antes de suministrar avena, se posiciona la pita/soguilla en la máquina. Luego se verifica que la cantidad de avena ingresada sea la suficiente y se procede al enfardado de la avena forrajera. Se prosigue a pasar la pita/soguilla para realizar el amarrado de la paca. Finalmente, luego de la verificación de un buen empacado se retira la paca de la máquina.
- **Alternativa 03:** Luego se procede a suministrar y enfardar avena forrajera juntos. Cuando la paca tenga las dimensiones requeridas aproximadamente se realiza el amarrado de la paca. Finalmente, luego de la verificación de un buen empacado se retira la paca de la máquina.

### 2.3.7. Elección de la estructura de funciones

La representación en la figura 23 muestra la estructura de funciones óptima, ya que dispone las funciones en una posición adecuada, lo que permite reducir el tiempo necesario para obtener pacas bien elaboradas. Además, cuenta con las funciones de pasar pita/soguilla, amarrar paca y retirar la paca. Para realizar el enfardado de forraje se hará uso de energía mecánica sólo para la compactación de la avena y la energía humana se usará para el resto de las funciones.

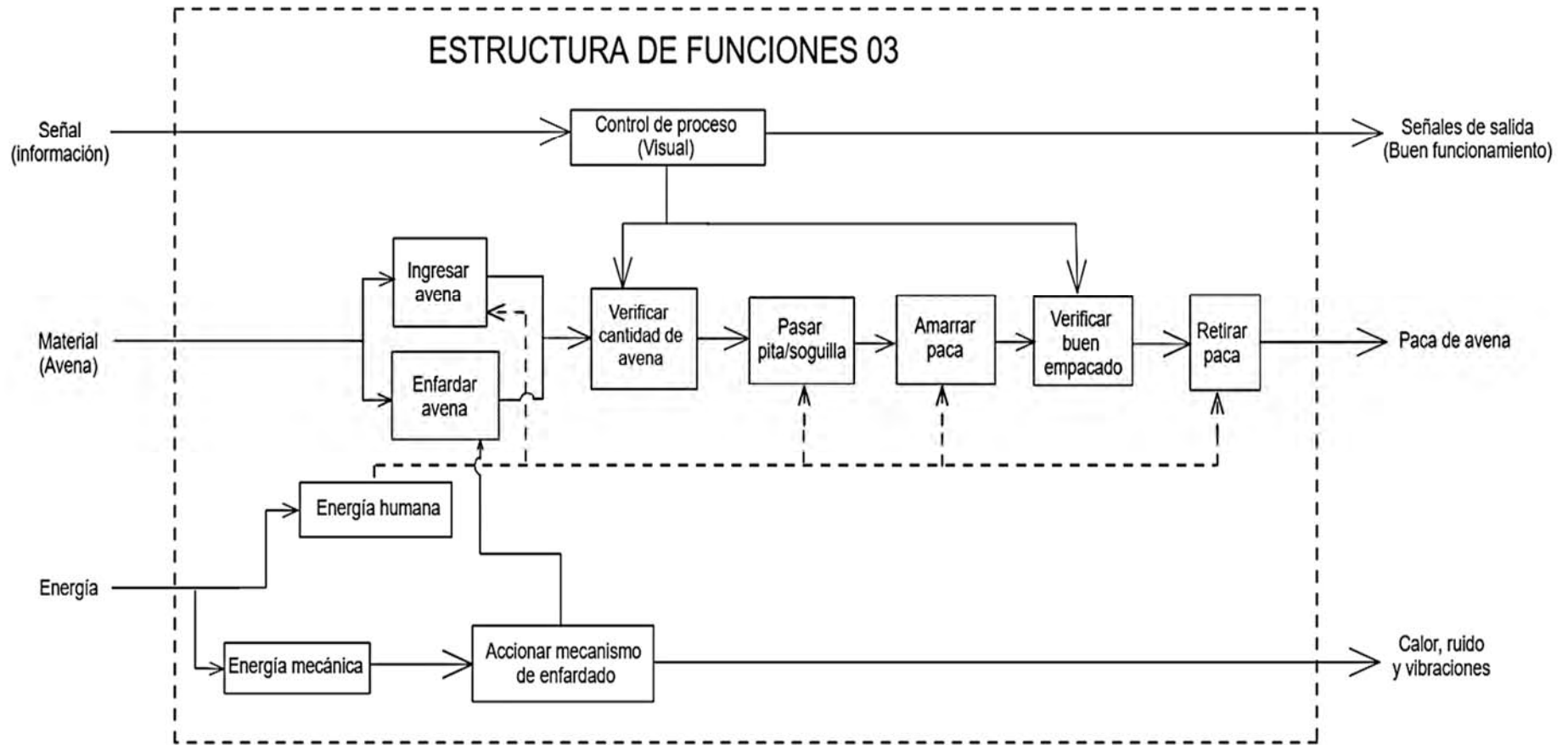


Figura 23. Estructura de funciones ganadora.

2.4. Matriz Morfológica

FUNCIONES				
TRANSMITIR POTENCIA				
SUMINISTRAR AVENA				
EMPUJAR AVENA				
VERIFICAR CANTIDAD DE AVENA				
ENFARDAR				
DESLIZAR TABLILLA				
PASAR PITA AMARRAR PACA				
RETIRAR				

Concepto solución 1  
 Concepto solución 2  
 Concepto solución 3  
 Concepto solución 4  
 Concepto solución 5

Figura 24. Matriz morfológica.

## 2.5. Conceptos de Solución

A partir de la matriz morfológica podemos obtener 5 conceptos de solución. A continuación, se mostrará dichos conceptos:

### 2.5.1. Concepto de solución 1

La primera propuesta de solución implica la transmisión de potencia mediante correas hacia el mecanismo de enfardado. Se suministra avena a la máquina de forma manual y la verificación de si la cantidad de avena es la suficiente para completar una paca es mediante la vista de la persona que se encuentra suministrando la avena a cámara enfardadora de la máquina. El enfardado de la paca se utiliza un mecanismo excéntrica-biela para transformar un movimiento circular en uno de traslación. Para empujar la avena dentro de la cámara de enfardado se hará uso un brazo mecánico por seguridad. El ingreso de la tablilla (para la separación de la paca) se deslizará de forma manual. Otra persona deberá pasar el yauri y la pita/soguilla por la ranura de la tablilla para poder amarrarla. Por último, la paca caerá al finalizar su trayecto.

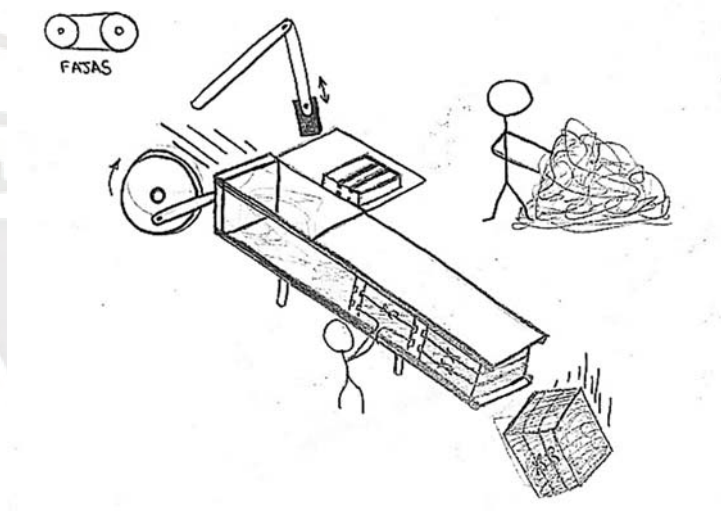


Figura 25. Concepto de solución 1.

### 2.5.2. Concepto de solución 2

La segunda alternativa de solución implica la transmisión de potencia mediante fajas hacia el mecanismo de enfardado. Se suministra avena a la máquina de forma manual con ayuda de una herramienta (horca) y la verificación de si la cantidad de avena es la suficiente para completar una paca es mediante la vista de la persona que se encuentra suministrando la avena a cámara enfardadora de la máquina. El enfardado de la paca se utiliza un mecanismo biela-manivela para transformar un movimiento circular en uno de traslación. Para empujar la avena dentro de la cámara de enfardado se hará uso un brazo mecánico por seguridad. El ingreso de la tablilla

(para la separación de la paca) se deslizará de forma manual. Otra persona deberá pasar el yauri y la pita/soguilla por la ranura de la tablilla para poder amarrarla. Por último, la paca caerá al finalizar su trayecto.

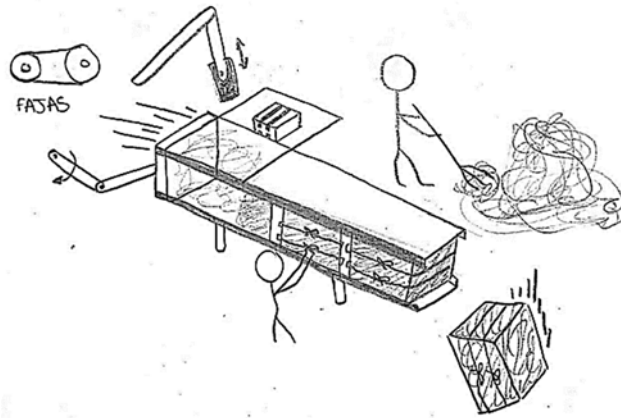


Figura 26. Concepto de solución 2.

### 2.5.3. Concepto de solución 3

El tercer enfoque de solución implica la transmisión de potencia mediante una cadena hacia el mecanismo de empaquetado. Se suministra avena a la máquina de forma manual y la verificación de si la cantidad de avena es la suficiente para completar una paca es mediante la vista de la persona que se encuentra suministrando la avena a cámara empaquetadora de la máquina. El empaquetado de la paca se utiliza un mecanismo leva-seguidor para transformar un movimiento circular en uno de traslación. Para empujar la avena dentro de la cámara de empaquetado se hará uso un brazo mecánico por seguridad. El ingreso de la tablilla (para la separación de la paca) se realizará mediante una “porta tablilla”, cuando el operario levante la palanca la tablilla deslizará hacia la cámara de empaquetado. Otra persona deberá pasar el yauri y la pita/soguilla por la ranura de la tablilla para poder amarrarla. Por último, la paca caerá sobre una rampa al finalizar su trayecto.

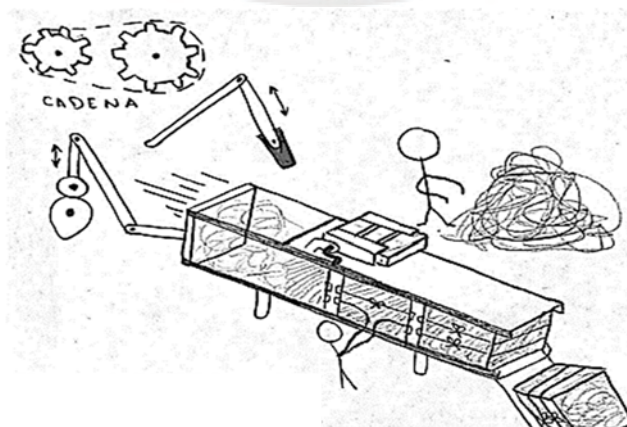


Figura 27. Concepto de solución 3.

#### 2.5.4. Concepto de solución 4

El cuarto enfoque de solución implica la transmisión de potencia mediante cadena hacia el mecanismo de enfardado. Se suministra avena a la máquina de forma manual por un canal y la verificación de si la cantidad de avena es la suficiente para completar una paca es mediante la vista de la persona que se encuentra suministrando la avena a cámara enfardadora de la máquina. El enfardado de la paca se utiliza un mecanismo excéntrica-biela para transformar un movimiento circular en uno de traslación. Para empujar la avena dentro de la cámara de enfardado se hará uso un brazo mecánico por seguridad. El ingreso de la tablilla (para la separación de la paca) se realizará mediante una “porta tablilla”, cuando el operario levante la palanca la tablilla deslizará hacia la cámara de enfardado. Otra persona deberá pasar el yauri y la pita/soguilla por la ranura de la tablilla para poder amarrarla. Por último, la paca caerá al finalizar su trayecto.



Figura 28. Concepto de solución 4.

#### 2.5.5. Concepto de solución 5

El quinto planteamiento de solución implica la transmisión de potencia mediante engranajes hacia el mecanismo de enfardado. Se suministra avena a la máquina de forma manual y la verificación de si la cantidad de avena es la suficiente para completar una paca es mediante la vista de la persona que se encuentra suministrando la avena a cámara enfardadora de la máquina. El enfardado de la paca se utiliza un mecanismo biela-manivela para transformar un movimiento circular en uno de traslación. Para empujar la avena dentro de la cámara de enfardado se hará uso un brazo mecánico por seguridad. El ingreso de la tablilla (para la separación de la paca) se realizará mediante una “porta tablilla”, cuando el operario levante la palanca la tablilla deslizará hacia la cámara de enfardado. Otra persona deberá pasar el yauri y la pita/soguilla por la ranura de la tablilla para poder amarrarla. Por último, la paca caerá sobre una rampa al finalizar su trayecto.

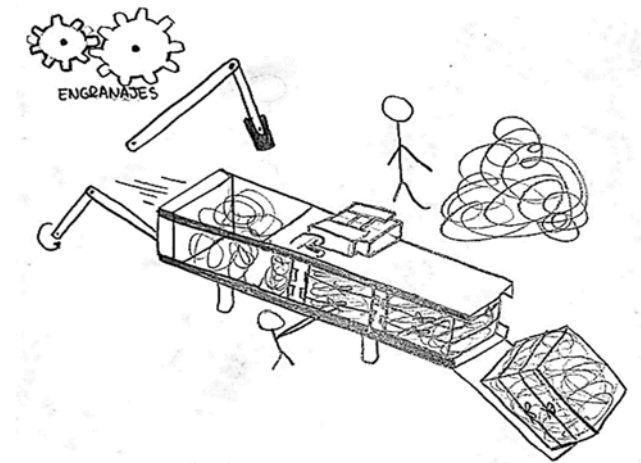


Figura 29. Concepto de solución 5.

## 2.6. Evaluación técnica-económica de los Conceptos de Solución

Los conceptos de solución previamente mencionados son sometidos a una evaluación exhaustiva, abarcando tanto aspectos técnicos como económicos. Para la evaluación de los cinco conceptos planteados en 2.5. se tomarán en cuenta los siguientes criterios:

- **Función:** Este criterio contempla que el concepto de solución pueda cumplir con la función principal planteada en la lista de exigencias.
- **Seguridad:** La máquina debe garantizar la seguridad de las 2 o 3 personas que se encuentren realizando los pasos de suministración de avena y el amarrado de la paca. Cuando la máquina tenga elementos que aseguren la seguridad del operario puntuará más alto.
- **Facilidad de fabricación:** Cuando los elementos que conforman este concepto sean de fácil fabricación o adquisición se tendrá una mayor puntuación.
- **Ergonomía:** Este criterio tiene una mayor puntuación cuando el diseño evite fatiga e incomodidades que puedan repercutir en los operarios.
- **Facilidad de mantenimiento:** Mientras más sencillo sea el mantenimiento de la máquina habrá un mayor puntaje.
- **Productividad:** Se tendrá un puntaje más elevado cuando la capacidad de producción sea mayor.
- **Sencillez:** Este criterio engloba tanto la facilidad de fabricación del equipo como el montaje. A mayor sencillez, mayor puntaje.
- **Buen uso de la energía:** Mientras se tenga un mayor aprovechamiento de la energía transmitida se puntuará mejor.

- **Número de operarios:** Se puntuará con un mayor puntaje cuando se necesite menor número de operarios.
- **Costo de tecnología:** Cuando la tecnología utilizada en la máquina sea más económica se le colocará un puntaje mayor.
- **Factibilidad:** Este criterio evalúa la disponibilidad de recursos necesarios para la implementación del equipo. Se asigna un mayor puntaje a los sistemas que incorporan componentes más simples.

Tabla 5. Evaluación preliminar de los conceptos de solución.

Escala de puntaje 0-4							
0= No satisface, 1= Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien							
N°	Criterios	Soluciones					
		1	2	3	4	5	Ideal
1	Función	3	3	3	3	3	4
2	Seguridad	2	3	2	3	2	4
3	Facilidad de fabricación	3	3	1	1	2	4
4	Ergonomía	2	2	3	3	3	4
5	Facilidad de mantenimiento	3	3	2	2	2	4
6	Productividad	3	3	3	3	3	4
7	Sencillez	3	3	2	2	2	4
8	Buen uso de la energía	3	3	3	3	3	4
9	Número de operarios	2	2	2	2	2	4
10	Costo de la tecnología	3	3	2	2	2	4
11	Factibilidad	2	3	1	2	2	4
	Total	29	31	24	26	26	44

Nota: Elaboración propia.

Se seleccionó el concepto de solución número 2 como el ganador, el cual servirá como base para la definición del proyecto preliminar óptimo.

## 2.7. Proyecto Preliminar

En esta etapa, se avanzará en el desarrollo del proyecto preliminar a partir del concepto de solución óptima seleccionado anteriormente.

### 2.7.1. Alternativa 1

En la primera alternativa la máquina se encuentra montada sobre una base con cuatro ruedas para trasladar la máquina. Se usa un motor de combustión interna para alimentar la máquina. Para el enfardado en la cámara de compactación se tendrá una transmisión de potencia mediante fajas, engranajes y biela-manivela. El brazo mecánico que se utiliza para empujar la avena dentro de la cámara de compactación también se hace uso de la potencia transmitida por las fajas y los engranajes. Cuando la plancha enfardadora avance el brazo ascenderá y cuando retroceda el brazo descenderá, ya que se encuentran conectados al mismo eje

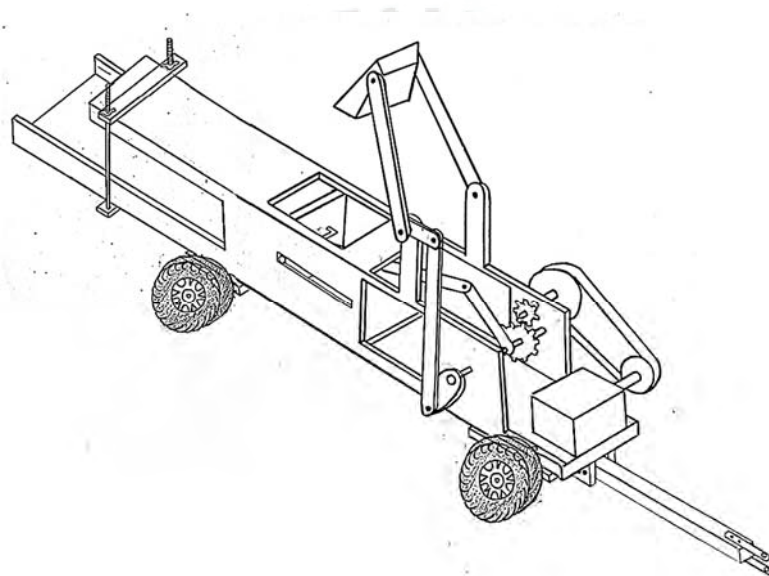


Figura 30. Proyecto preliminar – Alternativa 1.

### 2.7.2. Alternativa 2

En la segunda alternativa la máquina se encuentra montada sobre una base con cuatro ruedas para trasladar la máquina. Se usa un motor de combustión interna para alimentar la máquina. Para el enfardado en la cámara de compactación se tendrá una transmisión de potencia mediante fajas y biela-manivela. El brazo mecánico que se utiliza para empujar la avena dentro de la cámara de compactación también se hace uso de la potencia transmitida por las fajas y el brazo empujará la avena de forma lateral. Cuando la plancha enfardadora avance el brazo ascenderá y cuando retroceda el brazo descenderá, ya que se encuentran conectados al mismo eje. La cámara de compresión se encuentra abierta en la parte lateral y superior.

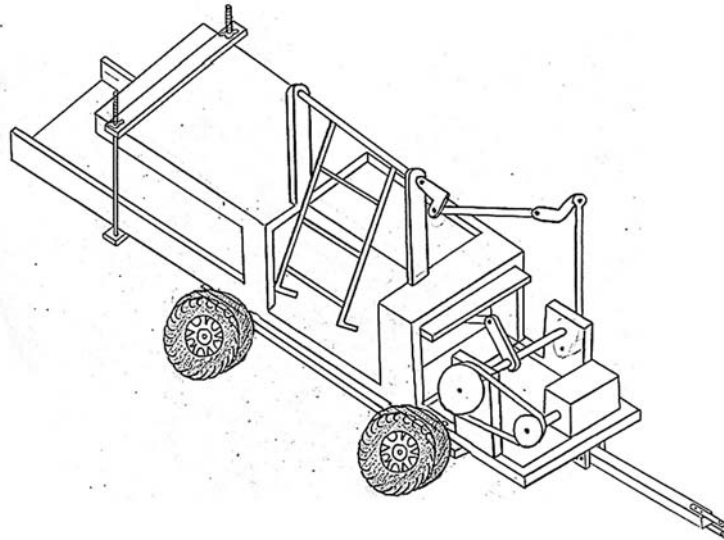


Figura 31. Proyecto preliminar – Alternativa 2.

### 2.7.3. Alternativa 3

En la tercera alternativa la máquina se encuentra montada sobre una base con cuatro ruedas para trasladar la máquina. Se usa un motor de combustión interna para alimentar la máquina. Para el enfardado en la cámara de compactación se tendrá una transmisión de potencia mediante fajas, reenvío angular y biela-manivela. El brazo mecánico, que se utiliza para empujar la avena dentro de la cámara de compactación, tendrá un pivote en la plancha enfardadora y otro en la estructura superior. Cuando la plancha enfardadora avance el brazo ascenderá y cuando retroceda el brazo descenderá, ya que se encuentran conectados al mismo eje.

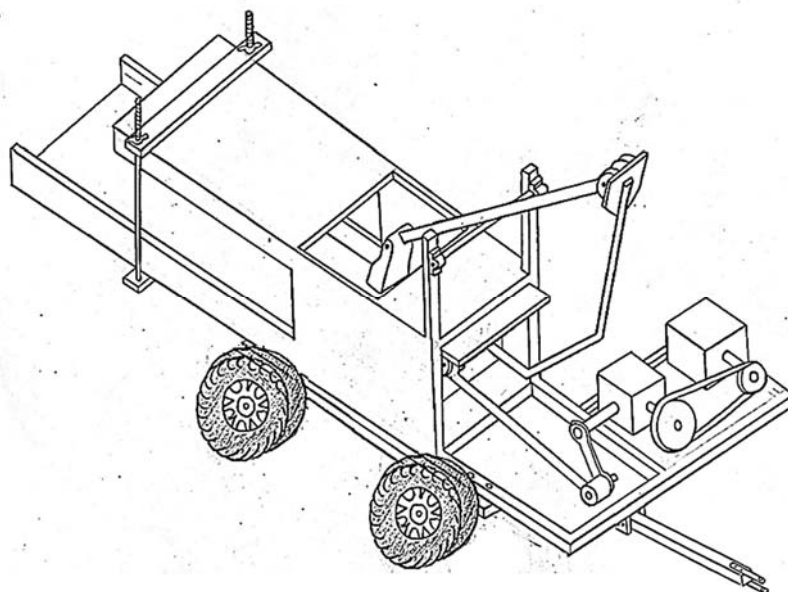


Figura 32. Proyecto preliminar – Alternativa 3.

#### 2.7.4. Alternativa 4

En la cuarta alternativa la máquina se encuentra montada sobre una base con cuatro ruedas para trasladar la máquina. Se usa un motor de combustión interna para alimentar la máquina. Para el enfardado en la cámara de compactación se tendrá una transmisión de potencia mediante fajas, engranajes y biela-manivela. La plancha enfardadora puede desplazarse, ya que se encuentra conectado por cada lado a un mecanismo biela-manivela y cuenta con una guía a cada extremo. El brazo mecánico, que se utiliza para empujar la avena dentro de la cámara de compactación, tendrá un pivote en el centro de la plancha enfardadora y otro en una estructura que se encuentra en la parte posterior. Cuando la plancha enfardadora avance el brazo ascenderá y cuando retroceda el brazo descenderá, ya que se encuentran conectados al mismo eje.

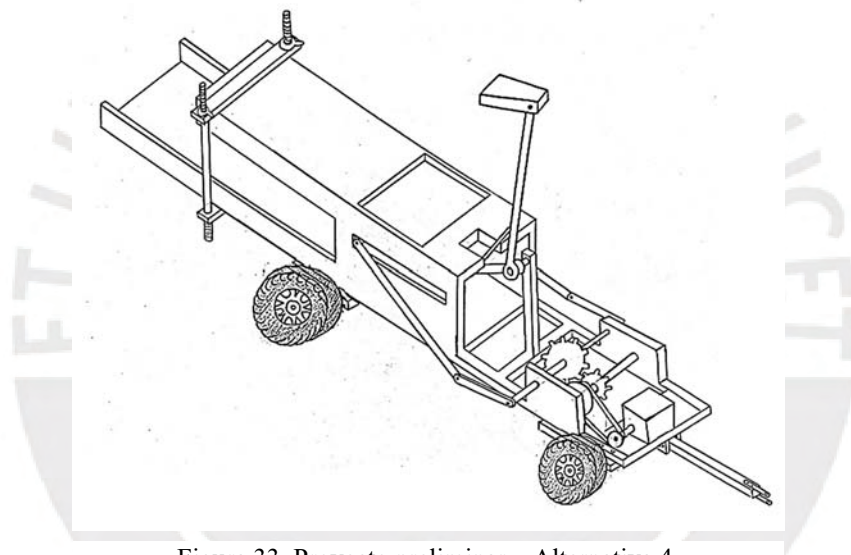


Figura 33. Proyecto preliminar – Alternativa 4.

#### 2.7.5. Alternativa 5

En la quinta alternativa la máquina se encuentra montada sobre una base con cuatro ruedas para trasladar la máquina. Se usa un motor de combustión interna para alimentar la máquina. Para el enfardado en la cámara de compactación se tendrá una transmisión de potencia mediante fajas, engranajes y biela-manivela. La plancha enfardadora puede desplazarse, ya que se encuentra conectado por cada lado a un mecanismo biela-manivela y cuenta con una guía a cada extremo. El brazo mecánico, que se utiliza para empujar la avena dentro de la cámara de compactación, está conectado por medio de bielas al mecanismo biela-manivela en ambos lados. Cuando la plancha enfardadora avance el brazo ascenderá y cuando retroceda el brazo descenderá, ya que se encuentran conectados al mismo eje.

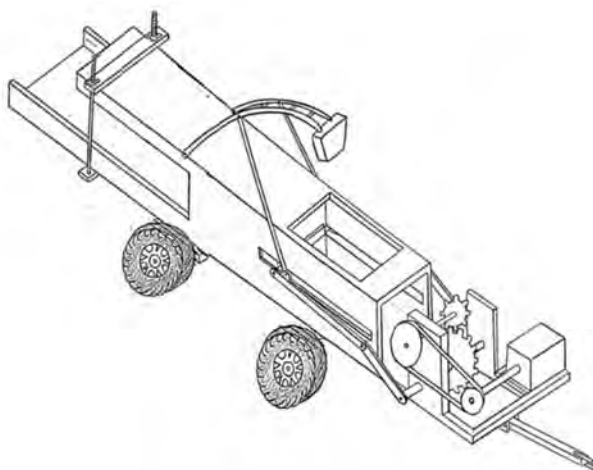


Figura 34. Proyecto preliminar – Alternativa 5.

## 2.8. Evaluación Técnica-Económica

### • Valor técnico

Tabla 6. Evaluación de conceptos de solución- Valor técnico.

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS													Área de Diseño	
Valor Técnico ( $x_i$ )														
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA DE AVENA FORRAJERA														
<b>p:</b> puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)														
0= No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3 = Bien, 4=Muy bien (ideal)														
<b>g:</b> es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación														
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos														
Nº	Variantes de Concepto / Proyecto	Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		Sol. ideal		
		S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	S <sub>3</sub>	S <sub>4</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>ideal</sub>							
	Criterios de evaluación	g	p	gp	g	gp	g	gp	g	gp	g	gp	g	gp
1	Función	8	3	24	3	24	3	24	3	24	3	24	4	32
2	Geometría	5	3	15	3	15	3	15	3	15	3	15	4	20
3	Eficiencia de enfardado	9	3	27	2	18	2	18	3	27	3	27	4	36
4	Ergonomía	6	2	12	2	12	2	12	2	12	2	12	4	24
5	Rapidez	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
6	Fabricación	7	3	21	1	7	1	7	3	21	2	14	4	28
7	Montaje	6	2	12	1	6	2	12	2	12	2	12	4	24
8	Mantenimiento	7	2	14	2	14	2	14	2	14	2	14	4	28
9	Transportabilidad	5	2	10	2	10	2	10	2	10	2	10	4	20
10	Seguridad	8	3	24	2	16	3	24	3	24	3	24	4	32
11	Estabilidad	8	3	24	3	24	2	16	3	24	3	24	4	32
12	Facilidad de manejo	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
13	Sencillez	6	3	18	1	6	3	18	2	12	2	12	4	24
14	Simetría	7	3	21	2	14	1	7	3	21	3	21	4	28
Puntaje máximo $\Sigma gp$				264	228		219		258		251		384	
Valor técnico $x_i$				0.69	0.59		0.57		0.67		0.65		1.00	

$$x_i := \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$$

Nota: Elaboración propia

- **Valor económico**

Tabla 7. Evaluación de conceptos de solución- Valor económico.

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS													Área de Diseño		
Valor Económico ( $y_i$ )															
PROYECTO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA DE AVENA FORRAJERA															
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)															
0= No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3 = Bien, 4=Muy bien (ideal)															
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación															
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos															
Variantes de Concepto / Proyecto		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		Sol. ideal			
		S1		S2		S3		S4		S5		Sideal			
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	g	gp	g	gp	g	gp	g	gp	g	gp	
1	Número de piezas	6	3	18	2	12	3	18	2	12	2	12	4	24	
2	Costo de materiales	9	3	27	2	18	2	18	3	27	2	18	4	36	
3	Fácil compra de piezas	8	2	16	2	16	1	8	2	16	2	16	4	32	
4	Fácil montaje	7	2	14	2	14	2	14	3	21	3	21	4	28	
5	Fácil de mantenimiento	6	3	18	2	12	2	12	3	18	3	18	4	24	
6	Fácil proceso de manufactura	8	3	24	2	16	2	16	3	24	3	24	4	32	
7	Fácil adquisición de repuestos	7	3	21	2	14	1	7	3	21	3	21	4	28	
Puntaje máximo $\Sigma gp$				138			102			93			139	130	204
Valor técnico $y_i$				0.68			0.5			0.46			0.68	0.64	1

$$y_i := \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$$

Nota: Elaboración propia

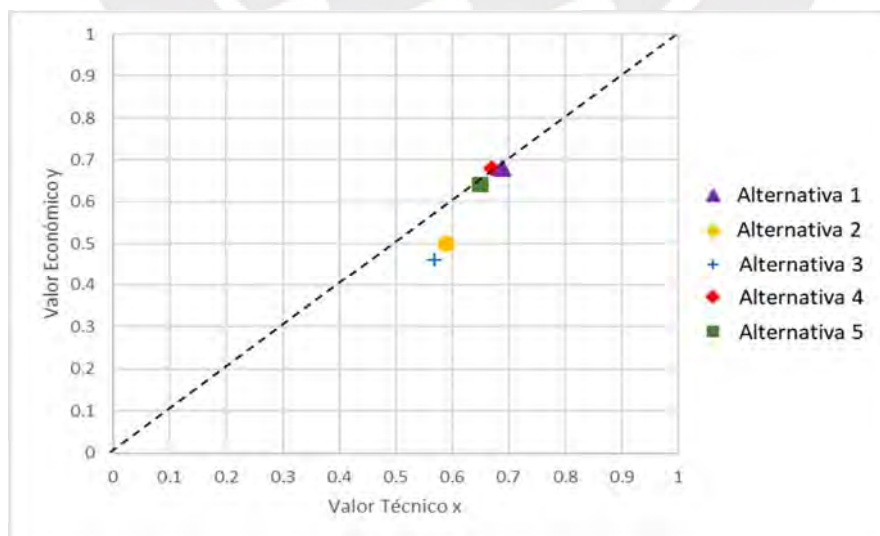


Figura 35. Diagrama de evaluación técnico-económico según VDI 2225.

Tras el análisis técnico y económico de las cinco alternativas de los proyectos preliminares, se puede concluir que la opción óptima es la número 1, pues es la opción que más se acerca al punto (1,1) y tiene un mayor valor técnico que la alternativa número 4.

## 2.9. Cálculos generales

### 2.9.1. Especificaciones de la plancha compactadora

Para efectos del cálculo asumiremos una plancha de acero ASTM A36 que posteriormente será doblada con las siguientes características:

- Ancho:  $A=400$  mm
- Largo:  $B=570$  mm
- Peso teórico:  $P_T=10.7$  kg

Luego la plancha compactadora será reforzada.

### 2.9.2. Mecanismo de compresión

Para iniciar el cálculo respectivo para esta sección debemos tomar en cuenta la dimensión de la paca, la densidad en promedio, volumen, etc.

- Medidas del fardo:  $80\text{cm} \times 40\text{cm} \times 40\text{cm}$
- Peso aproximado de la paca de avena:  $20$  kg
- Volumen de la paca:  $0.128\text{ m}^3$
- Volumen de avena suelta:  $1.4\text{ m}^3$
- Volumen de la avena apisonada:  $0.81\text{ m}^3$

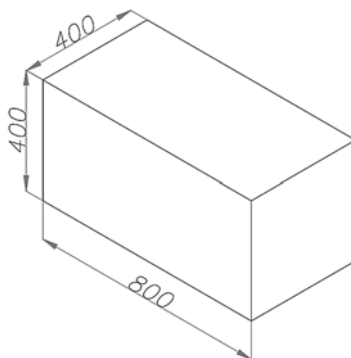


Figura 36. Esquema de una paca de avena.

### 2.9.3. Cámara de compactación

La cámara de compactación se diseñará de tal forma que se pueda obtener la paca requerida en 12 compactaciones, ya que la compactación será realizada por una plancha conectada a un mecanismo biela-manivela de forma constante. La suma de estas 12 compactaciones debe sumar los 20 kg de avena por paca. La forma de la cámara de compactación es de

paralelepípedo; como dato tenemos que el volumen de avena apisonada es igual a  $0.81 \text{ m}^3$  por 20 kg de avena.

Teniendo los datos mencionados anteriormente:  $0.4 \times 0.4 \times L_R = 0.81 \rightarrow L_R = 5.0625 \text{ m}$

Como se mencionó, si se tiene 12 recorridos de compactación tendremos una longitud de recorrido de la compuerta de 44 cm aproximadamente.

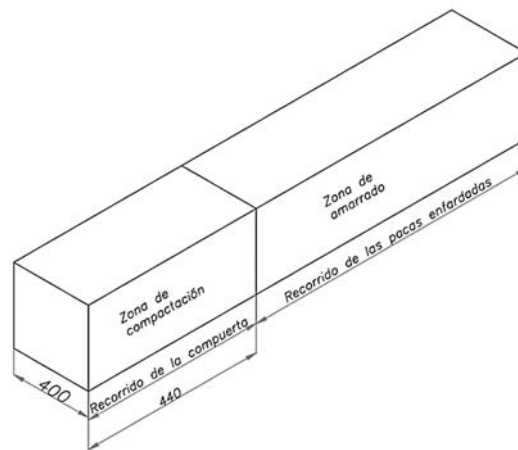


Figura 37. Dimensiones de la cámara de compactación.

#### 2.9.4. Simplificación del mecanismo

Del dimensionamiento de la cámara de compactación sabemos que la plancha compresora debe tener un recorrido de 440 mm, en la figura 38 se realiza la simplificación del mecanismo (biela-manivela) utilizado para la compactación tomando en cuenta que debe ser lo más compacto posible.

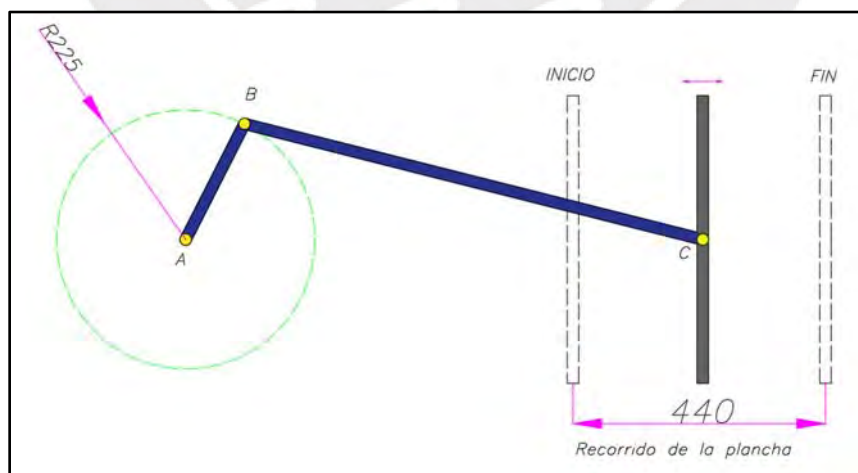


Figura 38. Recorrido del mecanismo compresor.

En la figura 39 podemos observar el mecanismo de compactación de forma simplificada, tomando en cuenta que los puntos A y C se encuentran a la misma altura y que la distancia del recorrido sea 440 mm podemos hallar las longitudes para los brazos 1 y 2.

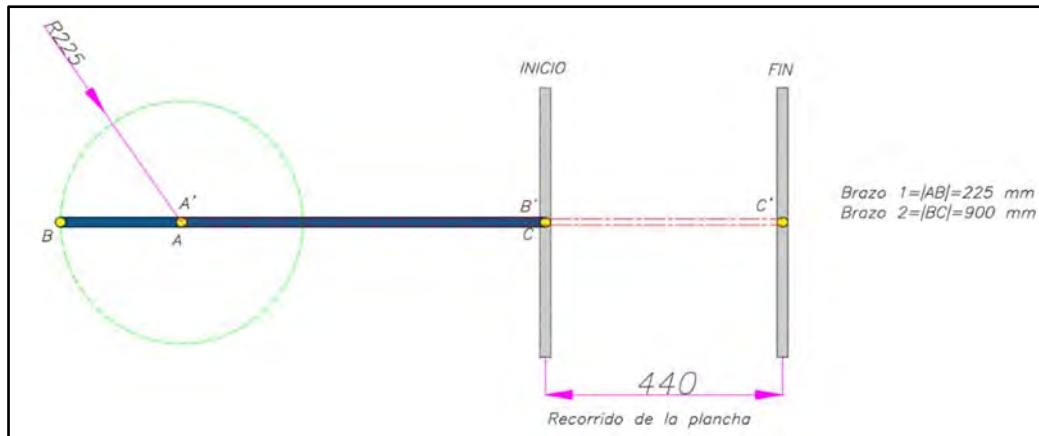


Figura 39. Mecanismo simplificado.

### 2.9.5. Fuerza en el mecanismo compresor

Tomando como referencia pruebas realizadas en la Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, con título “Diseño y Fabricación de una Máquina Enfardadora de Avena Forrajera”, se concluye que para obtener una buena compactación se necesita una fuerza de 1104 N (Bahamonde, 2004), al cual por cuestiones de seguridad se le asume un 10% adicional, entonces se obtuvo 1215 N como la fuerza máxima de compactación. Entonces la fuerza máxima para la compactación de una paca es aproximadamente 1215 N.

- Fuerza máxima de compactación:  $F_{C.máx} = 1215$  N
- Avance máximo:  $a_{máx} = 0.44$  m



Figura 40. Mecanismo de compactación.

### 2.9.6. Cálculo del momento torsor requerido

El cálculo de la fuerza máxima de compactación ( $F_{C.m\acute{a}x}$ ) para lograr un buen compactado de la paca se obtiene a partir del momento torsor requerido. Para realizar los cálculos, se puede emplear el libro “Theory of Machines and Mechanisms” de Joseph E. Shigley, específicamente en el capítulo 14, se procede a desarrollar las ecuaciones esenciales que permitirán obtener los parámetros necesarios para el cálculo del mecanismo de biela-manivela. Estas ecuaciones son fundamentales para establecer las condiciones y fuerzas involucradas en el funcionamiento eficiente de dicho mecanismo.

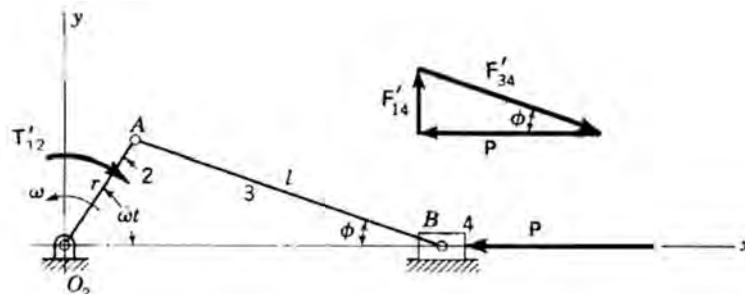


Figura 41. Mecanismo biela-manivela.

Fuente: “Theory of Machines and Mechanisms”, Joseph E. Shigley

Utilizando la ecuación (14-15) de Shigley, se calcula el torque generado por la cinemática del mecanismo. Este enfoque proporciona una base teórica para evaluar la fuerza necesaria y las condiciones de torque en el mecanismo de biela-manivela:

$$T'_{12} = Pr \operatorname{sen} \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t\right)$$

Donde:

$T'_{12}$ : Torque generado por la cinemática (N-m)

P: Fuerza de compactación (N)

r: Longitud de la manivela (m)

l: Longitud de la biela (m)

$\omega$ : Velocidad angular (rad/s)

t: Tiempo

$\omega t$ : Ángulo de rotación de la manivela con respecto a la horizontal (rad)

Por otro lado, el torque generado por las inercias de los elementos que conforman el mecanismo según la ecuación (14-30) de Shigley:

$$T''_{12} = \frac{m_b}{2} r^2 \omega^2 \left( \frac{r}{2l} \operatorname{sen} \omega t - \operatorname{sen} 2 \omega t - \frac{3r}{2l} \operatorname{sen} \omega t \right)$$

Donde:

$T''_{12}$ : torque generado por las inercias (N.m)

$m_b$ : masa del elemento que compacta (kg)

Así, la suma de torques  $T'_{12}$  y  $T''_{12}$  constituirá el torque total necesario para llevar a cabo la compactación de la avena forrajera. A continuación, se presentan los parámetros de diseño:

- Fuerza para el compactado:  $P = 1215 \text{ N}$
- Radio de la manivela:  $r = 225 \text{ mm}$
- Longitud de la biela:  $l = 900 \text{ mm}$
- Masa del compactador:  $m_b = 10.7 \text{ kg}$
- Velocidad de giro del árbol:  $\omega = 1 \text{ rad/s}$

Para analizar las expresiones previamente mencionadas en cada ángulo ( $\omega t$ ) derivado del movimiento rotacional de la manivela, es posible determinar las fuerzas en las bielas ( $F_b$ ), las fuerzas normales sobre la plancha compactadora ( $F_n$ ) y el torque total ( $T$ ). Los resultados de estas evaluaciones se pueden presentar en la Tabla 8, donde se registran los valores obtenidos para cada una de estas variables. Esto permitirá tener un registro claro y organizado de los resultados de fuerzas y torque en función del movimiento rotacional de la manivela.

Tabla 8. Iteración de la solución del mecanismo.

$\omega t$ (deg)	$\omega t$ (rad)	T (N.m)	$F_b=F'_{34}$ (N)	$F_n=F'_{14}$ (N)
0	0	0	1215	0
5	0.0873	29.76	1215.3	26.48
10	0.1745	59.16	1216.1	52.8
15	0.2618	87.84	1217.6	78.78
20	0.3491	115.5	1219.5	104.3
25	0.4363	141.7	1221.8	129.1
30	0.5236	166.3	1224.6	153.1
35	0.6109	188.9	1227.7	176
40	0.6981	209.4	1231	197.8
45	0.7854	227.5	1234.4	218.2
50	0.8727	243.1	1237.9	237.1
55	0.9599	256	1241.3	254.2
60	1.0472	266.3	1244.5	269.4
65	1.1345	273.9	1247.4	282.6
70	1.2217	278.8	1250	293.6
75	1.3090	281.1	1252.1	302.3
80	1.3963	280.9	1253.6	308.6
85	1.4835	278.2	1254.5	312.4
90	1.5708	273.4	1254.8	313.7
95	1.6581	266.4	1254.5	312.4

Nota: Elaboración propia

De las iteraciones realizadas se determina que la posición crítica se encuentra cuando  $\omega t = 75^\circ$ , con ello obtenemos los valores máximos  $M_T = 281.1 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,  $F_b = 1252.1 \text{ N}$  y  $F_n = 302.3 \text{ N}$ .

### 2.9.7. Fuerzas en el mecanismo

Se lleva a cabo el análisis de las fuerzas presentes en los brazos 1 y 2 del mecanismo biela-manivela para derivar las ecuaciones y expresiones pertinentes que conectan estas fuerzas. Este análisis se realiza mediante el diagrama de cuerpo libre de los brazos, como se ilustra en la figura 42, despreciando la influencia de sus pesos.

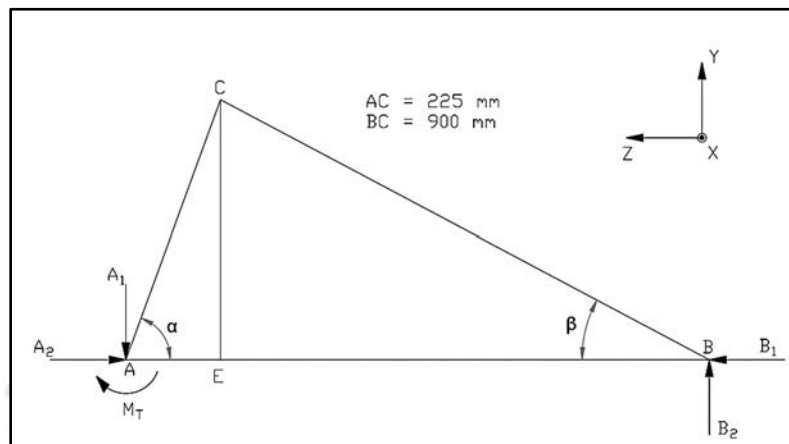


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo.

La figura 43 ilustra las fuerzas y el momento presentes en el pivote A, donde el ángulo de rotación de la manivela con respecto a la horizontal es de  $75^\circ$ . Este valor se elige porque en este punto se alcanza el toque máximo ( $M_T$ ).

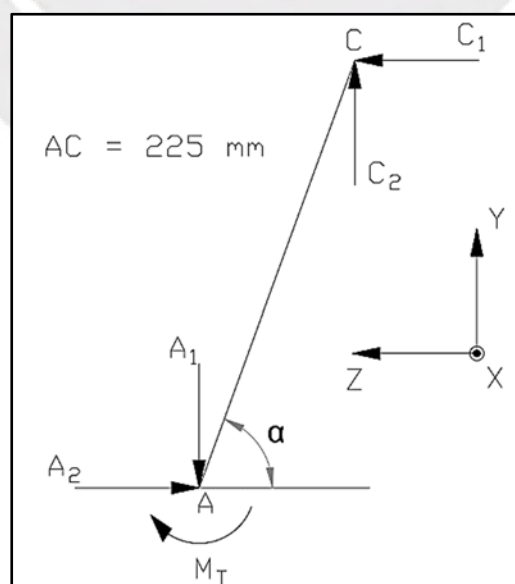


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del "Brazo 1" del mecanismo.

Las fuerzas “B<sub>1</sub>” y “B<sub>2</sub>” son las fuerzas necesarias que se necesitan para comprimir los 20 kg de avena forrajera. En la figura 44, se presenta el diagrama de cuerpo libre del brazo 2, donde la fuerza que actúa en el punto C se descompone en “C<sub>1</sub>” y “C<sub>2</sub>”.

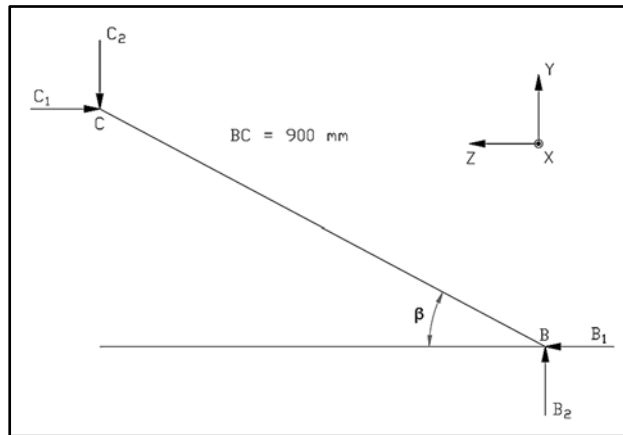


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del “Brazo 2” del mecanismo.

A partir de los diagramas de cuerpo libre de ambos brazos, obtenemos:

- $C_2=B_2=A_1=302.3 \text{ N}$
- $C_1=B_1=A_2=1215 \text{ N}$
- $M_T=281.1 \text{ N.m}$
- $\alpha=75^\circ$
- $\beta=14^\circ$

### 2.9.8. Fuerzas en el brazo mecánico

La función del brazo mecánico es empujar la avena hacia la cámara de enfardado para que la plancha compactadora pueda empujarla hacia la zona de amarrado. En la figura 45 y se muestra la posición del brazo cuando la plancha compactadora se encuentra en el inicio de su recorrido; mientras que, en la figura 46 se presenta la posición del brazo cuando la plancha compactadora se encuentra en el final de su recorrido.

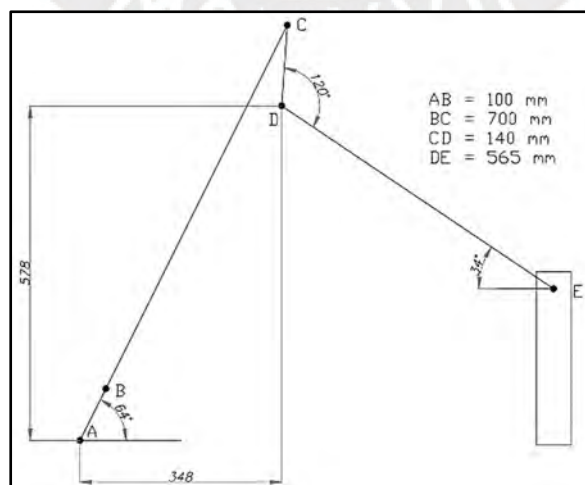


Figura 45. Posición inicial.

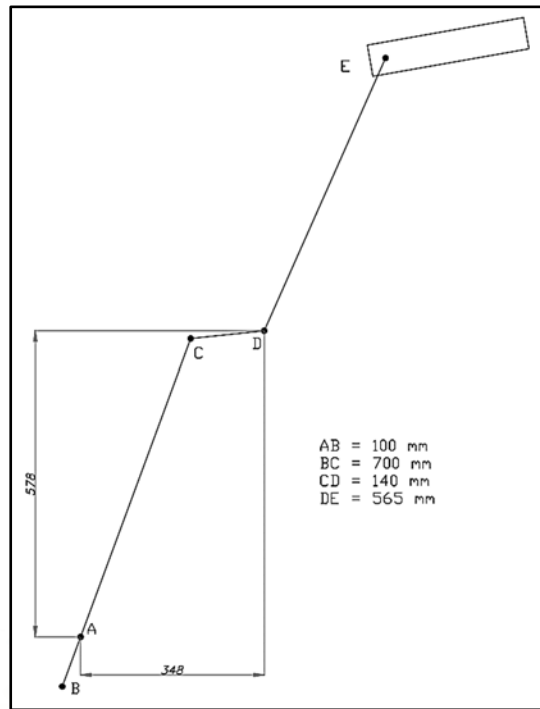


Figura 46. Posición final.

De acuerdo con la tabla 8, se identifica que la posición crítica se presenta cuando  $\omega t = 75^\circ$ . Por lo tanto, en la figura 47 se presenta el diagrama de cuerpo libre de cada componente del brazo mecánico para esta posición específica.

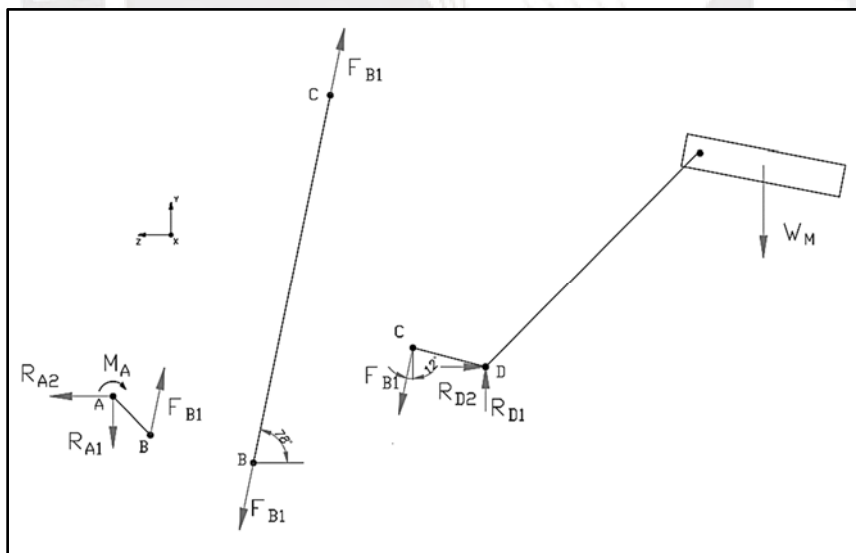


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de los componentes del brazo mecánico.

Se derivan las siguientes ecuaciones a partir del diagrama de cuerpo libre:

$$\sum F_y = 0 : R_{D1} - F_{B1} * \cos(12^\circ) - W_M = 0$$

$$\sum F_z = 0 : R_{D2} - F_{B1} * \text{sen}(12^\circ) = 0$$

$$\sum M_D = 0 : F_{B1} * \cos(12) * 136 + F_{B1} * \text{sen}(12^\circ) * 36 = W_M * 518$$

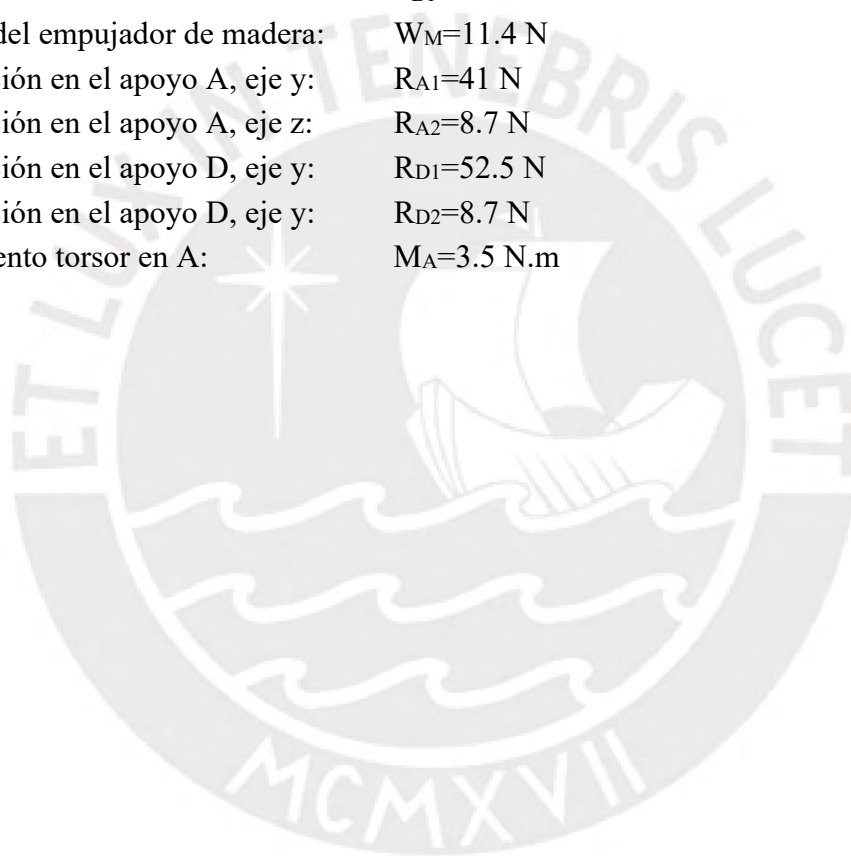
$$\sum F_y = 0 : R_{A1} = F_{B1} * \cos(12^\circ)$$

$$\sum F_x = 0 : R_{A2} = F_{B1} * \text{sen}(12^\circ)$$

$$\sum M_A = 0 : F_{B1} * \sin(12^\circ) * 72 + F_{B1} * \cos(12^\circ) * 70 = M_A$$

Después de resolver las ecuaciones de equilibrio, se determinan las siguientes reacciones en los apoyos A y D:

- Fuerza en la biela:  $F_{B1}=42 \text{ N}$
- Peso del empujador de madera:  $W_M=11.4 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo A, eje y:  $R_{A1}=41 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo A, eje z:  $R_{A2}=8.7 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo D, eje y:  $R_{D1}=52.5 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo D, eje z:  $R_{D2}=8.7 \text{ N}$
- Momento torsor en A:  $M_A=3.5 \text{ N.m}$



## CAPÍTULO 3

### 3 Ingeniería de Detalle

#### 3.1.Fuente de energía

Para alimentar la máquina enfardadora en áreas donde no se dispone de energía eléctrica, se utilizará un motor de combustión interna. Este tipo de motor funciona mediante la combustión de combustibles para generar energía mecánica. El motor se acoplará a la máquina enfardadora y proporcionará la potencia necesaria para su funcionamiento. Esto permitirá utilizar la máquina en el campo de manera independiente, sin depender de una fuente de energía eléctrica externa.

Tabla 9. Especificaciones del motor Shizai.

Modelo	SZ170F
Potencia	7.5 HP
Velocidad nominal	1800 rpm
Velocidad de salida	1250 rpm
Tipo de combustible	Gasolina
Tanque de gasolina	3.6 L
Peso en seco	19.5 kg

Nota. Tomado de “*Motor de gasolina*”, Shizai



Figura 48. Motor SZ170F.

### 3.2.Sistema de transmisión

El sistema de transmisión de la máquina enfardadora tiene 4 engranajes de dientes rectos, 2 poleas y una faja plana. Se utiliza una transmisión por faja plana y se emplean 2 pares de engranajes para la reducción de la velocidad de giro del eje del motor como se muestra en la figura 49 y figura 50. La polea 1 se encuentra acoplada al eje del motor y girando en sentido antihorario, el eje A y el eje C giran en el mismo sentido que la polea 1 y el eje B gira en sentido horario.



Figura 49. Sistema de transmisión.

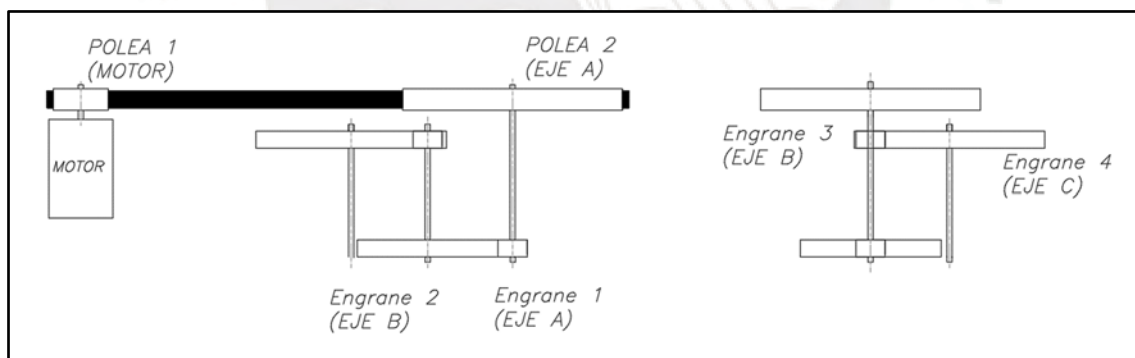


Figura 50. Esquema del sistema de transmisión.

#### 3.2.1. Selección de las poleas y faja plana

En la figura 51 y 52 se presenta la disposición de las poleas. Al seleccionar la disposición, se considera como criterio principal que sea lo más compacta posible. Además, se toma en cuenta que cada elemento de transmisión y los ejes puedan ser montados fácilmente y que no haya fricción entre ellos. La distancia entre los centros (C) y el ángulo de inclinación ( $\alpha$ ) del montaje pueden variar dependiendo del diámetro de la polea 1 seleccionada.



Figura 51. Elementos de transmisión por faja plana.

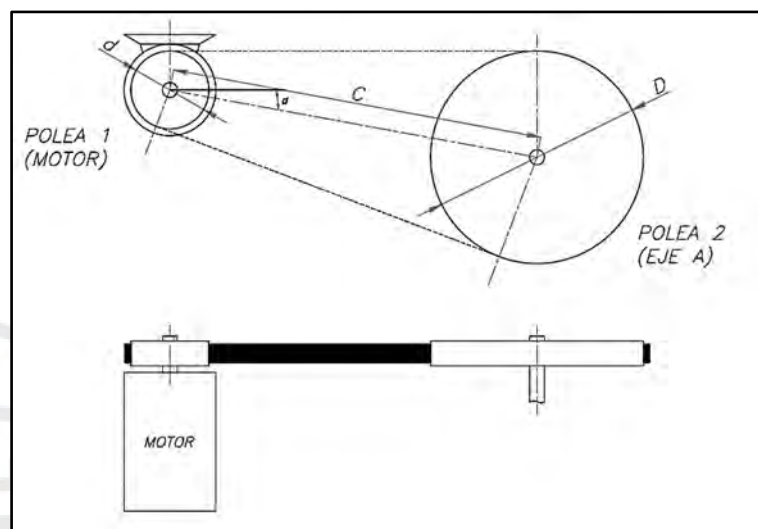


Figura 52. Transmisión por faja plana.

Procedemos a realizar los pasos para la selección de una faja plana, considerando que la máquina trabaja 10 horas al día y produce choques, se requiere que se usen correas DANCORD G Roulunds. Se utiliza las tablas del catálogo de faja plana Roulunds que se muestra en el Anexo 1.

Datos:

- Potencia neta del motor: 7.5 HP=5.6 kW
- Velocidad de giro del eje del motor:  $n_1 = 1250$  rpm

La selección de la faja plana se muestra en el Anexo 1. Para la transmisión, se obtuvieron las siguientes características:

- Una polea de diámetro 160 mm para faja plana de 63 mm de ancho
- Una polea de diámetro 640 mm para faja plana de 63 mm de ancho
- Una faja plana Roulunds, tipo DANCORD G, ancho 50 mm y longitud 3861 mm

Analizamos las fuerzas que actúan en la faja:

Velocidad angular del motor:

$$\omega_M = 130.9 \text{ rad/s}$$

Velocidad angular del eje A:

$$\omega_2 = 32.7 \text{ rad/s}$$

Coefficiente de fricción entre material de polea y material de faja:  $\mu = 0.25$

Para el eje del motor:

$$P_M = 7.5 \text{ HP} = 5.6 \text{ kW}$$

Momento torsor en la polea motriz:

$$P_M = M_{tM} * \omega_M \rightarrow M_{tM} = 42.78 \text{ N.m}$$

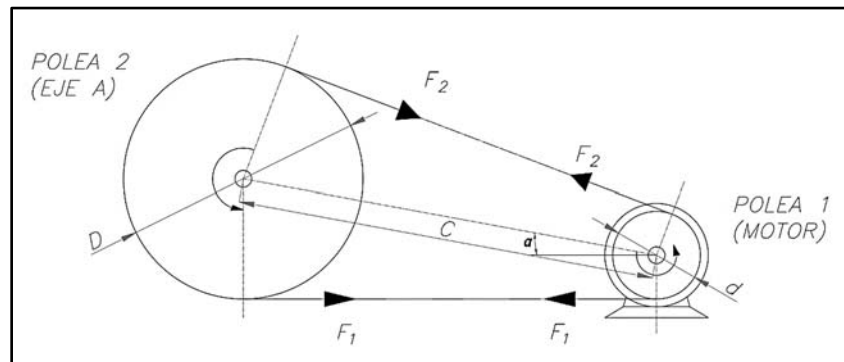


Figura 53. Transmisión por faja plana.

Se elaboró la figura 53, de donde se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$F_1 > F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu * \varphi}$$

$$M_{t2} = (F_1 - F_2) * \frac{d_2}{2}$$

Entonces:  $F_1 = 61.6 \text{ N}$ ,  $F_2 = 30.9 \text{ N}$ ,  $M_{t2} = 9.8 \text{ N.m}$

- Cálculo de la potencia que debe suministrar el motor

Datos:

Velocidad angular del motor:

$$\omega_M = 130.9 \text{ rad/s}$$

Velocidad angular del eje A:

$$\omega_A = 32.7 \text{ rad/s}$$

Velocidad angular del eje B:

$$\omega_B = 6.81 \text{ rad/s}$$

Velocidad angular del eje C:

$$\omega_C = 1.05 \text{ rad/s}$$

Asumimos una eficiencia de los engranajes igual al 98%. En la iteración anterior, obtuvimos un torque requerido ( $M_T$ ) igual a 281.1 N.m y un torque requerido por el brazo mecánico ( $M_A$ ) igual a 3.5 N.m a una velocidad angular de 10 rpm, produciendo una potencia de 300 W.

Para el árbol C:

$$P_C = \omega_C * M_{t4} = 300 W$$

Para el árbol B:

$$P_C = \eta_{eng} * P_B \rightarrow P_B = 306 W$$

$$P_B = M_{t3} * \omega_B \rightarrow M_{t3} = 45 N.m$$

Para del árbol A:

$$P_B = \eta_{eng} * P_A \rightarrow P_A = 312 W$$

$$P_A = M_{t2} * \omega_A \rightarrow M_{t2} = 9.8 N.m$$

### 3.2.2. Selección de engranajes de transmisión

En la figura 54 y 55 se presenta la disposición de los engranajes. Se ha tenido en cuenta que cada elemento de transmisión y los ejes se monten fácilmente y no haya roces entre ellos. El engranaje #1 está montado sobre el eje A, los engranajes #2 y #3 están montados sobre el eje B, y el engranaje #4 está montado sobre el eje C. El cálculo completo de la selección de los engranajes se encuentra en el Anexo 2, y se obtienen los siguientes resultados:

- Número de dientes engranaje #1:  $Z_1=17$
- Número de dientes engranaje #2:  $Z_2=82$
- Número de dientes engranaje #3:  $Z_3=17$
- Número de dientes engranaje #4:  $Z_4=111$
- Diámetro del círculo primitivo #1:  $d_1=85$  mm
- Diámetro del círculo primitivo #2:  $d_2=410$  mm
- Diámetro del círculo primitivo #3:  $d_3=85$  mm
- Diámetro del círculo primitivo #4:  $d_4=555$  mm
- Coeficiente de engrane entre engrane #1 y #2:  $\varepsilon_1=1.67$
- Coeficiente de engrane entre engrane #3 y #4:  $\varepsilon_2=1.69$

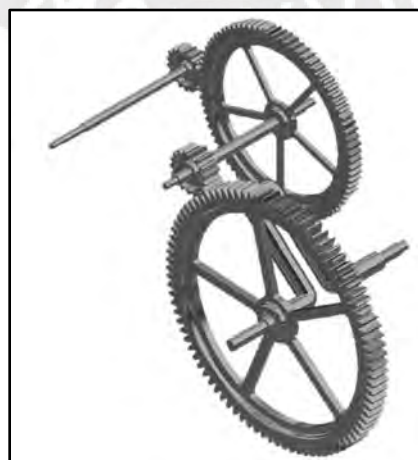


Figura 54. Disposición de los engranajes.

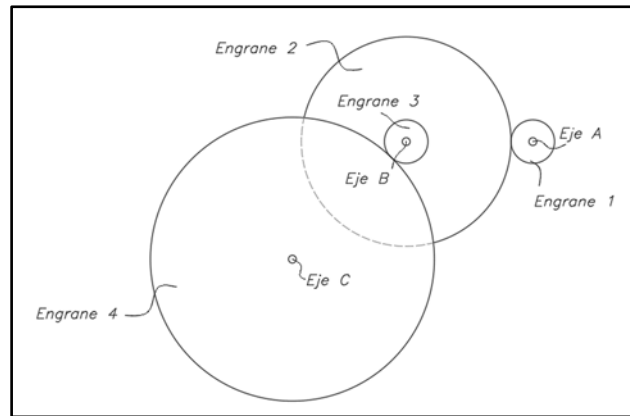


Figura 55. Engranajes.

Para un ángulo de presión ( $\alpha_n$ ) igual a  $20^\circ$ , se tiene un coeficiente de engrane máximo ( $\epsilon_{m\acute{a}x}$ ) de 1.98. El valor recomendado para evitar ruidos y fallas prematuras es mayor o igual a 1.4. En este caso, se obtuvieron los factores de engrane ( $\epsilon_\alpha$ ) igual a 1.67 y 1.69, lo cual indica que la selección de los engranajes se encuentra dentro de los valores recomendados.

### 3.3.Cálculo de árboles

#### 3.3.1. Cálculo previo del árbol A

El árbol A tiene la función de convertir la fuerza generada por el motor en un momento torsor ( $M_{t2}$ ) mediante el movimiento rotacional. Esto se logra a través de un sistema de transmisión por faja, que permite transmitir el movimiento y la fuerza del motor al árbol A. A su vez, el árbol A transmite este momento torsor al árbol B mediante una transmisión por engranajes, lo cual permite generar el giro y la fuerza necesaria en el árbol B. La figura 56 muestra los elementos que componen el árbol A, ofreciendo una visualización clara de cómo se lleva a cabo esta transmisión de fuerza y movimiento en la máquina enfardadora.

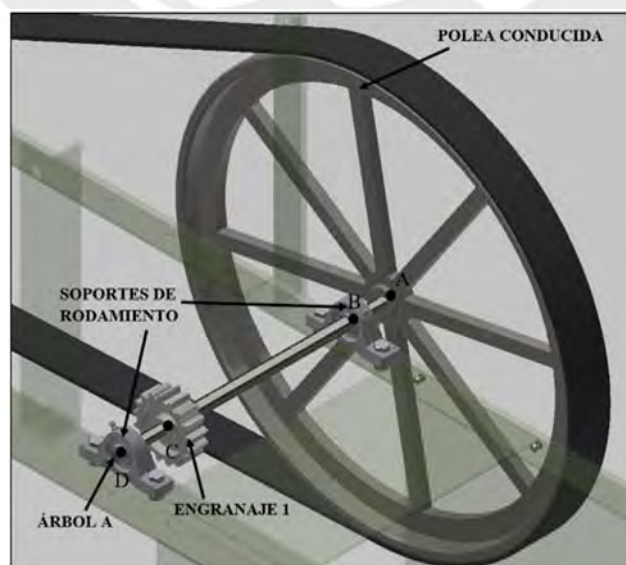


Figura 56. Componentes del árbol A.

En la figura 57 se presenta el diagrama de cuerpo libre del árbol A, y se tienen los siguientes parámetros:

- Momento torsor a transmitir por el árbol A:  $M_{t2}=9.8 \text{ N.m}$
- Fuerza tangencial 1 de la polea:  $F_1=61.6 \text{ N}$
- Fuerza tangencial 2 de la polea:  $F_2=30.9 \text{ N}$
- Ángulo formado entre  $F_1$  y el eje y:  $\beta_1=2.3^\circ$
- Ángulo formado entre  $F_2$  y el eje y:  $\beta_2=24.4^\circ$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 1:  $d_1=85 \text{ mm}$
- Fuerza tangencial en el engrane C:  $F_{tc}=2*M_{t2}/d_1=230.6 \text{ N}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza radial en el engranaje C:  $F_{rc}=F_{tc}*\text{tg}(\alpha)=83.9 \text{ N}$
- Longitud de “AB”:  
 $L_1=58.3 \text{ mm}$
- Longitud de “BC”:  
 $L_2=298.2 \text{ mm}$
- Longitud de “CD”:  
 $L_3=73.4 \text{ mm}$

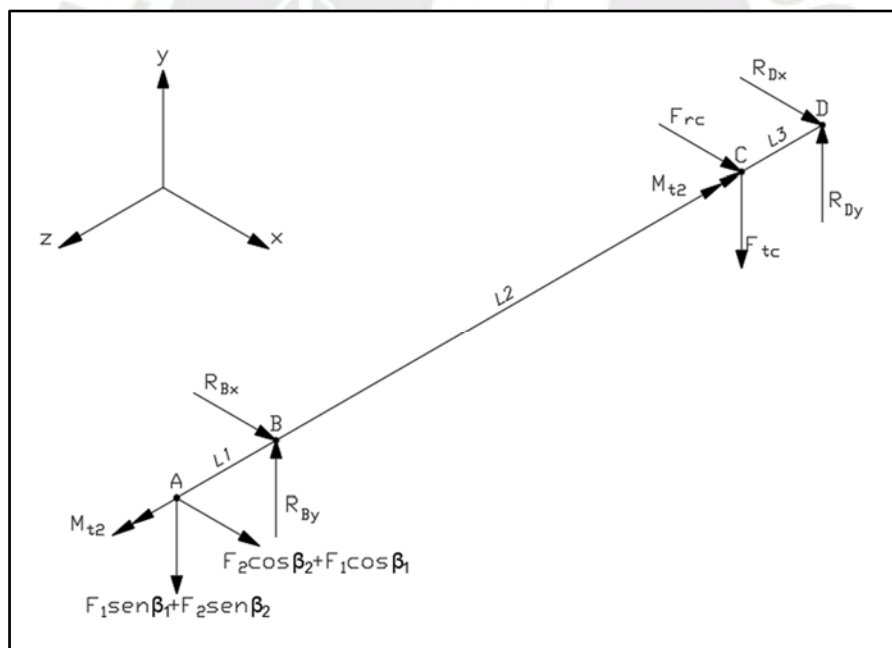


Figura 57. Diagrama de cuerpo libre – Árbol A.

A continuación, se plantea las ecuaciones de equilibrio son necesarias para calcular las fuerzas de reacción en los apoyos B y D:

$$\sum F_x = 0 : F_2 \cos(\beta_2) + F_1 * \cos(\beta_1) + R_{Bx} + R_{Dx} + F_{rc} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : F_1 * \text{sen}(\beta_1) + F_2 \text{sen}(\beta_2) = R_{By} + R_{Dy} - F_{tc}$$

$$\sum M_{Dx} = 0 : R_{By} * (L3 + L2) = F_{tc} * L3 + (F_1 * \text{sen}(\beta_1) + F_2 * \text{sen}(\beta_2)) * (L1 + L2 + L3)$$

$$\sum M_{Dy} = 0 : F_{rc} * L3 + R_{Bx} * (L3 + L2) + (F_2 * \text{cos}(\beta_2) + F_1 * \text{cos}(\beta_1)) * (L1 + L2 + L3) = 0$$

Después de resolver las ecuaciones de equilibrio, se determinan las reacciones en los apoyos B y D de la máquina enfardadora. En las figuras 58 al 62 se presentan dichos diagramas, que muestran las magnitudes y direcciones de las fuerzas cortantes, los momentos flectores y los momentos torsionales en diferentes secciones de la máquina. Estos diagramas son útiles para comprender y analizar las cargas y las deformaciones a las que está sometida la estructura durante su funcionamiento.

- Reacción en “B”, en el eje x:  $R_{Bx} = -120.3 \text{ N}$
- Reacción en “B”, en el eje y:  $R_{By} = 63.2 \text{ N}$
- Reacción en “D”, en el eje x:  $R_{Dx} = -53.3 \text{ N}$
- Reacción en “D”, en el eje y:  $R_{Dy} = 182.6 \text{ N}$

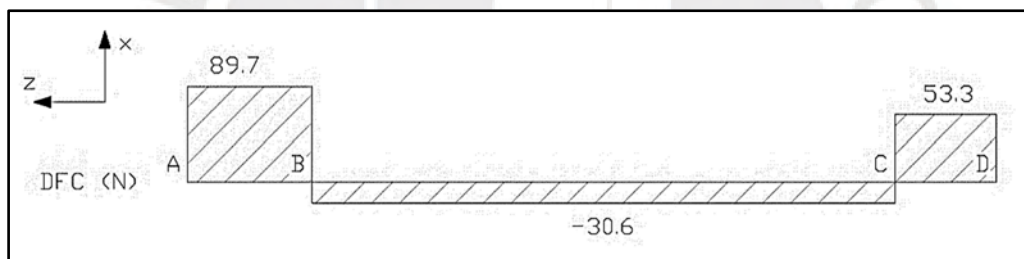


Figura 58. DFC en el plano xz – árbol A.

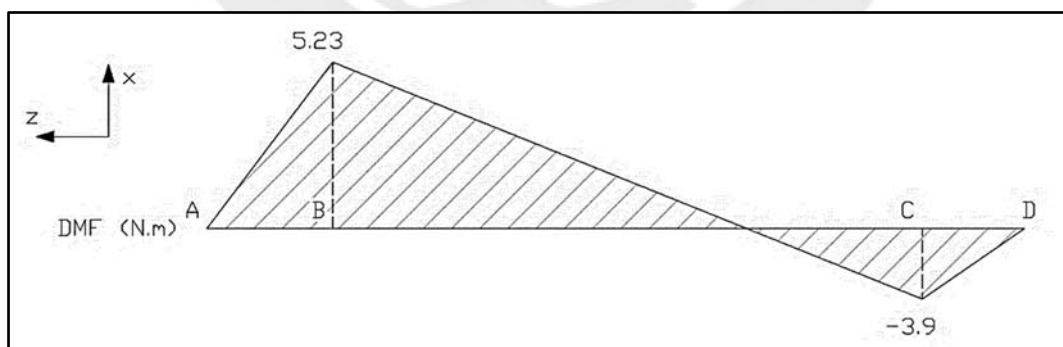


Figura 59. DMF en la dirección x – árbol A.

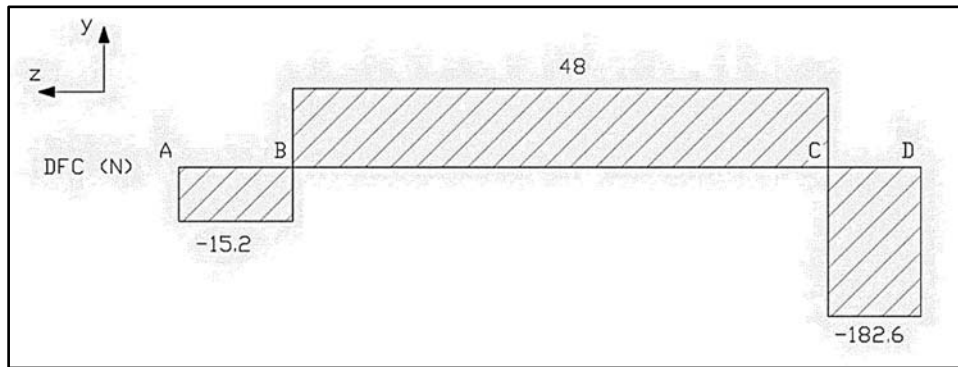


Figura 60. DFC en el plano  $yz$  – árbol A.

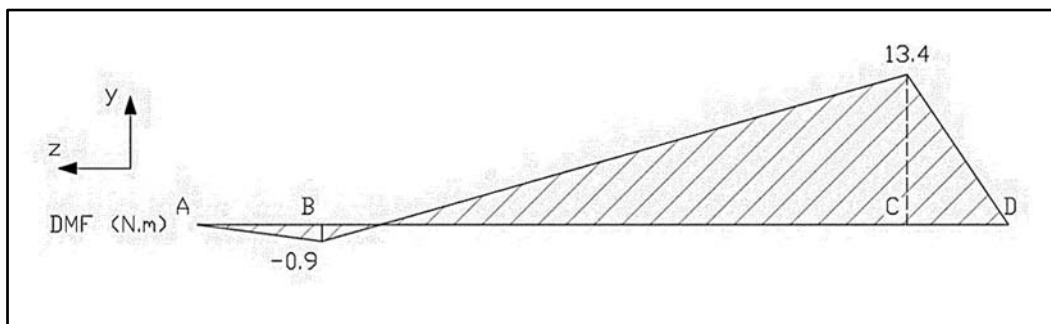


Figura 61. DMF en la dirección  $y$  – árbol A.

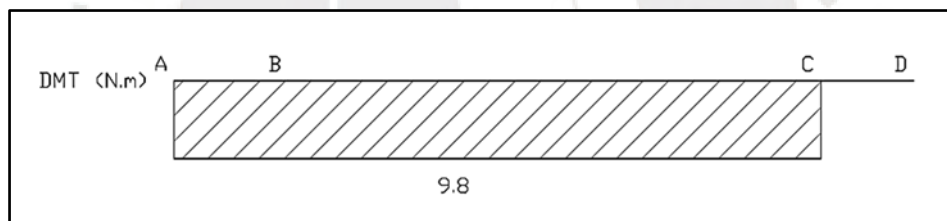


Figura 62. DMT en la dirección  $z$  – árbol A.

Los puntos críticos de la máquina enfardadora se encuentran en las secciones B y C, donde se ubican el soporte de rodamiento y el engranaje 1, respectivamente. Para determinar el diámetro mínimo requerido se utiliza un análisis de resistencia a la fatiga en estas secciones. Se emplea la expresión propuesta por C. Bach, considerando parámetros como las cargas aplicadas, el factor de seguridad, la vida útil deseada, las propiedades del material y las condiciones de operación. Este cálculo asegura la resistencia adecuada y la durabilidad del componente.

- Material del árbol A: Ck 45
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.85$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r=1.8$

Para determinar los factores de corrección mencionados anteriormente, se utilizaron valores promedios en los cálculos. Se llevó a cabo con el objetivo de simplificar el cálculo, dado que se estimó que estos factores no tienen un impacto sustancial en los resultados obtenidos. Por otro lado, en la tabla 10 se presentan valores promedios extraídos del libro “Konstruktionselemente de Maschinenbaues” de los autores W.Tochtermann y F.Bodenstein. Estos factores se utilizan para tener en cuenta la concentración de esfuerzos en diferentes componentes y se consideran como valores representativos en el análisis de resistencia de la máquina enfardadora.

Tabla 10. Factores efectivos de concentración de esfuerzos.

Tipo del concentrador de esfuerzos	Factor efectivo de concentración de esfuerzos $\beta$	
	Para flexión $\beta_K$	Para torsión $\beta_K$
Cambio de sección con redondeo agudo	2.5	2.5
Canal rectangular para anillos de seguridad	3	3
Unión mediante chaveta	2.2	1.6

Nota: Elaboración propia

El cálculo previo del árbol A se encuentra en el anexo 3, donde se determinan los diámetros mínimos requeridos para que la máquina enfardadora funcione correctamente. El punto crítico identificado es la sección C, donde se ubica el engranaje 1, por lo que se asigna un diámetro de 16 mm en esa sección. En la tabla 11 se presentan los diámetros mínimos obtenidos para cada sección después de realizar los cálculos necesarios.

Tabla 11. Asignación de diámetros para cada sección.

Sección	Elemento que actúa sobre la sección	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro asignado (mm)
A	Polea grande	10.1	12
B	Soporte de rodamiento	10.7	15
C	Engranaje 1	14.3	16
D	Soporte de rodamiento	0	15

Nota: Elaboración propia

### 3.3.2. Cálculo definitivo del árbol A

Se utiliza la expresión de C. Bach para verificar la resistencia a la fatiga y se consideran los valores reales de las secciones del árbol A, incluyendo los diámetros reales y los acabados superficiales. Este factor de seguridad se emplea para garantizar que el árbol A tenga una resistencia suficiente para soportar las cargas y esfuerzos durante su funcionamiento, y que esté protegido contra fallas por fatiga. De esta manera, se asegura que el diseño del árbol A cumpla

con los estándares de seguridad y sea capaz de mantener su integridad estructural durante su vida útil en la máquina enfardadora. El factor de seguridad recomendado para ejes y árboles se muestran a continuación, según STEINHILPER-ROPER/Konstruktioselemente - Springer 1996, se toma como referencia para este análisis.

$$FS_R=1,2 \dots 1,8$$

En el cálculo definitivo del árbol A, se utilizan factores de concentración de esfuerzos ( $\beta_k$ ) específicos para diferentes tipos de concentradores presentes en cada sección. Se emplean valores de la tabla 10 para concentradores de esfuerzos del tipo canal rectangular y unión mediante chaveta, y se obtienen los valores de  $\beta_k$  para concentradores de esfuerzos del tipo cambio de sección del texto de Jorge Rodríguez Hernández “Resistencia de Materiales 2”.

El cálculo definitivo está desarrollado en el anexo 3 y en la tabla 12 se verifica que el árbol A cumple con los requisitos de seguridad contra la fatiga, ya que los factores de seguridad obtenidos son mayores que los valores recomendados. Esto garantiza que el árbol A pueda resistir las cargas y esfuerzos de manera segura durante su operación en la máquina enfardadora.

Tabla 12. Factor de seguridad del árbol A.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
A	Canal para el anillo de retención	3.4
B	Redondeo agudo	9.3
C	Canal para el anillo de retención	2.6

Nota: Elaboración propia

### 3.3.3. Cálculo previo del árbol B

El árbol B tienen la función de transmitir la potencia desde el árbol A hacia otro árbol mediante una transmisión por engranajes ( $Z_3$  y  $Z_4$ ). En la figura 63 se pueden observar los elementos del árbol B, que incluyen los engranajes y demás componentes necesarios para realizar la transmisión de potencia de manera eficiente y confiable. El diseño y análisis del árbol B son fundamentales para asegurar el correcto desempeño de la máquina enfardadora y asegurar que la potencia se transmita de manera eficiente y sin fallos durante su funcionamiento.

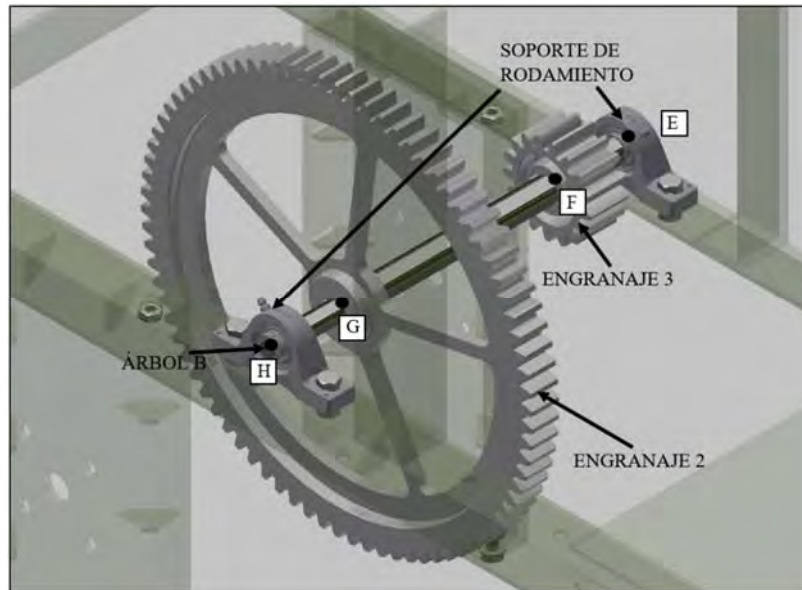


Figura 63. Componentes del árbol B.

En la figura 64 se muestra el DCL del árbol B, y se obtienen los siguientes parámetros:

- Momento torsor a transmitir por el árbol B:  $M_{t3}=45 \text{ N.m}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 2:  $d_2=410 \text{ mm}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza tangencial en el engrane G:  $F_{tg}=2*M_{t3}/d_2=219.5 \text{ N}$
- Fuerza radial en el engrane G:  $F_{rg}= F_{tg}*tg(\alpha)=79.9 \text{ N}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 3:  $d_3=85 \text{ mm}$
- Fuerza tangencial en el engrane F:  $F_{tf}=2*M_{t3}/d_3=1058.8 \text{ N}$
- Fuerza radial en el engrane F:  $F_{rf}= F_{tf}*tg(\alpha)=385.4 \text{ N}$
- Ángulo entre la fuerza normal y el plano x:  $\Omega=46.9$
- Longitud de "EF":  $L_4=67.2 \text{ mm}$
- Longitud de "FG":  $L_5=231 \text{ mm}$
- Longitud de "GH":  $L_6=73.7 \text{ mm}$

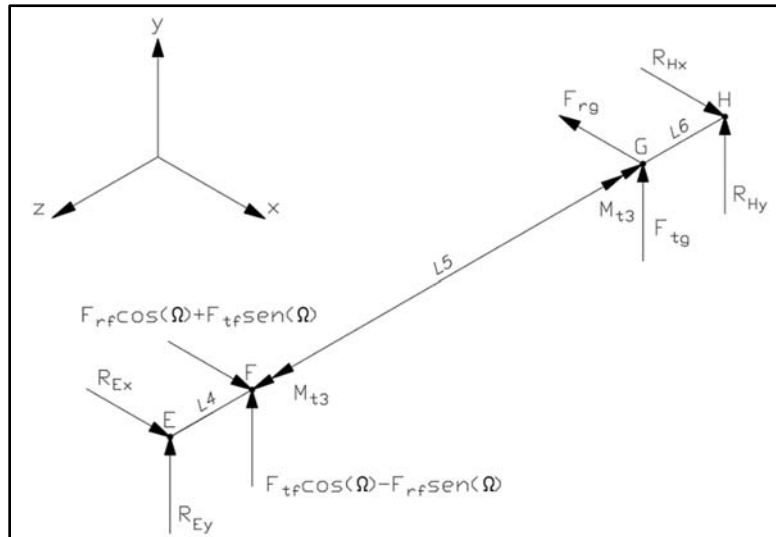


Figura 64. Diagrama de cuerpo libre – Árbol B.

A continuación, se plantea las ecuaciones de equilibrio para determinar las reacciones en los apoyos E y H:

$$\sum F_x = 0 : F_{rg} = R_{Ex} + R_{Hx} + (F_{tf} * \text{sen}(\Omega) + F_{rf} * \text{cos}(\Omega))$$

$$\sum F_y = 0 : (F_{tf} * \text{cos}(\Omega) - F_{rf} * \text{sen}(\Omega)) + R_{Ey} + R_{Hy} + F_{tg} = 0$$

$$\sum M_{Hx} = 0 : F_{tg} * L6 + (F_{tf} * \text{cos}(\Omega) - F_{rf} * \text{sen}(\Omega)) * (L5 + L6) + R_{Ey} * (L4 + L5 + L6) = 0$$

$$\sum M_{Hy} = 0 : F_{rg} * L6 = (F_{tf} * \text{sen}(\Omega) + F_{rf} * \text{cos}(\Omega)) * (L5 + L6) + R_{Ex} * (L4 + L5 + L6)$$

Después de resolver las ecuaciones de equilibrio, se determinan las reacciones en los apoyos E y H de la máquina enfardadora. En las figuras 65 al 69 se presentan dichos diagramas, que muestran las magnitudes y direcciones de las fuerzas cortantes, los momentos flectores y los momentos torsionales en diferentes secciones de la máquina, Estos diagramas son útiles para comprender y analizar las cargas y las deformaciones a las que está sometida la estructura durante su funcionamiento.

- Reacción en “E”, en el eje x:  $R_{Ex} = - 833.3 \text{ N}$
- Reacción en “E”, en el eje y:  $R_{Ey} = - 405.7 \text{ N}$
- Reacción en “H”, en el eje x:  $R_{Hx} = - 123.2 \text{ N}$
- Reacción en “H”, en el eje y:  $R_{Hy} = - 255.8 \text{ N}$

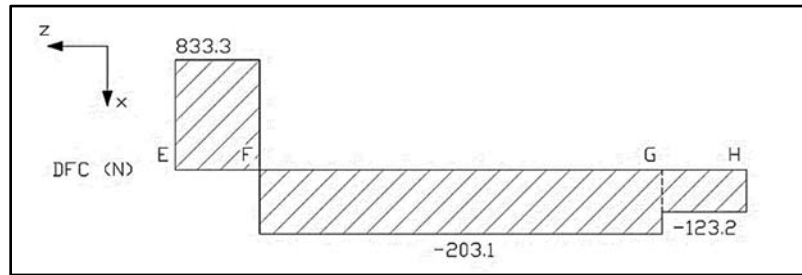


Figura 65. DFC en el plano xz – árbol B.

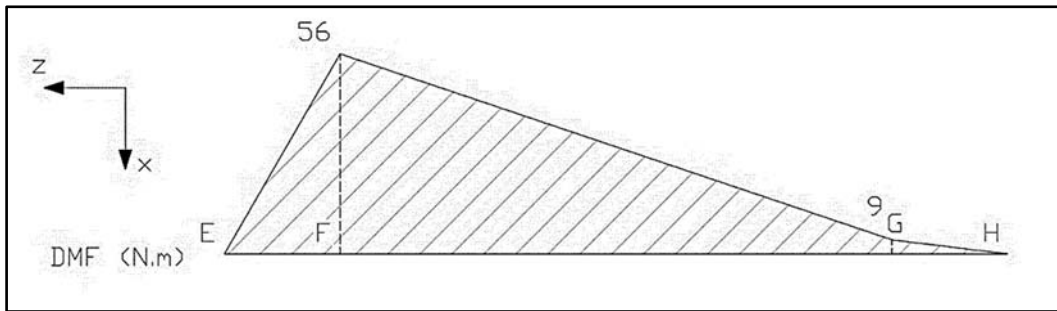


Figura 66. DMF en la dirección x – árbol B.

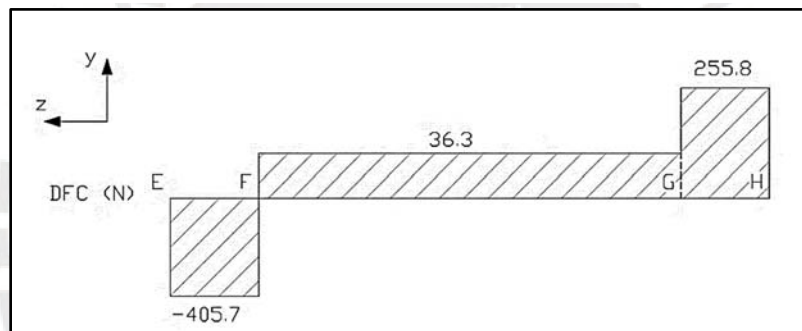


Figura 67. DFC en el plano yz – árbol B.

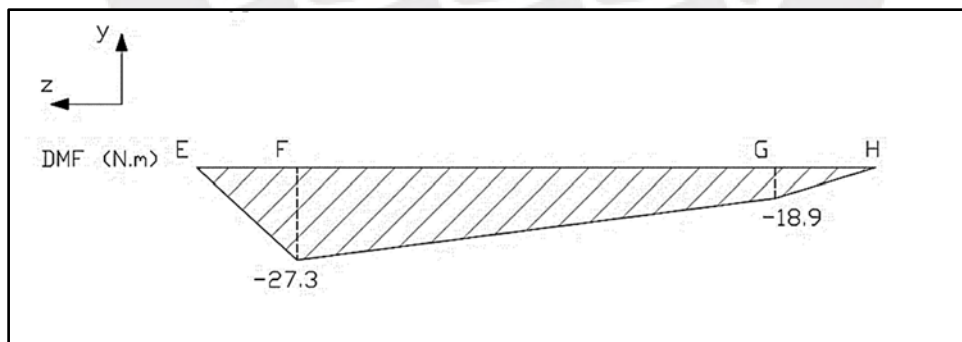


Figura 68. DMF en la dirección y – árbol B.

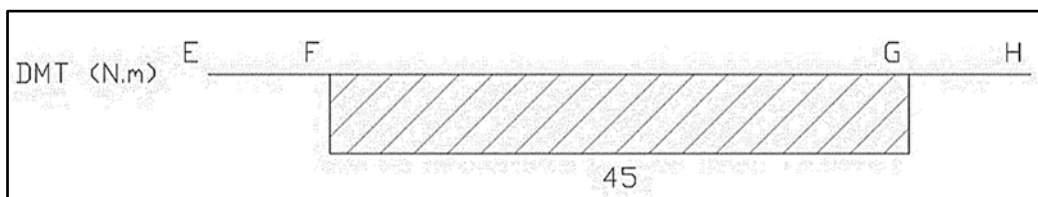


Figura 69. DMT en la dirección z – árbol B.

Los puntos críticos de la máquina enfardadora se encuentran en F y G, donde se ubican el engranaje 3 y el engranaje 2, respectivamente. Para determinar el diámetro mínimo requerido se utiliza un análisis de resistencia a la fatiga en estas secciones. Se emplea la expresión propuesta por C. Bach, considerando parámetros como las cargas aplicadas, el factor de seguridad, la vida útil deseada, las propiedades del material y las condiciones de operación. Este cálculo asegura la resistencia adecuada y la durabilidad del componente.

- Material del árbol A: Ck 45
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.85$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r=1.8$

En el cálculo del árbol B, se emplearon valores promedios para ciertos factores que tienen una influencia menor en los resultados. Se utilizaron los factores efectivos de la tabla 10 para el análisis. El cálculo detallado del árbol B está desarrollado en el anexo 3, donde se determinan los diámetros mínimos necesarios para asegurar un funcionamiento sin fallos de la máquina. Los puntos críticos son las secciones F y G, donde se encuentran los engranajes 3 y 2, respectivamente. La tabla 13 muestra los diámetros mínimos y la longitud del cubo para cubos de acero obtenidos de los cálculos realizados en el árbol B para la máquina enfardadora. Estos valores la resistencia y la integridad estructural del árbol B durante su funcionamiento.

Tabla 13. Asignación de diámetros para cada sección.

Sección	Elemento que actúa sobre la sección	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro asignado (mm)
E	Soporte de rodamiento	0	15
F	Engranaje 3	23.6	24
G	Engranaje 2	18.4	20
H	Soporte de rodamiento	0	15

Nota: Elaboración propia

### 3.3.4. Cálculo definitivo del árbol B

El análisis de fatiga para el árbol B se llevará a cabo de manera análoga al cálculo realizado para el árbol A. Se considerarán los factores de corrección para valores reales de diámetros y acabados superficiales, y se aplicará el factor de seguridad recomendado para ejes y árboles según el estándar STEINHILPER-ROPER/Konstruktiosemnte - Springer 1996. El objetivo es garantizar que el árbol B cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad, evitando daños

o fallas prematuras durante el funcionamiento de la máquina, asegurando así su funcionamiento confiable y segura.

$$FS_R=1,2 \dots 1,8$$

El análisis de fatiga del árbol B se encuentra detallado en el anexo 3, y la tabla 14 confirma que no habrá fallas por fatiga. Los factores de seguridad obtenidos son mayores que los recomendados, asegurando la resistencia suficiente del árbol B para soportar las cargas durante el funcionamiento de la máquina enfardadora. Esto garantiza una operación confiable y segura de la máquina en su conjunto.

Tabla 14. Factor de seguridad del árbol B.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
F	Canal para el anillo de retención	1.8
G	Canal para el anillo de retención	2.2

Nota: Elaboración propia

### 3.3.5. Cálculo previo del árbol C

El árbol C tienen la función de transmitir la potencia hacia la manivela del mecanismo compactador. En la figura 70 se pueden distinguir los elementos del árbol C, que incluyen los engranajes y demás componentes necesarios para realizar la transmisión de potencia de manera eficiente y confiable. El diseño y análisis del árbol C son fundamentales para garantizar un funcionamiento adecuado de la máquina enfardadora y asegurar que la potencia se transmita de manera eficiente y sin fallos durante su funcionamiento.

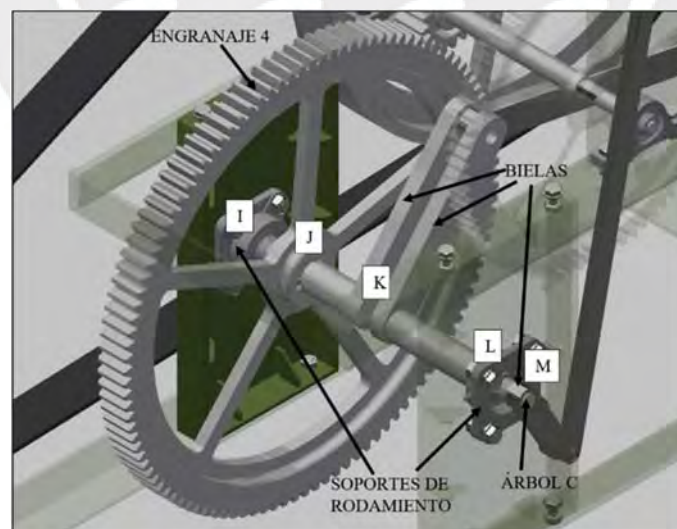


Figura 70. Componentes del árbol C.

En la figura 71 se observa el DCL del árbol C, se presenta los parámetros:

- Momento torsor a transmitir por el árbol C:  $M_{t4}=284.6 \text{ N.m}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 4:  $d_4=555 \text{ mm}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza tangencial en el engrane J:  $F_{tj}=2*M_{t4}/d_4=1025.6 \text{ N}$
- Fuerza radial en el engrane J:  $F_{rj}= F_{tj}*tg(\alpha)=373.3 \text{ N}$
- Ángulo entre fuerza normal y el plano x:  $\Omega=46.9$
- Fuerza en la biela, eje x:  $C_1=1215 \text{ N}$
- Fuerza en la biela, eje y:  $C_2=302.3 \text{ N}$
- Fuerza del brazo, eje x:  $R_{A2}=8.7 \text{ N}$
- Fuerza del brazo, eje y:  $R_{A1}=41 \text{ N}$
- Momento torsor de la biela:  $M_T=281.1 \text{ N.m}$
- Momento torsor del brazo mecánico:  $M_A=3.5 \text{ N.m}$
- Longitud de "IJ":  $L7=57.35 \text{ mm}$
- Longitud de "JK":  $L8=119.3 \text{ mm}$
- Longitud de "KL":  $L9= 176.65 \text{ mm}$
- Longitud de "LM":  $L10=38.55 \text{ mm}$

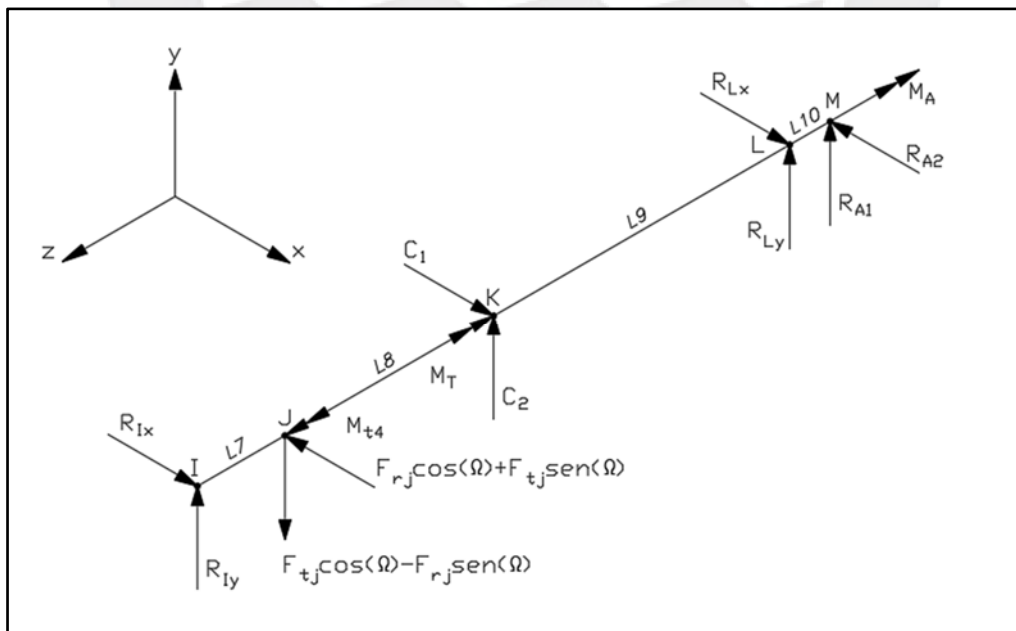


Figura 71. Diagrama de cuerpo libre – Árbol C.

A continuación, se plantea las ecuaciones de equilibrio para poder determinar las reacciones en los apoyos I y L:

$$\sum F_x = 0 : (F_{tj} * \text{sen}(\Omega) + F_{rj} * \text{cos}(\Omega)) + R_{A2} = R_{Ix} + R_{Lx} + C_1$$

$$\sum F_y = 0 : (F_{tj} * \text{cos}(\Omega) - F_{rj} * \text{sen}(\Omega)) = R_{Iy} + R_{Ly} + C_2 + R_{A1}$$

$$\sum M_{Lx} = 0 : C_2 * L9 + R_{Iy} * (L7 + L8 + L9) = (F_{tj} * \text{cos}(\Omega) - F_{rj} * \text{sen}(\Omega)) * (L8 + L9) + R_{A1} * L10$$

$$\sum M_{Ly} = 0 : (F_{tj} * \text{sen}(\Omega) + F_{rj} * \text{cos}(\Omega)) * (L8 + L9) = R_{Ix} * (L7 + L8 + L9) + R_{A2} * L10 + C_1 * L9$$

Después de resolver las ecuaciones de equilibrio, se determinan las reacciones en los apoyos I y L de la máquina enfardadora. En las figuras 72 al 76 se presentan dichos diagramas, que muestran las magnitudes y direcciones de las fuerzas cortantes, los momentos flectores y los momentos torsionales en diferentes secciones de la máquina, Estos diagramas son útiles para comprender y analizar las cargas y las deformaciones a las que está sometida la estructura durante su funcionamiento.

- Reacción en el apoyo "I", en el eje x:  $R_{Ix} = 232.5 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "I", en el eje y:  $R_{Iy} = 212 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "L", en el eje x:  $R_{Lx} = -434.9 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "L", en el eje y:  $R_{Ly} = -127.1 \text{ N}$

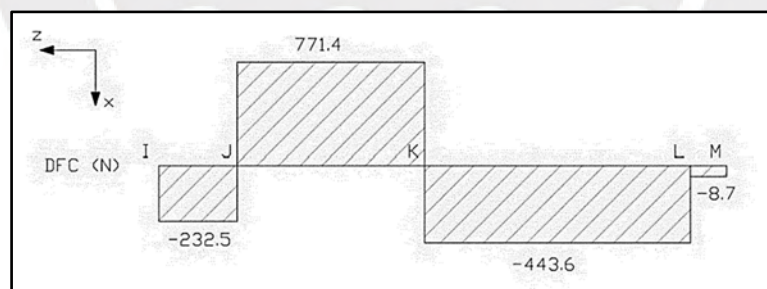


Figura 72. DFC en el plano xz – árbol C.

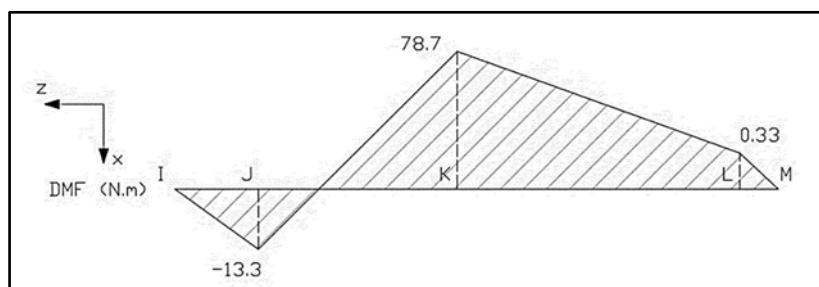


Figura 73. DMF en la dirección x – árbol C.

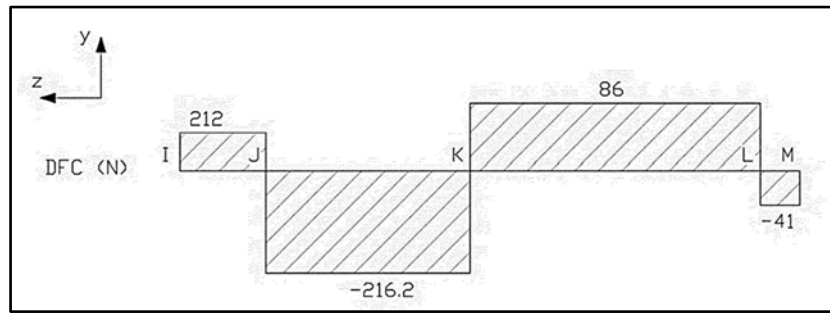


Figura 74. DFC en el plano yz – árbol C.

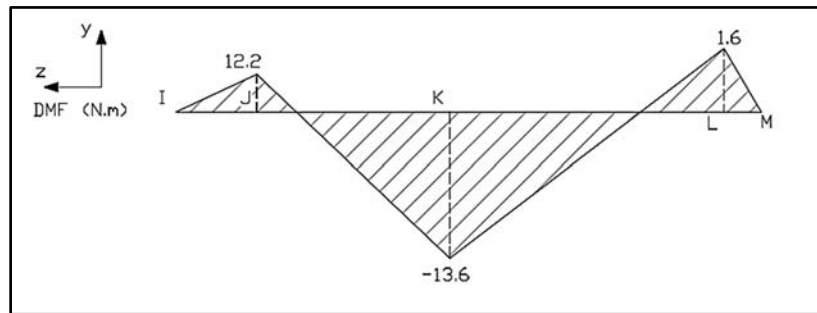


Figura 75. DMF en la dirección y – árbol C.

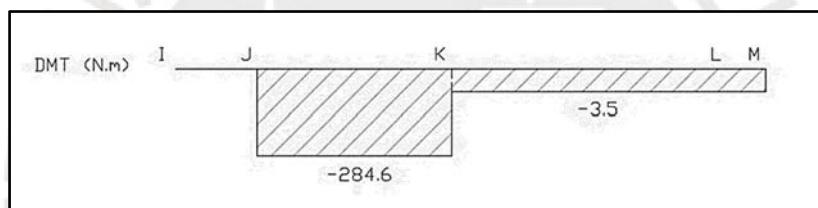


Figura 76. DMT en la dirección z – árbol C.

Los puntos críticos de la máquina enfardadora se encuentran en J, K y L, ubicados el engranaje 4 y la manivela de compactación, respectivamente. Para determinar el diámetro mínimo requerido se realiza un análisis de resistencia a la fatiga. Se emplea la expresión propuesta por C. Bach, considerando parámetros como las cargas aplicadas, el factor de seguridad, la vida útil deseada, las propiedades del material y las condiciones de operación. Este cálculo asegura la resistencia adecuada y la durabilidad del componente.

- Material del árbol A:  $C_k = 45$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t = 0.9$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s = 0.9$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp} = 1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg} = 1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r = 1.8$

En el cálculo del árbol C, se emplearon valores promedios para ciertos factores que tienen una influencia menor en los resultados. Se utilizaron los factores efectivos de la tabla 10 para el análisis. El cálculo detallado del árbol B está desarrollado en el anexo 3, donde se determinan los diámetros mínimos necesarios para asegurar un funcionamiento sin fallos de la máquina. Los puntos críticos son las secciones J y K, donde se encuentran los engranajes 4 y la manivela de compactación respectivamente. La tabla 15 muestra los diámetros mínimos y la longitud del cubo para cubos de acero obtenidos de los cálculos realizados en el árbol B para la máquina enfardadora. Estos valores la resistencia y la integridad estructural del árbol B durante su funcionamiento.

Tabla 15. Asignación de diámetros para cada sección.

Sección	Elemento que actúa sobre la sección	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro asignado (mm)
I	Soporte de rodamiento	0	25
J	Engranaje 4	30.6	34
K	Manivela de compactación	31.8	36
L	Soporte de rodamiento	7.3	25
M	Manivela brazo	7	20

Nota: Elaboración propia

### 3.3.6. Cálculo definitivo del árbol C

El análisis de fatiga para el árbol C se llevará a cabo de manera análoga al cálculo realizado para el árbol A. Se considerarán los factores de corrección para valores reales de diámetros y acabados superficiales, y se aplicará el factor de seguridad recomendado para ejes y árboles según el estándar STEINHILPER-ROPER/Konstruktioselemente - Springer 1996. El objetivo es garantizar que el árbol C cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad, evitando daños o fallas prematuras durante el funcionamiento de la máquina, asegurando así su funcionamiento confiable y segura.

$$FS_R = 1,2 \dots 1,8$$

El análisis de fatiga del árbol C se encuentra detallado en el anexo 3, y la tabla 16 confirma que no habrá fallas por fatiga. Los factores de seguridad obtenidos son mayores que los recomendados, asegurando la resistencia suficiente del árbol C para soportar las cargas durante el funcionamiento de la máquina enfardadora. Esto garantiza una operación confiable y segura de la máquina en su conjunto.

Tabla 16. Factor de seguridad del árbol C.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
J	Canal para el anillo de retención	2
K	Canal para el anillo de retención	NO APLICA

Nota: Elaboración propia

### 3.4. Uniones por chavetas

En el diseño de la enfardadora, las chavetas se encuentran normadas según DIN 6885A para transmitir la potencia entre varios elementos. Las chavetas se alojan en el “canal chavetero” del eje y encajan en el canal del cubo de cada elemento, lo que evita el deslizamiento y asegura la transmisión efectiva del torque. En específico, se emplean chavetas entre los siguientes elementos: árbol A – polea grande, árbol A – engranaje 1, árbol B – engranaje 2, árbol B – engranaje 3, árbol C – engranaje 4, árbol C – manivela. Estas chavetas son fundamentales para mantener la integridad y eficiencia de la transmisión de potencia en la máquina.

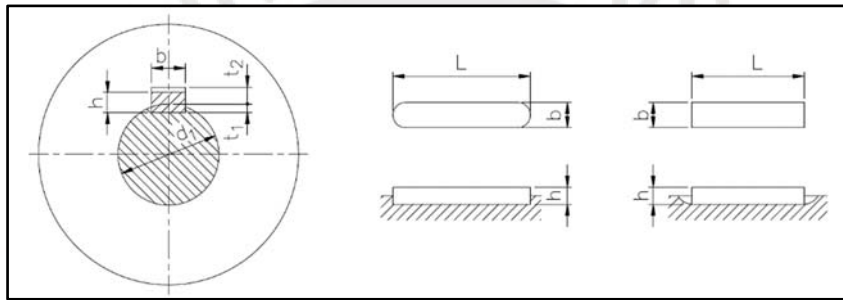


Figura 77. Unión mediante chaveta de caras planas paralelas.

Tomado de Texto de Elementos de Máquinas 1, por Paulsen, 2021.

Para evitar deformaciones plásticas en los elementos en contacto, es fundamental que la presión entre sus caras sea menor o igual a la presión admisible del material del cubo ( $p \leq p_{adm}$ ). Para lograr esto, se utiliza la siguiente expresión para calcular la longitud efectiva necesaria de la chaveta:

$$L_{ef} \geq \frac{2 * M_t}{d * t * p_{adm}}$$

Donde:

- $p_{adm}$ : presión admisible del material del cubo
- $L_{ef}$ : longitud de contacto efectiva
- $t$ : profundidad
- $p$ : presión entre las caras en contacto
- $M_t$ : momento torsor

El cálculo de las chavetas DIN6885 A se encuentra en el anexo 4. Para la transmisión de la potencia se debe emplear chavetas normadas según DIN 6885 A:

- Árbol A - Polea grande: 01 chaveta 4x4x18
- Árbol A – Engranaje 1: 01 chaveta 5x5x14
- Árbol B – Engranaje 2: 01 chaveta 6x6x28
- Árbol B – Engranaje 3: 01 chaveta 8x7x25
- Árbol C – Engranaje 4: 03 chavetas 10x8x40
- Árbol C – Manivela brazo: 01 chaveta 6x6x16

Para la unión entre el árbol C y el engranaje 4 es necesario utilizar 3 chavetas, debido al alto momento torsor al que se encuentra sometido.

### 3.5.Cálculo de los pasadores

#### 3.5.1. Articulación biela-manivela

Según el Ingeniero Kurt Paulsen en su manual “Elementos de Máquinas 1”, los pasadores son elementos utilizados para unir piezas que se articulan entre sí, permitiendo un ajuste adecuado mediante las tolerancias apropiadas. A continuación, se presentan los parámetros iniciales:

- Material del pasador: Ck45
- Material de la manivela y biela: ASTM – A36
- Tipo de carga: Pulsante
- Fuerza actuante:  $F=1252.1 \text{ N}$
- Espesor de la manivela:  $t_1=19 \text{ mm}$
- Espesor de la biela:  $b=40 \text{ mm}$
- Presión admisible entre pasador y bocina (acero-bronce):  $p_{adm}=5.6 \text{ N/mm}^2$

En la figura 79 se presentan los DCL de la manivela, biela y pasador. En el proceso de diseño, se verifica el diámetro del pasador mediante análisis de flexión y corte, mientras que la bocina de la biela se verifica por aplastamiento.

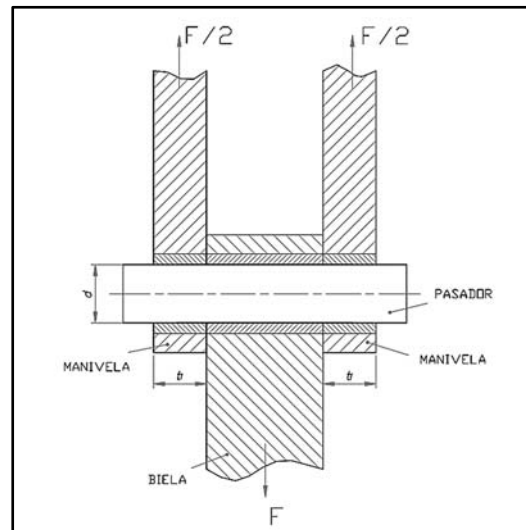


Figura 78. Unión articulada.

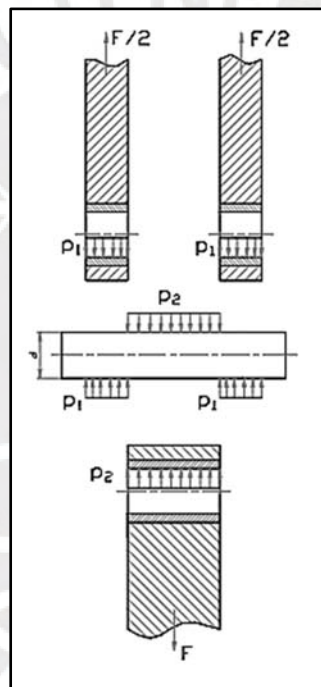


Figura 79. DCL de los elementos.

En el anexo 5, se obtienen los siguientes diámetros mínimos requeridos para el pasador cuando se verifica por flexión, corte y aplastamiento:

Tabla 17. Diámetro mínimo requerido.

Verificación	Diámetro mínimo (mm)
Por flexión	14.14
Por corte	4.4
Por aplastamiento	5.6

Nota: Elaboración propia.

El diámetro mínimo requerido para que el pasador no falle es de 14.14 mm. Por lo tanto, para el pasador se selecciona un diámetro de 18 mm. Se opta por una barra lisa de material SAE 1045 de diámetro de 3/4 de pulgada (19.05 mm) del catálogo de Aceros Arequipa. El pasador se utilizará para la unión articulada entre la biela y la manivela, trabajando en juego con los demás elementos, con un ajuste de 18 H7/f9.

### 3.5.2. Articulación biela-plancha

De forma análoga, se halla el diámetro mínimo del pasador que se utiliza para la unión articulada de la biela y la plancha compresora. A continuación, se presentan los datos:

- Material del pasador: Ck45
- Material de la plancha y la biela: ASTM – A36
- Tipo de carga: Pulsante
- Fuerza actuante:  $F=1252.1 \text{ N}$
- Espesor de las orejas:  $t_1=8 \text{ mm}$
- Espesor de la biela:  $b=40 \text{ mm}$
- Presión admisible entre pasador y bocina (acero-bronce):  $p_{adm}=5.6 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo admisible a la flexión Ck45:  $\sigma_{f.adm}=66.5 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo admisible al corte:  $\tau_{s adm}=42 \text{ N/mm}^2$
- Presión admisible:  $p_{adm.A36}=45.5 \text{ N/mm}^2$

En la figura 81 se presentan los DCL de la manivela, biela y del pasador. Durante el proceso de diseño, se verifica el diámetro del pasador mediante análisis por flexión y corte, mientras que la bocina de la biela se verifica por aplastamiento.

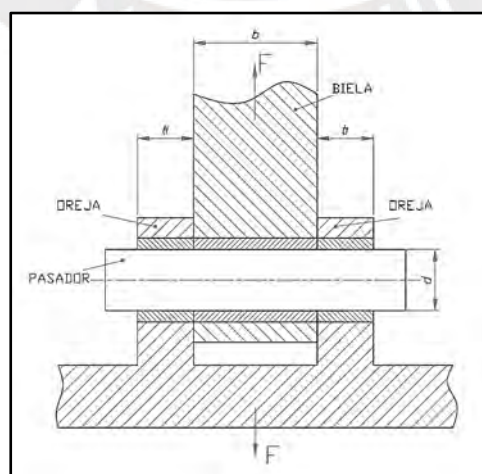


Figura 80. Unión articulada.

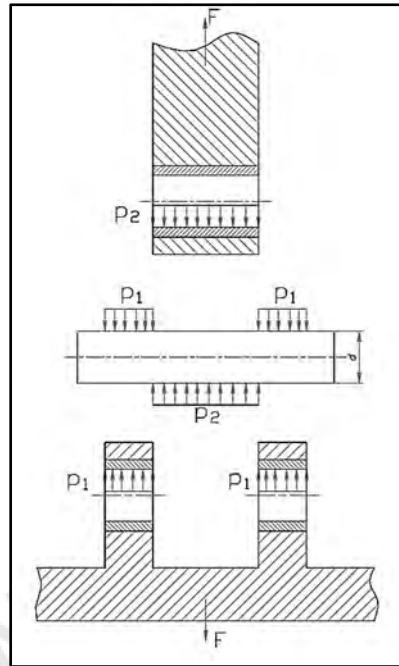


Figura 81. Diagrama de cuerpo libre de los elementos.

Tabla 18. Diámetro mínimo requerido.

Verificación	Diámetro mínimo (mm)
Por flexión	13.2
Por corte	4.4
Por aplastamiento	5.6

Nota: Elaboración propia.

El diámetro mínimo requerido para que el pasador no falle es de 13.2 mm. Por lo tanto, para el pasador se selecciona un diámetro de 18 mm. Se opta por una barra lisa de material SAE 1045 de diámetro de 3/4 de pulgada (19.05 mm) del catálogo de Aceros Arequipa. El pasador se utilizará para la unión articulada entre la biela y la manivela, trabajando en juego con los demás elementos, con un ajuste de 18 H7/f9.

### 3.6.Cálculo de la biela

La biela tiene la función de transmitir la fuerza desde el pasador de la articulación biela-manivela hasta el pasador de la articulación biela-plancha compactadora, permitiendo que la plancha pueda compactar la paca. En este mecanismo, la biela se encuentra sometida únicamente a cargas de compresión, como se muestra en la figura 82. Para el cálculo se tienen los siguientes datos:

- Material del elemento: ASTM-A500
- Fuerza de compresión:  $F_B=1252.1 \text{ N}$

- Longitud de la biela:  $L=900$  mm
- Espesor de la biela:  $t_b=40$  mm
- Ancho de la biela:  $b_b=40$  mm
- Diámetro del agujero máximo:  $\varnothing_{\max}=22$  mm

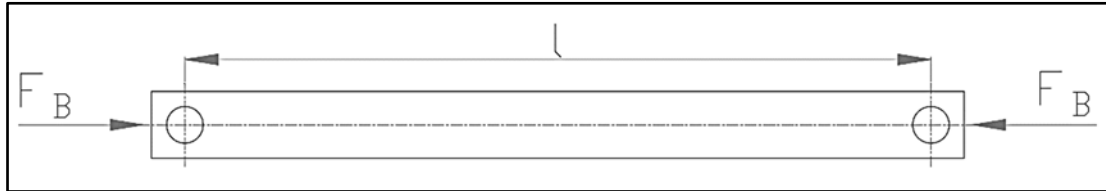


Figura 82. Esquema de la biela.

La verificación por pandeo se realiza utilizando el método europeo, según lo descrito por el ingeniero Jorge Rodríguez en su manual “Resistencia de Materiales 2”. El análisis de pandeo se efectúa en el anexo 6, considerando tanto el plano y-z como el plano x-z, y en ambos casos se cumple que la tensión de pandeo ( $\sigma$ ) es menor o igual a la resistencia a pandeo ( $\sigma_p$ ). Además, la verificación por influencia y por fatiga arrojan factores de seguridad de 154.6 y 108.7, respectivamente, los cuales indican que la biela no fallará cuando se encuentre operando.

### 3.7.Cálculo de la manivela

La manivela es el componente responsable de transmitir la fuerza a la biela, lo que permite que la plancha pueda compactar la paca. La manivela se somete a fuerzas normales, cortantes y momentos flectores mostrados en la figura 83. Los datos utilizados para el cálculo son los siguientes:

- Material del elemento: Ck45
- Fuerza de reacción:  $F_b=626$  N
- Momento torsor:  $M_t=140550$  N.mm<sup>2</sup>
- Longitud de la manivela:  $L=225$  mm
- Fuerza que genera el  $M_t$ :  $F_c=M_t/L=624.7$  N
- Fuerza axial:  $F_a=(F_b^2-F_c^2)^{1/2}=40.3$  N
- Espesor de la manivela:  $t_m=19$  mm
- Ancho de la manivela:  $b_m=45$  mm
- Diámetro del agujero máximo:  $\varnothing_{\max}=18$  mm

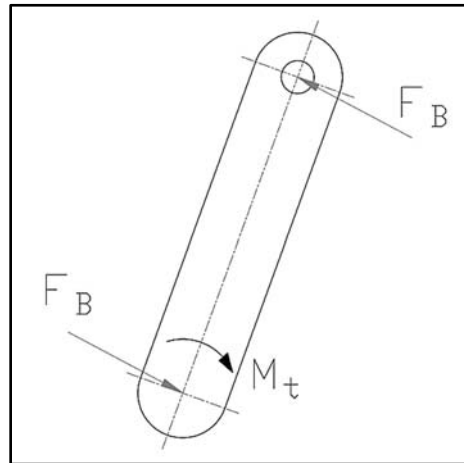


Figura 83. Esquema de la manivela.

La verificación por pandeo se realiza utilizando el método europeo, según lo descrito por ingeniero Jorge Rodríguez en su manual “Resistencia de Materiales 2”. El análisis de pandeo se efectúa en el anexo 6, la verificación por influencia y por fatiga arrojan factores de seguridad de 16.6 y 20.6, respectivamente, los cuales indican que la biela no fallará cuando se encuentre operando.

### 3.8. Plancha compactadora

Para la plancha compactadora, se eligió una plancha de acero ASTM A36 de 8 mm de espesor del catálogo Yohersa. La figura 84 presenta la composición química y las propiedades del material seleccionado.

Norma	C máx %	Mn %	P máx %	S máx %	Si máx %
ASTM A36	0.26	-	0.04	0.05	0.40

Norma	Límite de Fluencia Mpa	Resistencia a la tracción Mpa	Elongación mín (2") %
ASTM A36	248	400 - 550	15

Figura 84. Propiedades químicas del ASTM A36.

Tomado de Yohersa.

Para aumentar la resistencia de la plancha compactadora debido a su bajo momento de inercia, se realizará un proceso de doblado para obtener la forma de un perfil angular L con dimensiones de 400x800x8 mm. Además, se le agregarán rigidizadores para evitar la deflexión de la plancha durante su funcionamiento. Este proceso de transformación plástica permitirá mejorar la capacidad de la plancha para soportar las fuerzas normales y de flexión a las que estará sometida.

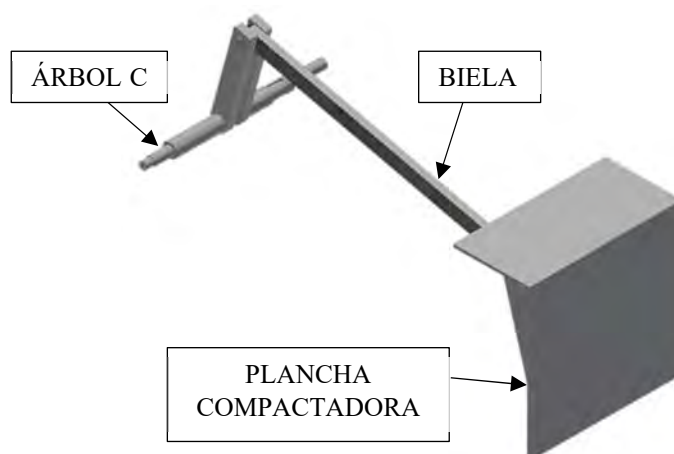


Figura 85. Mecanismo compactador.

Del análisis estático realizado en el anexo 8 obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 19. Resultado del análisis estático del mecanismo compactador.

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0 mm	0.0815492 mm
Coefficiente de seguridad	2.55948 su	15 su
Deformación equivalente	0.0000000206143 su	0.000547345 su
Primera deformación principal	-0.000011633 su	0.000461371 su
Tercera deformación principal	-0.000486319 su	0.00000530206 su
Deformación XX	-0.000119177 su	0.000112596 su
Deformación XY	-0.000356808 su	0.000360025 su
Deformación XZ	-0.000350197 su	0.00028844 su
Deformación YY	-0.000285704 su	0.000207167 su
Deformación YZ	-0.000166899 su	0.000229123 su
Deformación ZZ	-0.000223295 su	0.00028438 su

Nota: Elaboración propia.

La plancha compresora tendrá un desplazamiento máximo igual a 0.08155 mm, se puede afirmar que la plancha compactadora trabajará de forma confiable con un factor de seguridad mínimo de 2.56.

### 3.9. Selección de rodamientos

Verificamos los rodamientos montados como apoyos de los árboles A, B y C. Se utilizan rodamientos rígidos de bolas SKF 16002 y SKF 16005. En primer lugar, verificamos si el rodamiento SKF 16002 es adecuado para la máquina enfardadora, ya que este rodamiento se usa en los apoyos del árbol A y B. Se procede a analizar el caso más crítico, tenemos los siguientes datos obtenidos del cálculo del árbol B para el apoyo más crítico (apoyo E):

- Velocidad de giro:  $n=65$  rpm
- Fuerza actuante sobre el apoyo E:  $R_{Ex} = 833.3$  N  
 $R_{Ey} = 405.7$  N
- Fuerza resultante radial:  $F_r=926.8$  N
- Fuerza axial sobre el apoyo:  $F_a=0$  N
- Contaminación: Ligera
- Fiabilidad: 90%
- Aceite: SAE 40 (ISO 150)

La vida del rodamiento SKF 16002 se calculó como 62250 horas según los cálculos realizados en el anexo 9, utilizando las capacidades de carga estática y dinámica proporcionados por SKF. Ahora se procede a verificar si el rodamiento SKF 16005 es adecuado para su uso en la máquina enfardadora, específicamente en el apoyo más crítico (apoyo L) del árbol C. Para ello, se analizan las cargas radiales y axiales actuantes en el rodamiento, considerando el caso más desfavorable. Posteriormente, se comparan estas cargas con las capacidades de carga especificadas en la ficha técnica del rodamiento para asegurar que pueda soportar las cargas sin fallar.

- Velocidad de giro:  $n=10$  rpm
- Fuerza actuante sobre el apoyo L:  $R_{Ex} = 434.9$  N  
 $R_{Ey} = 127.1$  N
- Fuerza resultante radial:  $F_r=453$  N
- Fuerza axial sobre el apoyo:  $F_a=0$  N
- Contaminación: Ligera
- Fiabilidad: 90%
- Aceite: SAE 40 (ISO 150)

Luego de realizar los cálculos en el anexo 9, según SKF para carga estática y dinámica, se obtuvo que la vida del rodamiento SKF 16005 será de 958333.3 horas.

### 3.10. Dimensionamiento de la estructura base

La estructura base está conformada por planchas dobladas de acero ASTM A36, perfiles estructurales en L de ASTM A572, ASTM A36 y JIS G-3101 SS400, y tubos cuadrados de acero ASTM A500, como se observa en la figura 86. En el anexo 10 se muestra la selección de los elementos de la estructura.

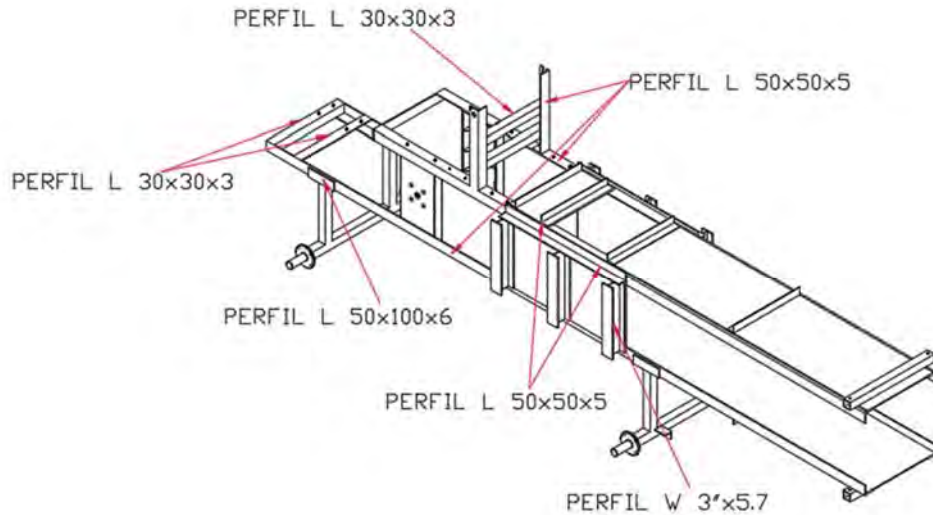


Figura 86. Configuración de la estructura base.

Tomando en cuenta la altura de una camioneta modelo Nissan Navara 2005 tenemos que el acoplador de la máquina a la camioneta debe estar a una altura de 450 mm aproximadamente desde el suelo. Del análisis estático realizado en el anexo 10 obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 20. Resultado del análisis estático de la estructura.

Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0.0000000570734 MPa	0.915977 MPa
Primera tensión principal	-0.162581 MPa	0.829129 MPa
Tercera tensión principal	-0.916175 MPa	0.177308 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.00286879 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Deformación equivalente	0.000000000000266954 su	0.00000404186 su
Primera deformación principal	-0.0000000771561 su	0.00000346683 su
Tercera deformación principal	-0.0000045803 su	0.000000217031 su

Nota: Elaboración propia.

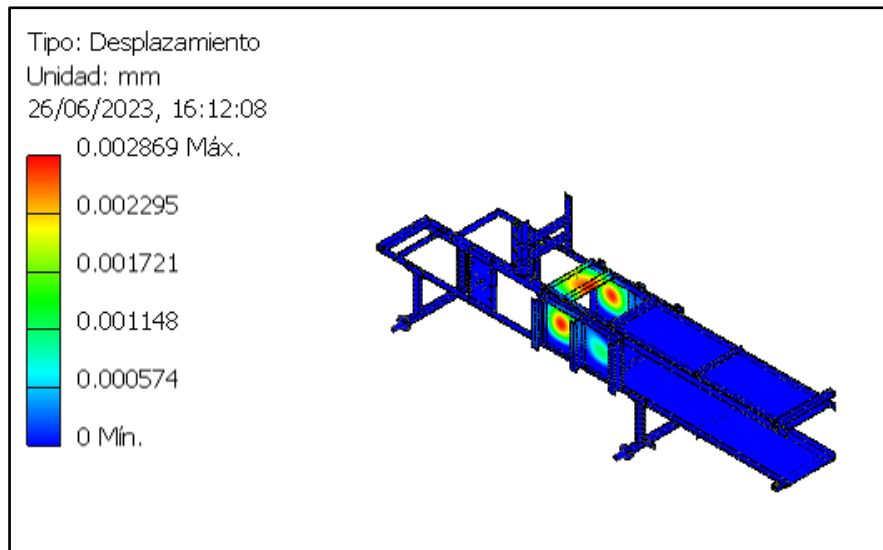
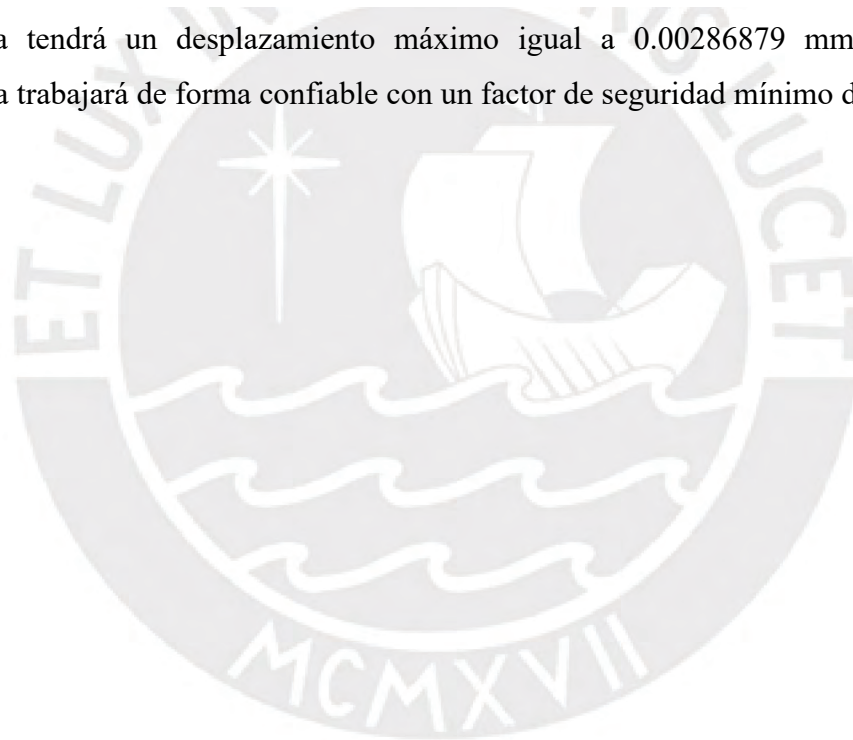


Figura 87. Desplazamiento de la estructura

La estructura tendrá un desplazamiento máximo igual a 0.00286879 mm. La plancha compactadora trabajará de forma confiable con un factor de seguridad mínimo de 15.



## CAPÍTULO 4

### 4. Planos y Costos

En este capítulo, se listan los planos requeridos para la fabricación apropiada de la máquina de enfardar avena forrajera. También se proporciona una estimación aproximada de los costos asociados con la construcción de este equipo.

#### 4.1. Lista de Planos

En la tabla 21 presenta una descripción detallada de los planos de los componentes de la enfardadora, incluyendo sus códigos correspondientes, los cuales siguen el siguiente formato:

MEA-XXX-PXX-AX

Donde:

MEA: Máquina enfardadora de avena

XXX: Tipo de plano (Ensamble: ENS Y Despiece: DES)

PXX: Número de plano

AX: Tamaño de hoja

Tabla 21. Planos y codificación.

CÓDIGO DE PLANO	DESCRIPCIÓN
MEA-ENS-P01-A0	MÁQUINA ENFARDADORA DE FORRAJE
MEA-DES-P01-A2	ESTRUCTURA BASE
MEA-DES-P02-A3	POLEA MOTRIZ
MEA-DES-P03-A4	ÁRBOL A
MEA-DES-P04-A3	ENGRANAJE Z17 DP85 ANCHO 30
MEA-DES-P05-A3	POLEA CONDUCTIDA
MEA-DES-P06-A4	ÁRBOL B
MEA-DES-P07-A2	ENGRANAJE Z82 DP410
MEA-DES-P08-A3	ENGRANAJE Z17 DP85 ANCHO 42
MEA-DES-P09-A3	ÁRBOL C-1
MEA-DES-P10-A3	ÁRBOL C-2
MEA-DES-P11-A2	ENGRANAJE Z111 DP555
MEA-DES-P12-A4	BIELA 130 LARGO
MEA-DES-P13-A4	PIN 10x36 LARGO
MEA-DES-P14-A4	BOCINA D.INT 10 D.EXT 14 P3
MEA-DES-P15-A4	BIELA 724 LARGO
MEA-DES-P16-A4	PIN 10x38 LARGO
MEA-DES-P17-A4	BOCINA D.INT 10 D.EXT 14 P4
MEA-DES-P18-A3	BRAZO MECANICO
MEA-DES-P19-A4	BIELA 170 LARGO
MEA-DES-P20-A4	BOCINA D.INT 14 D.EXT 20

MEA-DES-P21-A4	BIELA 940 LARGO
MEA-DES-P22-A4	BOCINA D.INT 18 D.EXT 22
MEA-DES-P23-A4	PIN 18x105
MEA-DES-P24-A3	PLANCHA COMPACTADORA
MEA-DES-P25-A4	PIN Ø18x83
MEA-DES-P26-A4	RETENEDOR 6 DE ESPESOR
MEA-DES-P27-A4	PERNO LARGO M10x550
MEA-DES-P28-A4	PIN CON CABEZA Ø12x309
MEA-DES-P29-A3	ACOPLADOR
MEA-DES-P30-A4	SEPARADOR D.INT 13 D.EXT 15
MEA-DES-P31-A4	BOCINA D.INT 12 D.EXT 15
MEA-DES-P32-A4	ANILLO DISTANCIADOR
MEA-DES-P33-A4	RETENEDOR 5 DE ESPESOR

Nota: Elaboración propia.

## 4.2. Costos de fabricación

Se proporcionará una estimación aproximada de los costos de fabricación de la máquina enfardadora. Para calcular estos costos, se desglosa el costo total en subcategorías de la siguiente manera:

- Costo de diseño
- Costo de elementos normalizados
- Costo de materiales y fabricación
- Costo de ensamblaje

### 4.2.1. Costo de diseño

En la determinación del costo de diseño de la máquina enfardadora, se toma en cuenta un tiempo estimado de 150 horas de trabajo. Este tiempo incluye el diseño completo de la máquina, que abarca la realización de los cálculos y dimensionamientos de cada elemento, la elaboración de los planos detallados y los costos de fabricación. Además, se tiene en cuenta el costo de la asesoría proporcionada durante todo el proceso de diseño. Estos elementos y el tiempo dedicado a cada tarea se toman en cuenta al calcular el costo total del diseño de la máquina enfardadora.

Tabla 22. Costo de diseño de la máquina.

	Costo	Tiempo (horas)	P. Total (S/.)
Asesor	\$ 50 /hora	58 horas	\$ 2 900.00
Diseñador	\$ 15/ hora	135 horas	\$ 2 025.00
		Subtotal	\$ 4 925.00
		Subtotal	S/. 17 946.70

Nota: Elaboración propia.

#### 4.2.2. Costo de elementos normalizados

Los elementos estandarizados son componentes disponibles en el mercado y no necesitan ser sometidos a procesos de maquinado después de su adquisición. La Tabla 23 muestra los precios individuales y acumulativos de cada uno de los elementos elegidos. Estos precios reflejan el costo individual de cada elemento y permiten calcular el costo total de los elementos normalizados utilizados en la máquina enfardadora. Es importante tener en cuenta estos costos al realiza el presupuesto y el cálculo del costo final de la máquina.

Tabla 23. Precios totales de los elementos normalizados.

ID	Descripción	Material	Cant.	P. Unit. (S/.)	P. Total (S/.)
1	Conjunto cojinete y cubo de rueda	-	4	58.13	232.52
2	Perno hexagonal M10x35	8.8	16	1.80	28.8
3	Tuerca hexagonal M10	8	28	0.70	19.6
4	Llanta aro 16	-	4	364.4	1457.60
5	Perno hexagonal M12x30	8.8	24	2.00	48.00
6	Tuerca hexagonal M12	8	24	0.70	16.80
7	Motor de 7.5 HP 1800 rpm	-	1	728.80	728.80
8	Perno hexagonal M10x40	8.8	4	1.80	7.20
9	Chumacera de pie Ø15	-	4	36.44	145.76
10	Perno hexagonal M10x30	8.8	8	1.80	14.40
11	Chaveta 5x5x14	SAE 1045	1	8.00	8.00
12	Anillo de seguridad Ø15	SAE 1070	1	2.00	2.00
13	Chaveta 4x4x18	SAE 1045	1	6.00	6.00
14	Anillo de seguridad Ø12	SAE 1070	1	2.00	2.00
15	Faja plana DANCORD G 50x3861	-	1	211.04	211.04
16	Chaveta 6x6x28	SAE 1045	1	10.00	10.00
17	Anillo de seguridad Ø19	SAE 1070	2	2.00	4.00
18	Chaveta 8x7x25	SAE 1045	1	12.00	12.00
19	Anillo de seguridad Ø24	SAE 1070	1	2.00	2.00
20	Chumacera Ø25	-	2	65.00	130.00
21	Arandela M12	AISI SAE 1045	8	0.40	3.20
22	Chaveta 10x8x40	SAE 1045	1	14.00	14.00
23	Anillo de seguridad Ø34	SAE 1070	1	2.00	2.00
24	Chaveta 6x6x16	SAE 1045	1	10.00	10.00
25	Anillo de seguridad Ø9	SAE 1070	4	2.00	8.00
26	Anillo de seguridad Ø13	SAE 1070	1	2.00	2.00
27	Perno hexagonal M6x15	8.8	4	1.00	4.00
28	Tuerca mariposa M10	8	2	1.50	3.00
29	Perno hexagonal M6x10	8.8	2	2.50	5.00
				<b>Subtotal</b>	<b>3 137.72</b>

Nota: Elaboración propia.

### 4.2.3. Costo de materiales y fabricación

La Tabla 24 proporciona una descripción detallada de los costos de los materiales requeridos para producir los elementos de la máquina, incluyendo los costos asociados con la fabricación. Estos costos se basan en cotizaciones proporcionadas por distribuidores nacionales. Es importante tener en cuenta estos costos al realizar el presupuesto total de la máquina, debido a que reflejan los costos asociados con la compra de los materiales y la mano de obra requerida para su producción.

Tabla 24. Precio de los materiales para los elementos de máquina.

ID	Descripción	Material	Cant	P. Unit. (S/.)	P. Total (S/.)
1	Estructura base	ASTM A36	1	330.00	330.00
2	Rueda motriz	AISI 4140	1	200.00	200.00
3	Rueda conducida	AISI 4140	1	230.00	230.00
4	Engranaje 1	AISI 4140	1	150.00	150.00
5	Engranaje 2	AISI 4140	1	230.00	230.00
6	Engranaje 3	AISI 4140	1	150.00	150.00
7	Engranaje 4	AISI 4140	1	250.00	250.00
8	Árbol de transmisión	Ck45	4	150.00	600.00
9	Bocina de bronce	SAE 841	8	30.00	240.00
10	Pin	AISI 431	2	15.00	30.00
11	Retenedor de pin	ASTM A572	3	5.00	15.00
12	Biela	ASTM A500	1	40.00	40.00
13	Plancha compactadora	ASTM A36	1	100.00	100.00
14	Brazo mecánico	ASTM A36/ASTM A500	1	120.00	120.00
15	Acoplador	ASTM A500	1	135.00	135.00
				Subtotal	2 820.00

Nota: Elaboración propia.

### 4.2.4. Costo de ensamblaje

El ensamblaje de la máquina se realiza en un taller mecánico local de la zona. Para realizar este procedimiento, es necesario contar con la colaboración de dos trabajadores y hacer uso de la maquinaria apropiada. Se calcula que el costo por hora para la mano de obra y el arrendamiento de la maquinaria es de S/. 50.00. Este costo debe ser considerado al calcular el presupuesto total de la máquina enfardadora, ya que refleja los gastos asociados al ensamblaje y montaje de los componentes.

Tabla 25. Costo de manufactura y ensamblaje de la máquina

ID	Descripción	Cant.	P. Total (S/.)
1	Ensamblaje de la máquina	1	200.00
		Subtotal	200.00

Nota: Elaboración propia.

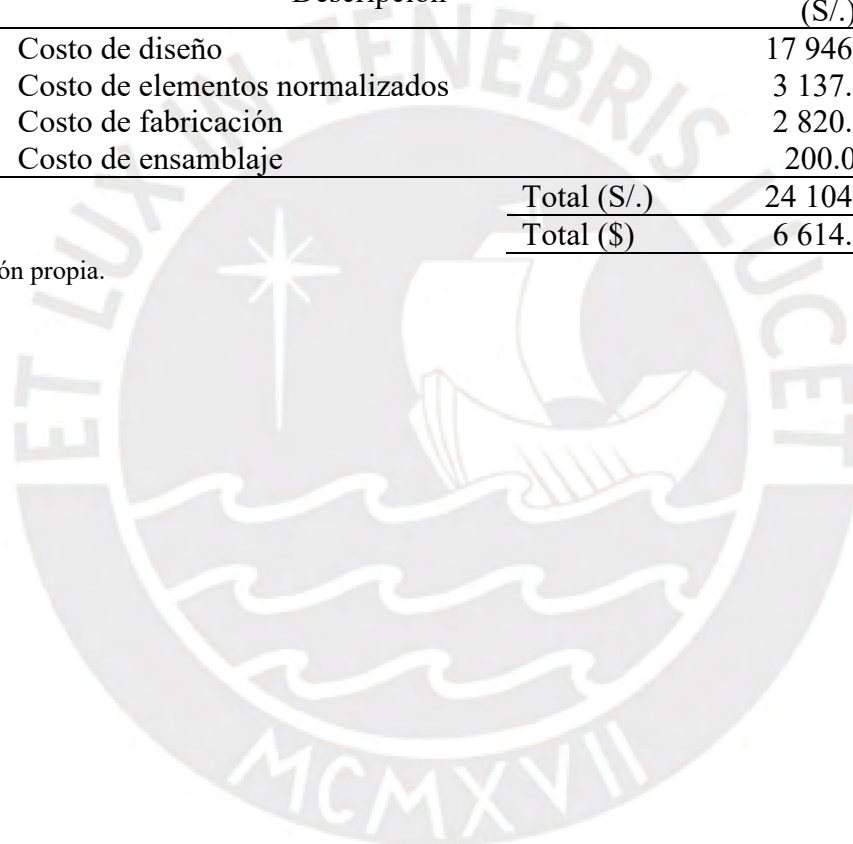
#### 4.2.5. Costo total

Calculando los costos individuales asociados a la producción de la máquina enfardadora, se establece una estimación aproximada del costo total de S/. 24 104.42 o \$ 6 614.82. Este cálculo incluye los costos de los elementos de la máquina, los materiales necesarios para su fabricación, los costos de manufactura y el ensamblaje en un taller mecánico. Es importante tener en cuenta que este es solo un cálculo estimado y los costos reales pueden variar según los precios de los materiales y los gastos correspondientes a la mano de obra en el periodo de fabricación.

Tabla 26. Costos de fabricación.

ID	Descripción	P. Total (S/.)
1	Costo de diseño	17 946.70
2	Costo de elementos normalizados	3 137.72
3	Costo de fabricación	2 820.00
4	Costo de ensamblaje	200.00
Total (S/.)		24 104.42
Total (\$)		6 614.82

Nota: Elaboración propia.



## CONCLUSIONES

1. El diseño actual satisface el propósito fundamental de empacar la avena forrajera en pacas de dimensiones de 80 cm x 40 cm x 40 cm. Estas dimensiones particulares de la cámara de compactación y del sistema biela-manivela garantizan el cumplimiento de este requisito.
2. Debido a su diseño sencillo, la enfardadora será adecuada para su empleo en poblaciones ganaderas de pequeña y mediana escala. Esta máquina posibilitará el suministro de alimento para el ganado en épocas de escasez de lluvias.
3. El diseño de la máquina incorpora cuidadosamente consideraciones geométricas y ergonómicas, lo que asegurará que cualquier persona que opere la máquina lo haga con total seguridad. Gracias a estas consideraciones, se elimina completamente la posibilidad de que la operación de la máquina genere lesiones o fatiga en los operadores.
4. El diseño de la máquina se ha enfocado en la compresión de avena forrajera a una velocidad mínima de 30 pacas por hora, prestando una atención particular a las consideraciones ergonómicas que incluyen factores como la velocidad y la fuerza durante su funcionamiento. De esta manera, se consigue cumplir de manera completa con los requisitos especificados en la lista de exigencias de 30 pacas por hora.
5. El diseño de la máquina ha sido concebido de manera que su fabricación y ensamblaje puedan llevarse a cabo íntegramente en talleres locales. Esta viabilidad se basa en la posibilidad de fabricar y adquirir con facilidad todos los componentes necesarios en el mercado local.
6. Las máquinas enfardadores manuales disponibles en la actualidad para el compactado de avena no poseen una capacidad similar a la que presenta la máquina señalada. Esta mayor capacidad se refleja en una disminución notable de las pérdidas de avena

forrajera durante el traslado desde la zona de hilerado hasta el almacén, generando así un impacto positivo en la rentabilidad del proceso ganadero.

7. La estimación del costo de fabricación de una máquina enfardadora de avena forrajera es de \$ 6 614.82 incluyendo IGV. Este monto abarca tanto los gastos de materiales como los de mano de obra. En el caso de considerar la opción de una producción a gran escala, es plausible que los costos experimenten una reducción sustancial, potencialmente llevando a una tarifa más accesible en el mercado local. Además, será imperativo producir un prototipo para abordar y rectificar posibles defectos, al mismo tiempo que se evalúa el desempeño real del equipo diseñado.
8. El funcionamiento de la máquina requiere la colaboración de dos operarios, uno para accionarla e introducir la avena en la cámara de compactación y otro para realizar el amarrado de la paca. En comparación con las máquinas automatizadas, los riesgos asociados con la operación son mínimos.
9. La disposición geométrica de la enfardadora simplifica el proceso de lubricación de los apoyos, ya que no es necesario desmontar accesorios para acceder a las chumaceras y a los componentes que requieren ajustes.
10. En última instancia, se puede concluir que mediante la aplicación exitosa del enfoque sistemático de diseño, se ha conseguido crear un prototipo que cumple con todos los requisitos anteriormente establecidos, logrando de manera efectiva tanto los objetivos generales como los específicos que se definieron al inicio del proceso.

## BIBLIOGRAFÍA

AGUILA, H. (s.f.). *Henificación*. Recuperado de <https://biblioteca.inia.cl/bitstream/handle/20.500.14001/37887/NR31299.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

ARANGO, S. (2019). Tesis: “*Evaluación agronómica y valor nutritivo de avena (Avena sativa) bajo condiciones de restricción de lluvia en la sierra central del Perú*”. Recuperado de <http://repositorio.lamolina.edu.pe/handle/UNALM/4207>

BAHAMONDE, J. (2004). Tesis: “*Diseño y Fabricación de una Máquina Enfardadora de Avena Forrajera*”.

BARRIGA, B. (2006). Curso: Proyecto Mecánico 1. Lima.

BERATTO, E. (2002). Avena, Calidad del Grano, Comercialización, Agroindustria y Exportación. Recuperado el 29 de Setiembre de 2021, de <https://biblioteca.inia.cl/bitstream/handle/123456789/7762/NR28353.pdf?sequence=6&isAllowed=y>

CHOQUE, J. M. (2005). Producción y manejo de especies forrajeras. Puno.

INFOAGRO. (s.f.). El cultivo de la avena. Recuperado el 25 de Setiembre de 2021, de <https://www.infoagro.com/herbaceos/cereales/avena.htm>

INIA. (2006). *Avena Forrajera INIA 901- Mantaro 15M*. Recuperado el 20 de Setiembre de 2021 de [http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA\\_901.pdf](http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA_901.pdf)

INIA. (2006). *Avena Forrajera INIA 902- Africana*. Recuperado el 20 de Setiembre de 2021, de [http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA\\_902.pdf](http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA_902.pdf)

INIA. (2007). *Avena Forrajera INIA 903- Tayko Andenes*. Recuperado el 20 de Setiembre de 2021, de [https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA\\_903.pdf](https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA_903.pdf)

INIA. (2007). *Avena Forrajera INIA 904- Vilcanota I*. Recuperado el 20 de Setiembre de 2021, de [https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA\\_904.pdf](https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA_904.pdf)

INIA. (s.f.). *Avena Forrajera INIA 905- La Cajamarquina*. Recuperado el 20 de Setiembre de 2021, de [http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA\\_905.pdf](http://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/avena/INIA_905.pdf)

INIA Puno (2006). Expediente técnico de avena forrajera variedad INIA-902 Africana (Avena sativa L.). Programa Nacional de Investigación en Pastos y Forrajes. INIA. Estación Experimental Illpa. Puno, Perú.

LÓPEZ, A.H. (2016). Tesis: "Respuesta del cultivo de avena forrajera a la aplicación de lixiviados de lombricomposta". Universidad Nacional Autónoma de México, México. Recuperado de <https://repositorio.unam.mx/contenidos/220740>

LÓPEZ, M. & PICHUCHO, L. (2012). Tesis: “Diseño y simulación de una máquina compactadora de fardos de heno o pasto verde con una dimensión de 600x400x300mm”. Recuperado el 21 de Setiembre de 2021, de <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/27287>

MIDAGRI. (s.f.). *Alimentos Balanceados*. Recuperado el 22 de Setiembre de 2021, de <https://www.midagri.gob.pe/portal/datero/40-sector-agrario/situacion-de-las-actividades-de-crianza-y-produccion>

MIDAGRI. (2017) *Encuesta Nacional de Intenciones de Siembra 2017*. Recuperado el 23 de Setiembre de 2021, de [http://www.minagri.gob.pe/portal/download/pdf/herramientas/orientacionalproductor/intenciones\\_de\\_siembra/resumen\\_ejecutivo\\_intenciones\\_siembra2017-2018\\_final.pdf](http://www.minagri.gob.pe/portal/download/pdf/herramientas/orientacionalproductor/intenciones_de_siembra/resumen_ejecutivo_intenciones_siembra2017-2018_final.pdf)

MIDAGRI. (2011). Guía de: Conservación de Forrajes. Recuperado el 20 de setiembre de 2021, de [https://www.midagri.gob.pe/portal/download/pdf/direccionesyoficinas/dgca/guia\\_conser\\_forrajes.pdf](https://www.midagri.gob.pe/portal/download/pdf/direccionesyoficinas/dgca/guia_conser_forrajes.pdf)

MIDAGRI. (2017). *Plan Ganadero 2017-2021*. Recuperado el 23 de Setiembre de 2021, de <https://www.minagri.gob.pe/portal/analisis-economico/analisis-2017?download=10978:diagnostico-de-crianzas-priorizadas-para-el-plan-ganadero-2017-2021>

MIDAGRI. (2017). *Plan Nacional de Desarrollo Ganadero 2017-2027*. Recuperado el 22 de Setiembre de 2021, de <https://www.minagri.gob.pe/portal/download/pdf/dg-ganaderia/plan-nacional-ganadero-2017-2027.pdf>.

NESTARES, A.; NOLI, C. & CORONEL, J. (s.f.). La avena forrajera INIA 901-Mantaro 15M, alternativa de alimentación para época de estiaje para la ganadería en la sierra del Perú. Recuperado el 22 de Setiembre de 2021, de [http://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/584/3/Noli-avena\\_forrajera.pdf](http://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/584/3/Noli-avena_forrajera.pdf)

NOLI, C.; ASTO, R. & CANTO, A. (s.f.). Evaluación de variedades de avena forrajera tolerantes a sequías y heladas para producción de forraje verde. Recuperado el 22 de Setiembre de 2021, de [http://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/594/1/Noli-evaluacion\\_avenaf\\_tolerantes.pdf](http://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/594/1/Noli-evaluacion_avenaf_tolerantes.pdf)

NOLI, C.; PERALTA, E.; ORDOÑEZ, H. & NESTARES, A. (2010). Caracterización Agronómica En Avena Forrajera Para Producción Semilla En La Sierra Central Del Perú. Recuperado el 22 de Setiembre de 2021, de [https://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/391/1/Noli-caracterizacion\\_avena.pdf](https://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/391/1/Noli-caracterizacion_avena.pdf)

Oficina Española de Patentes y Marcas. (2016). Máquina compactadora de forraje y bloque de forraje obtenido. Recuperado el 1 de Octubre de 2021, de [http://www.oepm.es/pdf/ES/0000/000/02/57/73/ES-2577380\\_A2.pdf](http://www.oepm.es/pdf/ES/0000/000/02/57/73/ES-2577380_A2.pdf)

Patentados. (2005) Prensa enfardadora. Recuperado el 10 de Octubre de 2021, de <https://patentados.com/2005/prensa-enfardadora>

PAULSEN, K. (2010). Apuntes de Elementos de máquinas 1. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

RODRIGUEZ, J. (2009). Manual de Resistencia de Materiales 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

ROMERO, O.& BERATTO, E. (2000). Variedades de Avena y su Utilización en Producción animal e industrial. Recuperado el 27 de setiembre de 2021, de <https://biblioteca.inia.cl/handle/123456789/7185?show=full>

SHIGLEY, J. (2011). Theory of Machines and Mechanisms. Fourth edition. Oxford: Oxford University Press.

UNALM. (2011). Manejo y Conservación de avena forrajera. Recuperado el 23 de setiembre de 2021, de [https://www.agrobanco.com.pe/pdfs/capacitacionesproductores/avenaforrajera/GUIA\\_TECNICA\\_AVENA\\_FORRAJERA\\_2011.pdf](https://www.agrobanco.com.pe/pdfs/capacitacionesproductores/avenaforrajera/GUIA_TECNICA_AVENA_FORRAJERA_2011.pdf)



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA ENFARDADORA SEMIAUTOMÁTICA  
DE AVENA FORRAJERA PARA PEQUEÑOS PRODUCTORES DEL  
PERÚ CON CAPACIDAD DE 30 PACAS POR HORA**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniera Mecánica**

**AUTORA:**

Melani Isabella Condezo Rios

**ASESOR:**

Jorge Hernán Alencastre Miranda

Lima, Setiembre, 2024

## Anexo 1

### CATÁLOGO PARA SELECCIÓN DE FAJA PLANA

#### TRANSMISIONES POR CORREA PLANA

En el programa 50, páginas 34 a 35, se describen los tipos de correa plana estándares de ROULUNDS y las tablas 3 y 4, página 113, indican su capacidad de transmisión de potencia para el procedimiento de cálculo siguiente. A base de estos valores se selecciona el tipo de correa apropiada para la transmisión en cuestión.

#### CÁLCULO

Denominaciones y unidades aplicadas

B	Anchura de la polea	[mm]
b	Anchura de la correa	[mm]
C	Entreeje	[mm]
$c_1$	Factor de carga	
$c_2$	Factor de corrección del arco de contacto de la polea pequeña	
D	Diámetro de la polea grande	[mm]
d	Diámetro de la polea pequeña	[mm]
h	Altura del bombeado de la llanta de polea	[mm]
i	Relación de transmisión	
$l_i$	Longitud interior de la correa	[mm]
$n_1$	Número de revoluciones de la polea pequeña	[r.p.m.]
$n_2$	Número de revoluciones de la polea grande	[r.p.m.]
$P_M$	Consumo de energía	[kW]
$P_N$	Transmisión de potencia por cada 10 mm de anchura de correa	[kW]
v	Velocidad de la correa	[m/s]
x	Ajuste del entreeje para la tensión de correa	[mm]
y	Ajuste del entreeje para el montaje	[mm]
$\beta$	Arco de contacto de la polea pequeña	[°]

- Factor de carga  $c_1$   
Tabla 1, página 112.

Las tablas de transmisión de potencia están basadas en la tensión máxima admisible de los tipos de correa en cuestión, correspondiente al diámetro de polea y el número de revoluciones indicados. Por eso es importante que el cálculo se haga con un factor de carga que toma en consideración las condiciones de funcionamiento de la máquina de trabajo, tales como sobrecargas al ponerla en marcha, las cargas intermitentes, etc.

- Tipo de correa  
Debe seleccionarse un tipo apropiado para su aplicación, véase el programa 50, páginas 34 a 35.

- Relación de transmisión  $i$   
es la relación entre el número de revoluciones de la polea pequeña y el de la polea grande.

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

o la relación entre el diámetro de la polea grande y el de la polea pequeña.

$$i = \frac{D}{d}$$

- Diámetro de polea  
El diámetro de la polea pequeña  $d$  [mm] se selecciona en la tabla de potencia correspondiente al tipo de correa elegido, tablas 3 a 4, página 113.

El diámetro de la polea grande  $D$  [mm] se calcula como sigue:

$$D = d \times i \text{ [mm]}$$

Rodillos tensores: véase el punto 13, página 114.

- Entreeje  $C$  [mm]  
El valor  $C$  puede estar determinado por las condiciones de funcionamiento actuales o se puede elegir igual a  $2 \times$  el diámetro de la polea grande  $D$  [mm].

Para el ajuste necesario de la tensión de correa, véase el punto 11, página 114.

6. Longitud de correa  $L_i$  [mm]  
La longitud interior de la correa se calcula como sigue:

$$L_i = 2 \times C + 1,57 (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times C} \quad [\text{mm}]$$

$C$  = Entreeje [mm]

$D$  = Diámetro de la polea grande [mm]

$d$  = Diámetro de la polea pequeña [mm]

Para más detalles, véase el punto 14, página 114.

7. Velocidad de correa  $v$  [m/s]

$$v = \frac{d \times n_1}{19100} \quad [\text{m/s}]$$

$d$  = Diámetro de la polea pequeña [mm]

$n_1$  = Número de revoluciones de la polea pequeña [r.p.m.]

La velocidad de correa máxima recomendada está indicada en la tabla de potencia correspondiente al tipo de correa elegido.

8. Factor de corrección del arco de contacto  $c_2$   
Tabla 2, página 113.

En las transmisiones con más de dos poleas el arco de contacto se calcula según croquis.

9. Transmisión de potencia  $P_N$  [kW]  
La transmisión de potencia por cada 10 mm de anchura de correa se determina a base de la tabla correspondiente al tipo de correa elegido, tablas 3 a 4, página 113.

Véase también el punto 14, que trata las transmisiones cruzadas y semicruzadas.

10. Anchura de correa necesaria  $b$  [mm]

$$b = \frac{P_M \times c_1 \times 10}{P_N \times c_2} \quad [\text{mm}]$$

$P_M$  = Consumo de energía en kW de la máquina accionada o la potencia nominal del motor en kW.

$P_N$  = Transmisión de potencia [kW] por cada 10 mm de anchura de correa, tablas 3 a 4.

$c_1$  = Factor de carga, tabla 1

$c_2$  = Factor de corrección del arco de contacto, tabla 2.

El valor de la anchura de correa  $b$  [mm] se redondea al valor superior estándar más próximo, véase la tabla 5, página 114.

Tabla 2 Factor de corrección del arco de contacto  $c_2$

$\frac{D-d}{C}$	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70
Arco de contacto $\beta$ [°]	180	174	169	163	157	151	145	139
$C_2$	1,00	0,98	0,96	0,93	0,91	0,88	0,86	0,82
$\frac{D-d}{C}$	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
Arco de contacto $\beta$ [°]	133	127	120	113	106	99	91	83
$C_2$	0,80	0,78	0,74	0,71	0,66	0,64	0,59	0,54

Tabla 3 Transmisión de potencia  $P_N$  [kW] por cada 10 mm de anchura de correa

DANCORD

d [mm]	Número de revoluciones [r.p.m.] de la polea pequeña																		
	200	400	720	800	920	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000	
DANCORD M	80	0,07	0,18	0,26	0,29	0,35	0,49	0,56	0,60	0,74	0,88	0,95	1,01	1,10	1,18	1,19	1,23	1,23	1,12
	100	0,11	0,26	0,49	0,57	0,73	0,82	0,96	1,01	1,23	1,38	1,51	1,60	1,72	1,80	1,80	1,78	1,76	1,71
	125	0,18	0,44	0,78	0,89	0,98	1,18	1,34	1,43	1,67	1,89	2,03	2,16	2,60	2,29	2,29	2,21	2,03	1,93
	160	0,29	0,60	1,07	1,21	1,38	1,60	1,82	1,94	2,23	2,46	2,63	2,69	2,71	2,57	2,27	1,96		
	200	0,44	0,82	1,43	1,58	1,87	2,14	2,45	2,60	2,94	3,18	3,35	3,23	3,03	2,71	2,02			
	250	0,53	1,01	1,95	2,13	2,40	2,76	3,10	3,23	3,56	3,74	3,57	3,21	2,57					
	315	0,71	1,37	2,36	2,54	2,90	3,36	3,68	3,83	3,96	3,71	2,99							
	400	0,89	1,71	2,94	3,17	3,51	4,16	4,16	4,16	3,71									
DANCORD G	160	0,37	0,66	1,18	1,26	1,43	1,71	1,95	2,06	2,36	2,61	2,71	2,78	2,80	2,61	2,21	1,64		
	200	0,55	1,03	1,66	1,81	2,08	2,43	2,78	2,93	3,31	3,53	3,68	3,37	3,21	2,82	2,02			
	250	0,74	1,40	2,28	2,46	2,76	3,24	3,69	3,85	4,23	4,40	4,19	3,71	2,93					
	315	0,92	1,76	2,93	3,20	3,55	4,10	4,49	4,66	4,90	4,67	4,45							
	400	1,18	2,27	3,75	4,04	4,50	5,07	5,38	5,38	4,96									
	630	1,79	3,49	5,16	5,38	5,67	5,49	4,49											
DANCORD H	250	0,26	1,20	1,88	2,03	2,28	2,43	2,29	2,04	1,89									
	400	1,01	1,91	3,01	3,24	3,55	3,88	3,68											
	500	1,45	2,78	4,32	4,54	4,94	4,90												
	630	2,09	3,74	5,46	5,68	5,77	4,95												
	700	2,40	4,32	6,13	6,30	6,25	4,61												
	800	2,74	4,96	6,62	6,82	6,32													
	900	3,07	5,59	6,79	6,53	5,30													

$v > \text{aprox. } 40 \text{ m/s}$

Velocidad de correa recomendada para las correas DANCORD: 40 m/s como máximo.

Tabla 5 Anchuras de correa y de polea estandarizadas

Anchura de correa b [mm]	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	
Anchura de polea correspondiente B [mm]	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	
Anchura de correa b [mm]	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500
Anchura de polea correspondiente B [mm]	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560

## SELECCIÓN DE LA FAJA PLANA

Considerando que la máquina tiene un motor de combustión interna monocilíndrico que trabaja hasta 10 horas por día y se trata de una máquina agrícola. De la tabla 1 tenemos un factor de carga ( $C_1$ ) igual a 1.4.

- Diámetro de polea

De la tabla de transmisión de potencia  $P_N$  (kW) por cada 10 mm de anchura de correa para una faja plana DANCORD G, debemos procurar que la transmisión sea lo más compacta posible; por ello, seleccionamos una polea motriz de diámetro mínimo  $d=160$  mm.

- Relación de transmisión

Revoluciones de la polea pequeña:  $n_1 = 1250$  rpm  
 Revoluciones de la polea grande:  $n_2 = 312.5$  rpm

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1250}{312.5} = 4$$

Con la relación de transmisión obtenemos el diámetro de la polea grande.

Diámetro de la polea grande:  $D = 640$  mm

- Entreeje C

Por recomendación de fabricante la distancia entre los ejes se calcula con la ecuación 3.01, sabiendo que el diámetro de la polea más grande es 640 mm:

$$C = 2 * D \text{ [mm]} \quad (3.01)$$

$$C = 1280 \text{ mm}$$

- Longitud de correa  $L_i$

La longitud de la correa se calcula con la expresión 3.02, teniendo como datos el diámetro de ambas poleas y la distancia entre los ejes (C):

$$L_i = 2 * C + 1.57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * C} \text{ [mm]} \quad (3.02)$$

$$L_i = 2 * 1280 + 1.57 * (640 + 160) + \frac{(640 - 160)^2}{4 * 1280}$$

$$L_i = 3861 \text{ mm}$$

- Velocidad de correa

Según la tabla de transmisión de potencia (tabla 3 del catálogo del fabricante) tenemos que para una faja DANCORD se tiene una velocidad máxima:  $v_{\text{máx}}=40$  m/s aproximadamente. Para hallar la velocidad de la correa se usa la expresión 3.03:

$$v = \frac{d * n_1}{19100} \text{ [m/s]} \quad (3.03)$$

$$v = \frac{160 * 1250}{19100} = 10.5 \text{ m/s} < 40 \text{ m/s} \quad \text{¡CUMPLE!}$$

- Factor de corrección del arco de contacto  $C_2$

$$\frac{D - d}{C} = \frac{640 - 160}{1280} = 0.375$$

Procedemos a interpolar

$\Delta\phi/C$	Arco de contacto $\beta$ (°)	$C_2$
0.30	163	0.93
0.375	158.5	0.915
0.40	157	0.91

Tenemos:  $\beta=158.5^\circ$ ,  $C_2=0.915$

- Transmisión de potencia  $P_N$  (kW)

d [mm]	Número de revoluciones de la p Polea pequeña [rpm]		
	1200	1250	1450
160	1.71	1.758	1.95

Potencia= 1.758 kW / 10 mm

- Anchura de correa necesaria b (mm)

Para hallar el ancho de la correa se usa la fórmula 3.04:

$$b = \frac{P_M * C_1 * 10}{P_N * C_2} \quad (3.04)$$

Donde:

$P_M$ : consumo de energía en kW de la máquina accionada o la potencia nominal del motor en kW

$P_N$ : transmisión de potencia (kW) por 10 mm de anchura de correa

$C_1$ : factor de carga

$C_2$ : factor de corrección del arco de contacto

$$b = \frac{5.6 * 1.4 * 10}{1.758 * 0.915} = 48.74$$

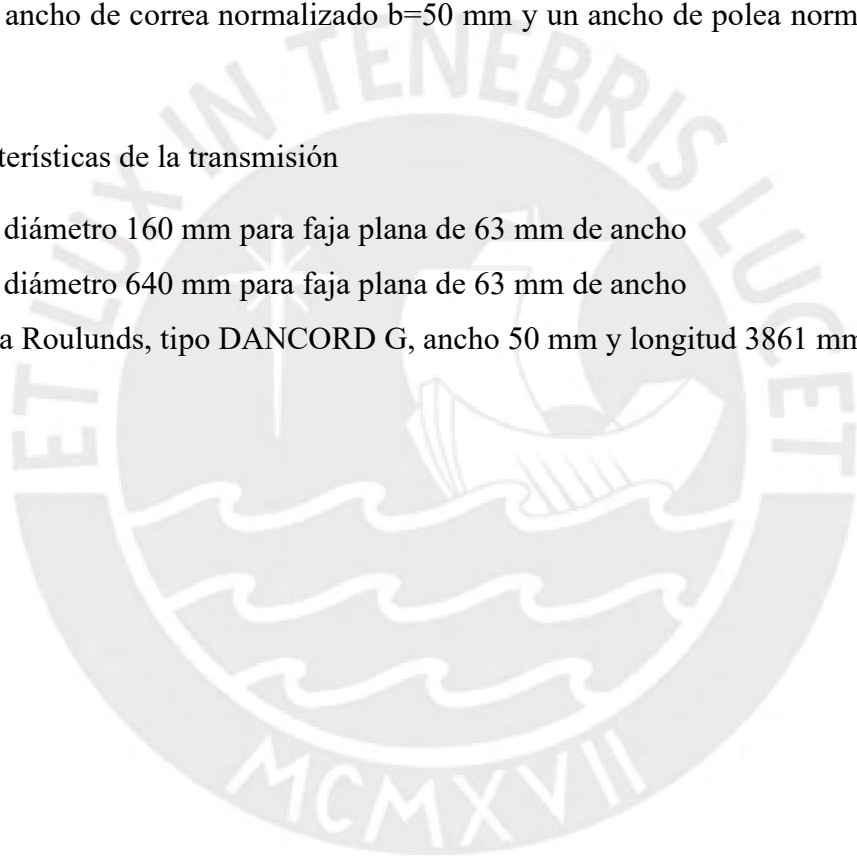
Se escoge un ancho de correa normalizado  $b=50$  mm y un ancho de polea normalizado  $B=63$  mm.

- Características de la transmisión

Una polea de diámetro 160 mm para faja plana de 63 mm de ancho

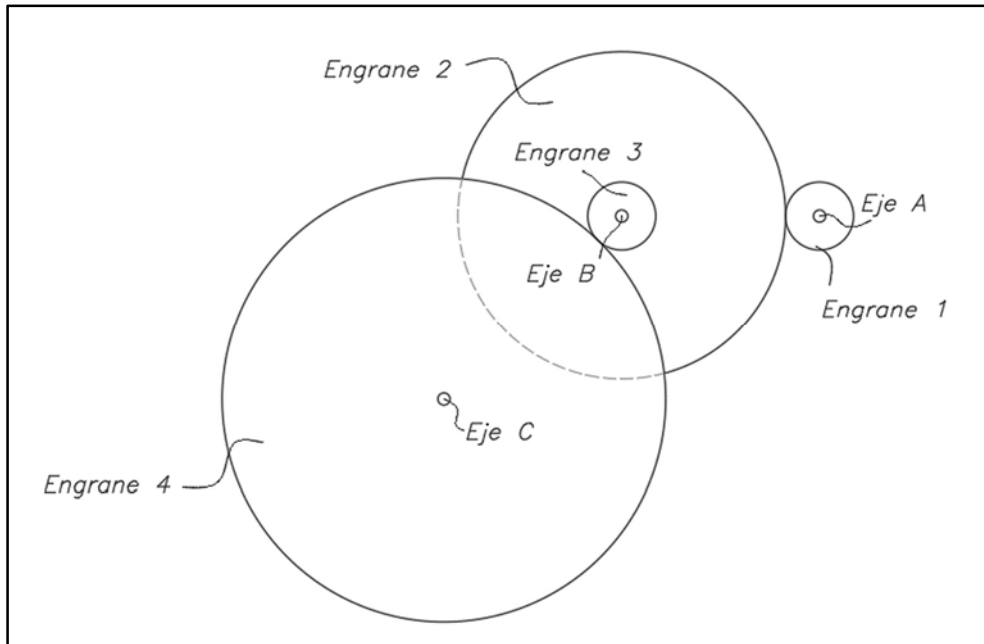
Una polea de diámetro 640 mm para faja plana de 63 mm de ancho

Una faja plana Roulunds, tipo DANCORD G, ancho 50 mm y longitud 3861 mm



## Anexo 2

### SELECCIÓN DE ENGRANAJES DE TRANSMISIÓN



Datos:

Revoluciones en el eje A:  $n_A = 312.5$  rpm

Revoluciones en el eje B:  $n_B = 65$  rpm

Revoluciones en el eje C:  $n_C = 10$  rpm

Relación de transmisión del eje A y el eje B:

$$i_2 = \frac{n_A}{n_B} = \frac{312.5}{65} = 4.8$$

$$i_2 = 4.8 = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Relación de transmisión del eje B y el eje C:

$$i_3 = \frac{n_B}{n_C} = \frac{65}{10} = 6.5$$

$$i_3 = 6.5 = \frac{Z_4}{Z_3}$$

Número de dientes del engrane #1:  $Z_1=17$  (recto)

Número de dientes del engrane #2:  $Z_2=82$  (recto)

Número de dientes del engrane #3:  $Z_3=17$  (recto)

Número de dientes del engrane #4:  $Z_4=111$  (recto)

## Geometría de engranajes cilíndricos con dentado recto para el engrane #1 y #2:

Para dentado recto:

- Ángulo de la helicoide:  $\beta=0$
- Módulo transversal (tangencial):  $m_t=m_n$
- Ángulo de presión transversal (tangencial):  $\alpha_t=\alpha_n$

Utilizaremos un módulo normal ( $m_n$ ), normalizado según DIN 780, igual a 5 mm y un ángulo de presión normal ( $\alpha_n$ ) igual a  $20^\circ$ .

- Distancia entre centros normal

$$a_d = \frac{m_t}{2} * (Z_1 + Z_2) = \frac{5}{2} * (17 + 82) = 247.5 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo primitivo transversal

$$d_1 = m_t * Z_1 = 5 * 17 = 85 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_t * Z_2 = 5 * 82 = 410 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo exterior

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_n = 85 + 2 * 5 = 95 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_n = 410 + 2 * 5 = 420 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo base

$$d_{b1} = d_1 * \cos(\alpha_t) = 85 * \cos(20) = 79.87 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 * \cos(\alpha_t) = 410 * \cos(20) = 385.27 \text{ mm}$$

- Paso circular transversal

$$p_t = \pi * m_t = 5\pi$$

- Paso transversal sobre la línea de acción

$$p_{et} = p_t * \cos(\alpha_t) = 5\pi * \cos(20) = 14.76 \text{ mm}$$

- Segmento de engrane

$$g_\alpha = \frac{1}{2} * \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{u}{|u|} * \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d * \text{sen}(\alpha_t)$$

$$g_\alpha = \frac{1}{2} * \left( \sqrt{95^2 - 79.87^2} + \frac{4.8}{|4.8|} * \sqrt{420^2 - 385.27^2} \right) - 247.5 * \text{sen}(20^\circ) = 24.69 \text{ mm}$$

- Coeficiente de engrane

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_{et}} = \frac{24.69}{14.76} = 1.67$$

Geometría de engranajes cilíndricos con dentado recto para el engrane #3 y #4:

- Distancia entre centros normal

$$a_d = \frac{m_t}{2} * (Z_3 + Z_4) = \frac{5}{2} * (17 + 111) = 320 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo primitivo transversal

$$d_3 = m_t * Z_3 = 5 * 17 = 85 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_t * Z_4 = 5 * 111 = 555 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo exterior

$$d_{a3} = d_3 + 2 * m_n = 85 + 2 * 5 = 95 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 * m_n = 555 + 2 * 5 = 565 \text{ mm}$$

- Diámetro del círculo base

$$d_{b3} = d_3 * \cos(\alpha_t) = 85 * \cos(20) = 79.87 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 * \cos(\alpha_t) = 555 * \cos(20) = 521.53 \text{ mm}$$

- Paso circular transversal

$$p_t = \pi * m_t = 5\pi$$

- Paso transversal sobre la línea de acción

$$p_{et} = p_t * \cos(\alpha_t) = 5\pi * \cos(20) = 14.76 \text{ mm}$$

- Segmento de engrane

$$g_{\alpha} = \frac{1}{2} * \left( \sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \frac{u}{|u|} * \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a_d * \text{sen}(\alpha_t)$$

$$g_{\alpha} = \frac{1}{2} * \left( \sqrt{95^2 - 79.87^2} + \frac{6.5}{|6.5|} * \sqrt{565^2 - 521.53^2} \right) - 320 * \text{sen}(20^{\circ}) = 24.94 \text{ mm}$$

- Coeficiente de engrane

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_{et}} = \frac{24.94}{14.76} = 1.69$$

### Anexo 3

## CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA DE LOS ÁRBOLES

### CÁLCULO DEL ÁRBOL A

Datos generales:

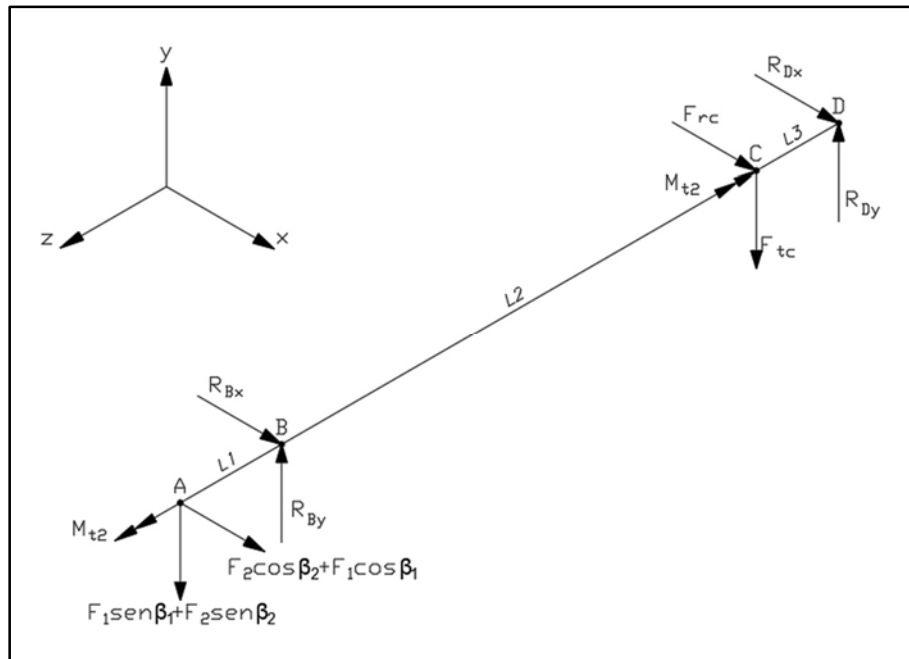
- Momento torsor a transmitir por el árbol A:  $M_{t2}=9.8 \text{ N.m}$
- Fuerza tangencial 1 de la polea:  $F_1=61.6 \text{ N}$
- Fuerza tangencial 2 de la polea:  $F_2=30.9 \text{ N}$
- Ángulo formado entre  $F_1$  y el eje y:  $\beta_1=2.3^\circ$
- Ángulo formado entre  $F_2$  y el eje y:  $\beta_2=24.4^\circ$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 1:  $d_1=85 \text{ mm}$
- Fuerza tangencial en el engrane C:  $F_{tc}=2*M_{t2}/d_1=230.6 \text{ N}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza radial en el engranaje C:  $F_{rc}=F_{tc}*tg(\alpha)=83.9 \text{ N}$

Datos del material:

- Material del árbol A: Ck 45
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la fluencia:  $\sigma_F=390 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión pulsante:  $\sigma_{fPul}=620 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión alternante:  $\sigma_{fAlt}=370 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión pulsante:  $\tau_{tPul}=340 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión alternante:  $\tau_{tAlt}=260 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección a la torsión:  $\alpha_0= \sigma_{fAlt}/(1.73* \tau_{tPul})=0.63$
- Factor de corrección de superficie:  $C_S=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.85$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r=1.8$

### CÁLCULO PREVIO

- Longitud de "AB":  $L_1=58.3 \text{ mm}$
- Longitud de "BC":  $L_2=298.2 \text{ mm}$
- Longitud de "CD":  $L_3=73.4 \text{ mm}$



Obtenemos los siguientes resultados:

- Reacción en el apoyo "B", en el eje x:  $R_{Bx} = -120.3 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "B", en el eje y:  $R_{By} = 63.2 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "D", en el eje x:  $R_{Dx} = -53.3 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo "D", en el eje y:  $R_{Dy} = 182.6 \text{ N}$

Para la sección "A": Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención.

Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f = 3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t = 3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx} = 0 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy} = 0 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR} = 0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t = 9800 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{FS_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * \pi}} * \sqrt[2]{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2} = 10.1 \text{ mm}$$

Para la sección "B": Presenta un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=5230 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=900 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=5306.9 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{FS_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 10.7 \text{ mm}$$

Para la sección "C": Presenta una unión por chaveta, a su derecha un anillo de retención y un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=3900 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=13400 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=13956 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{FS_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 14.3 \text{ mm}$$

Para la sección "D": Presenta un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=0 \text{ N.mm}$

- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=0 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{FS_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 0 \text{ mm}$$

En resumen, la tabla se muestra el diámetro mínimo de cada sección obtenidos luego de los cálculos realizados al árbol A.

Sección	Elemento que actúa sobre la sección	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro asignado (mm)
A	Polea grande	10.1	12
B	Soporte de rodamiento	10.7	15
C	Engranaje 1	14.3	16
D	Soporte de rodamiento	0	15

## CÁLCULO DEFINITIVO

Se verifica el factor de seguridad de cada sección del árbol A:

Verificación para la sección "A": Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=12 \text{ mm}$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$
- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * R_a)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.96$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$

- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left(32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3}\right) = 0 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left(16 * \frac{M_t}{\pi * d^3}\right) = 86.7 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 94.6 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_{f \text{ Alt}}$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_{f \text{ Alt}}}{\sigma'_{eq}} = 3.4 \dots \text{CUMPLE!}$$

Verificación para la sección “B”: Presenta un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=15 \text{ mm}$
- Diámetro mayor:  $D_A=19.05 \text{ mm}$
- Diámetro menor:  $d_A=15 \text{ mm}$
- Relación de diámetros:  $\frac{D_A}{d_A} = 1.3$
- Radio de entalla:  $r=0.4 \text{ mm}$
- Relación de radio de entalla - diámetro menor:  $\frac{r}{d_A} = 0.026$

Del texto “Resistencia de Materiales 2”:

- Factor geométrico de concentración a la flexión:  $\alpha_f=2.5$
- Factor geométrico de concentración a la torsión:  $\alpha_t=1.85$
- Factor de sensibilidad de entalla:  $n = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} * \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.36$

Se obtiene una expresión simplificada a partir de la relación entre el factor geométrico y el real de concentración de esfuerzos se da a través del factor de sensibilidad a la entalla (n):

$$\beta_k = 1 + n * (\alpha_k - 1)$$

- Factor efectivo de concentración a la flexión:  $\beta_f=1.54$
- Factor efectivo de concentración a la torsión:  $\beta_t=1.31$

Hallado los factores de corrección:

- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$
- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * R_a)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.91$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=5306.9 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left( 32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3} \right) = 24.7 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left( 16 * \frac{M_t}{\pi * d^3} \right) = 19.4 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 32.5 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_{f Alt}$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_{f Alt}}{\sigma'_{eq}} = 9.3 \dots \text{CUMPLE!}$$

Verificación para la sección "C": Presenta una unión por chaveta, a su derecha un anillo de retención y un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=16 \text{ mm}$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$

- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * Ra)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.88$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=13956 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left(32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3}\right) = 104.1 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left(16 * \frac{M_t}{\pi * d^3}\right) = 36.6 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 111.5 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_{f Alt}$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_{f Alt}}{\sigma'_{eq}} = 2.6 \dots \text{CUMPLE!}$$

Verificación para la sección “D”: La sección D es solo un punto de apoyo donde no hay momento en la dirección x ni en la dirección y; por lo tanto, no se realiza la verificación de esta sección.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
A	Canal para el anillo de retención	3.4
B	Redondeo agudo	9.3
C	Canal para el anillo de retención	2.6

## CÁLCULO DEL ÁRBOL B

Datos generales:

- Momento torsor a transmitir por el árbol B:  $M_{t3}=45 \text{ N.m}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 2:  $d_2=410 \text{ mm}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza tangencial en el engrane G:  $F_{tg}=2 * M_{t3}/d_2=219.5 \text{ N}$

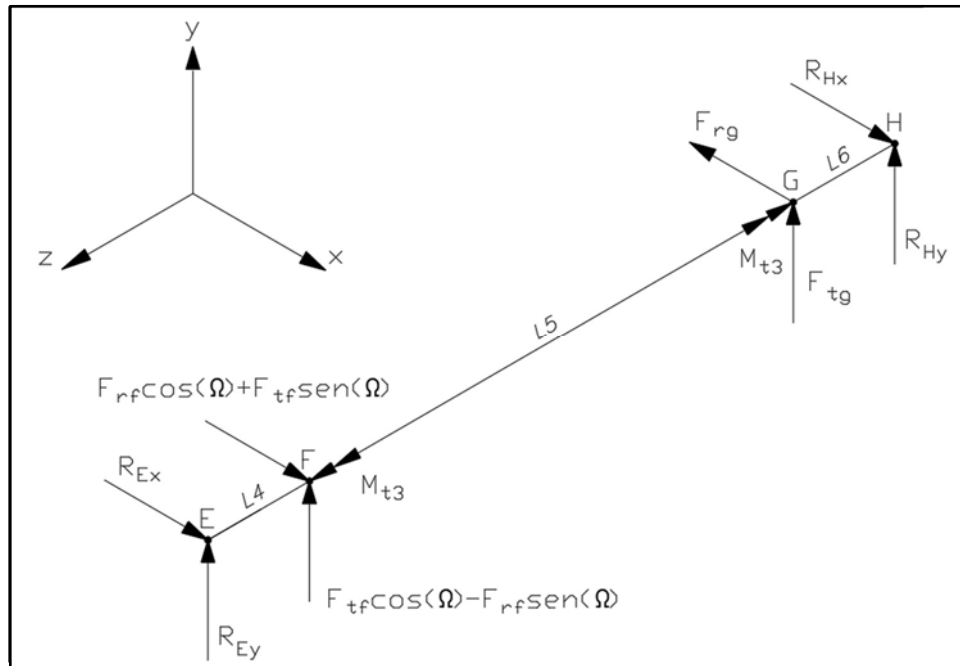
- Fuerza radial en el engrane G:  $F_{rg} = F_{tg} * \text{tg}(\alpha) = 79.9 \text{ N}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 3:  $d_3 = 85 \text{ mm}$
- Fuerza tangencial en el engrane F:  $F_{tf} = 2 * M_{t3} / d_3 = 1058.8 \text{ N}$
- Fuerza radial en el engrane F:  $F_{rf} = F_{tf} * \text{tg}(\alpha) = 385.4 \text{ N}$
- Ángulo entre la fuerza normal y el plano x:  $\Omega = 46.9$

Datos del material:

- Material del árbol A: Ck 45
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B = 800 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la fluencia:  $\sigma_F = 390 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión pulsante:  $\sigma_{f \text{ Pul}} = 620 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión alternante:  $\sigma_{f \text{ Alt}} = 370 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión pulsante:  $\tau_{t \text{ Pul}} = 340 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión alternante:  $\tau_{t \text{ Alt}} = 260 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección a la torsión:  $\alpha_0 = \sigma_{f \text{ Alt}} / (1.73 * \tau_{t \text{ Pul}}) = 0.63$
- Factor de corrección de superficie:  $C_S = 0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t = 0.85$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{\text{carg}} = 1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r = 1.8$

### CÁLCULO PREVIO

- Longitud de “EF”:  
 $L_4 = 67.2 \text{ mm}$
- Longitud de “FG”:  
 $L_5 = 231 \text{ mm}$
- Longitud de “GH”:  
 $L_6 = 73.7 \text{ mm}$



Obtenemos los siguientes resultados:

- Reacción en el apoyo “E”, en el eje x:  $R_{Ex} = - 833.3 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “E”, en el eje y:  $R_{Ey} = - 405.7 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “H”, en el eje x:  $R_{Hx} = - 123.2 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “H”, en el eje y:  $R_{Hy} = - 255.8 \text{ N}$

Para la sección “E”: Presenta un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=0 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 0 \text{ mm}$$

Para la sección “F”: Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=56000 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=27300 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=62300 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_F = \sqrt[3]{\frac{FS_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 23.5 \text{ mm}$$

Para la sección “G”: Presenta una unión por chaveta, a su derecha un anillo de retención y un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=9000 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=18900 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=20933.5 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_G = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 18.4 \text{ mm}$$

Para la sección “H”: Presenta un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=0 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 0 \text{ mm}$$

### CÁLCULO DEFINITIVO

Se verifica el factor de seguridad de cada sección del árbol B:

Verificación para la sección “F”: Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=24 \text{ mm}$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$
- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * R_a)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.81$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=62300 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left(32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3}\right) = 137.7 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left(16 * \frac{M_t}{\pi * d^3}\right) = 49.7 \text{ N/mm}^2$

- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 148 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_{f Alt}$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_{f Alt}}{\sigma'_{eq}} = 1.8 \dots \text{CUMPLE!}$$

Verificación para la sección “G”: Presenta una unión por chaveta, a su derecha un anillo de retención y un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=20 \text{ mm}$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$
- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * R_a)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.82$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=20933.5 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left(32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3}\right) = 80 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left(16 * \frac{M_t}{\pi * d^3}\right) = 86 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 123.3 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_{f Alt}$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f Alt}{\sigma'_{eq}} = 2.2 \dots CUMPLE!$$

Verificación para la sección “E” y “H”: Estas secciones son solo un punto de apoyo donde no hay momento en la dirección x ni en la dirección y; además, el momento torsor es cero. Por lo tanto, no se realiza la verificación de esta sección.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
F	Canal para el anillo de retención	1.8
G	Canal para el anillo de retención	2.2

### CÁLCULO DEL ÁRBOL C

Datos generales:

- Momento torsor a transmitir por el árbol C:  $M_{t4}=284.6 \text{ N.m}$
- Diámetro del círculo primitivo del engrane 4:  $d_4=555 \text{ mm}$
- Ángulo de presión:  $\alpha=20^\circ$
- Fuerza tangencial en el engrane J:  $F_{tj}=2*M_{t4}/d_4=1025.6 \text{ N}$
- Fuerza radial en el engrane J:  $F_{rj}= F_{tj}*tg(\alpha)=373.3 \text{ N}$
- Ángulo entre fuerza normal y el plano x:  $\Omega=46.9$
- Fuerza en la biela, eje x:  $C_1=1215 \text{ N}$
- Fuerza en la biela, eje y:  $C_2=302.3 \text{ N}$
- Fuerza del brazo, eje x:  $R_{A2}=8.7 \text{ N}$
- Fuerza del brazo, eje y:  $R_{A1}=41 \text{ N}$
- Momento torsor de la biela:  $M_T=281.1 \text{ N.m}$
- Momento torsor del brazo mecánico:  $M_A=3.5 \text{ N.m}$

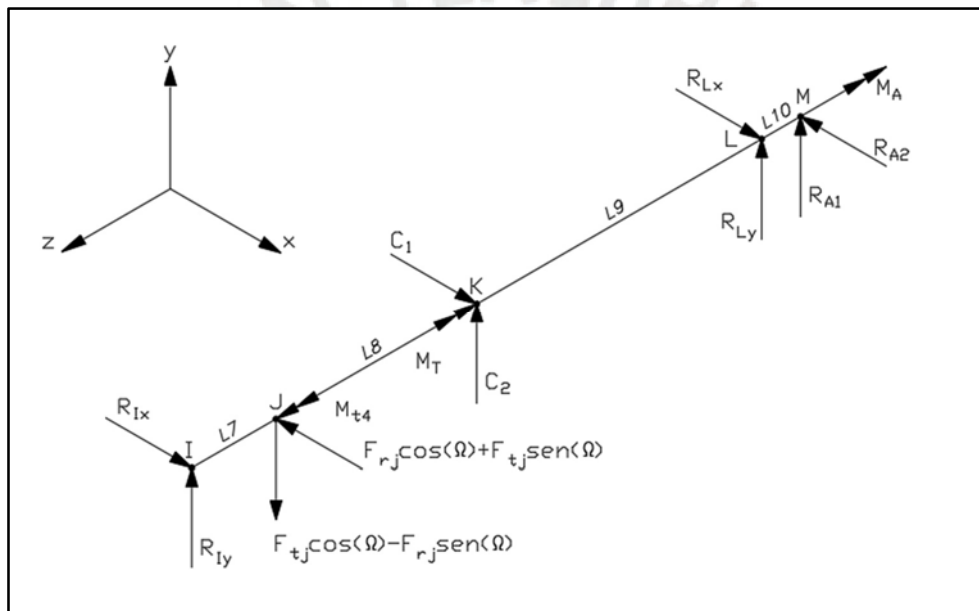
Datos del material:

- Material del árbol A: Ck 45
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la fluencia:  $\sigma_F=390 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión pulsante:  $\sigma_{f Pul}=620 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en flexión alternante:  $\sigma_{f Alt}=370 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión pulsante:  $\tau_{t Pul}=340 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a la fatiga en torsión alternante:  $\tau_{t Alt}=260 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección a la torsión:  $\alpha_0= \sigma_{f Alt}/(1.73* \tau_{t Pul})=0.63$

- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.9$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Factor de seguridad recomendado por C. Bach:  $FS_r=1.8$

### CÁLCULO PREVIO

- Longitud de “IJ”:  
 $L7=57.35 \text{ mm}$
- Longitud de “JK”:  
 $L8=119.3 \text{ mm}$
- Longitud de “KL”:  
 $L9= 176.65 \text{ mm}$
- Longitud de “LM”:  
 $L10=38.55 \text{ mm}$



Obtenemos los siguientes resultados:

- Reacción en el apoyo “I”, en el eje x:  $R_{Ix} = 232.5 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “I”, en el eje y:  $R_{Iy} = 212 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “L”, en el eje x:  $R_{Lx} = -434.9 \text{ N}$
- Reacción en el apoyo “L”, en el eje y:  $R_{Ly} = -127.1 \text{ N}$

Para la sección “I”: Presenta un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$

- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=0$  N.mm
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=0$  N.mm
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0$  N.mm
- Momento torsor:  $M_t=0$  N.mm

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 0 \text{ mm}$$

Para la sección “J”: Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención.

Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=13300$  N.mm
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=12200$  N.mm
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=18048$  N.mm
- Momento torsor:  $M_t=284600$  N.mm

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_F = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f Alt * \pi} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2}} = 30.6 \text{ mm}$$

Para la sección “K”: Presenta una unión por dos chavetas, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención.

Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=78700$  mm
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=13600$  N.mm
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=79866.5$  N.mm

- Momento torsor:  $M_t=284600 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_G = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi}} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2} = 31.8 \text{ mm}$$

Para la sección "L": Presenta un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=2.5$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=2.5$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=330 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=1600 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=1633.7 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=3500 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f * Alt * \pi}} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2} = 7.3 \text{ mm}$$

Para la sección "M": Presenta una unión por chaveta, a su derecha un anillo de retención y un redondeo agudo a su izquierda. El punto crítico será el redondeo agudo. Empleamos los siguientes datos:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Momento flector en la dirección x:  $M_{fx}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector en la dirección y:  $M_{fy}=0 \text{ N.mm}$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=0 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=3500 \text{ N.mm}$

La expresión de C. Bach para hallar el diámetro mínimo del árbol es la siguiente:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{FR_r}{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_f Alt * \pi}} * \sqrt{(32 * M_{fR} * \beta_f)^2 + 3 * (16 * \alpha_0 * \beta_t * M_t)^2} = 7 \text{ mm}$$

## CÁLCULO DEFINITIVO

Se verifica el factor de seguridad de cada sección del árbol C:

Verificación para la sección “I”: Esta sección es solo un punto de apoyo donde no hay momento en la dirección x ni en la dirección y; además, el momento torsor es cero. Por lo tanto, no se realiza la verificación de esta sección.

Verificación para la sección “J”: Presenta una unión por chaveta, a su izquierda un anillo de retención y un redondeo agudo a su derecha. El punto crítico será el canal para el anillo de retención. Empleamos los siguientes datos:

- Diámetro nominal:  $d=34 \text{ mm}$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para flexión:  $\beta_f=3$
- Factor efectivo de concentración de esfuerzos para torsión:  $\beta_t=3$
- Valor medio de rugosidad:  $R_a=0.8$
- Profundidad promedio de la rugosidad:  $R_z=(10 * R_a)^{1/1.15}=6.1$
- Esfuerzo a la tracción máxima:  $\sigma_B=800 \text{ N/mm}^2$
- Factor de corrección de superficie:  $C_s=0.9$
- Factor de corrección de tamaño:  $C_t=0.74$
- Factor de corrección de temperatura:  $C_{temp}=1$
- Factor de corrección de carga:  $C_{carg}=1$
- Momento flector resultante:  $M_{fR}=18048 \text{ N.mm}$
- Momento torsor:  $M_t=284600 \text{ N.mm}$

Empleamos la fórmula de C. Bach para la fatiga:

- Esfuerzo a la flexión aumentado:  $\sigma'_f = \beta_f * \left(32 * \frac{M_{fR}}{\pi * d^3}\right) = 14 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la torsión aumentado:  $\tau'_t = \beta_t * \left(16 * \frac{M_t}{\pi * d^3}\right) = 110.6 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo equivalente aumentado:  $\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} = 121.5 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 * (\alpha_0 * \tau'_t)^2} \leq \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg}}{FS_r} * \sigma_f Alt$$

$$FS = \frac{C_s * C_t * C_{temp} * C_{carg} * \sigma_{f Alt}}{\sigma'_{eq}} = 2 \dots CUMPLE!$$

Verificación para la sección “K”: En esta sección se acoplará dos manivelas de acero ASTM A36 para poder transmitir la potencia desde el engranaje 4 hasta la biela. Las manivelas se verifican para que no fallen durante el trabajo.

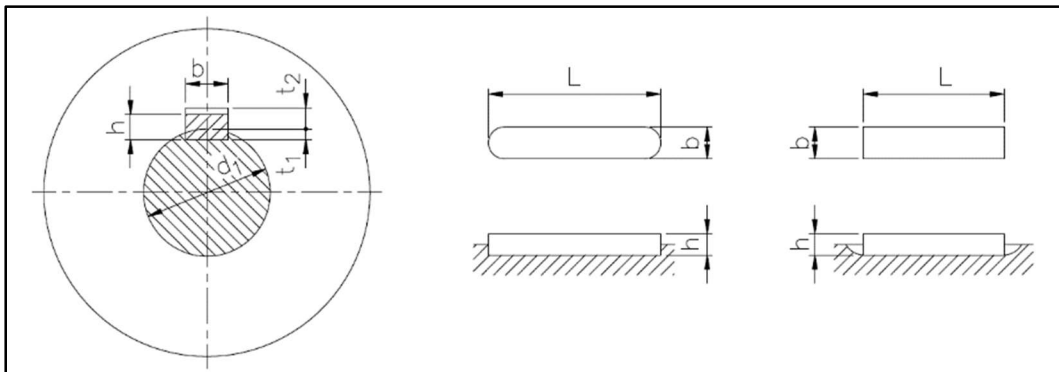
Verificación para la sección “L” y “M”: Estas secciones tienen momento flector y torsor muy bajos a comparación de las secciones “K” y “J”; además, el diámetro designado para cada tramo se encuentra sobredimensionado para evitar una diferencia grande en el cambio de sección. Por lo tanto, no se realiza la verificación de esta sección.

Sección	Punto crítico	Factor de seguridad
J	Canal para el anillo de retención	2
K	Canal para el anillo de retención	NO APLICA

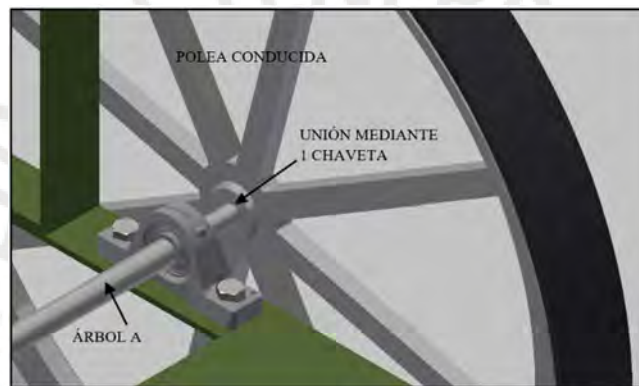


## Anexo 4

### UNIONES POR CHAVETAS DE CARAS PLANAS PARALELAS



Árbol A – Polea grande



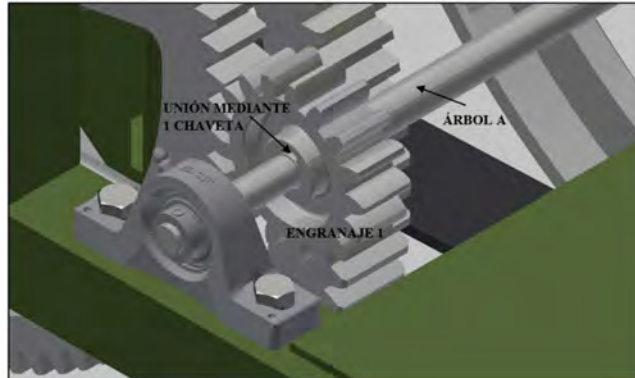
- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol A y la polea:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=12 \text{ mm}$
- Longitud del cubo:  $L_c=25 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=2.55 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=4 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=4 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=1.45 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}} = 11.9 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=15.9 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 18 mm y se selecciona 1 chaveta DIN 6885 4x4x18.

### Árbol A – Engranaje 1



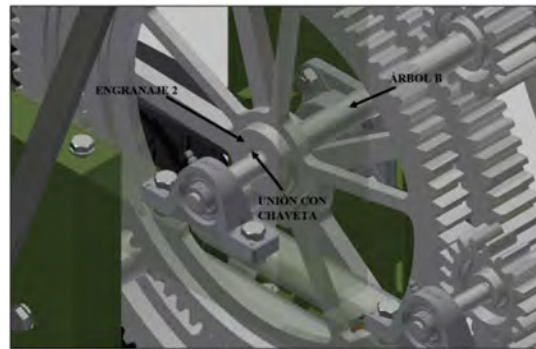
- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol A y engranaje 1:  $M_t=9800 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=16 \text{ mm}$
- Longitud del cubo:  $L_c=30 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=3.05 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=5 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=5 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=1.95 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}} = 6.6 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=11.6 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 14 mm y se selecciona 1 chaveta DIN 6885 5x5x14.

## Árbol B – Engranaje 2



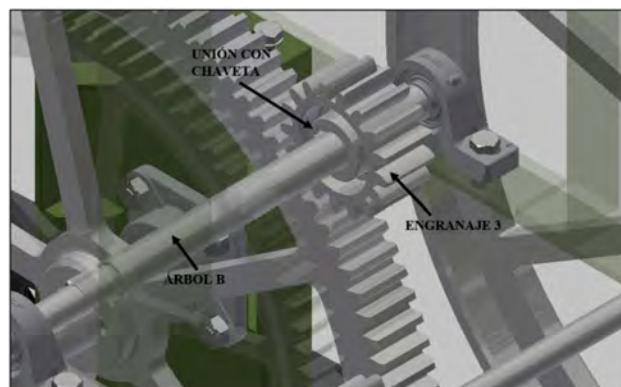
- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol B y engranaje 2:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=20 \text{ mm}$
- Longitud del cubo:  $L_c=30 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=3.55 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=6 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=6 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=2.45 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}} = 19.3 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=25.3 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 28 mm y se selecciona 1 chaveta DIN 6885 6x6x28.

## Árbol B – Engranaje 3



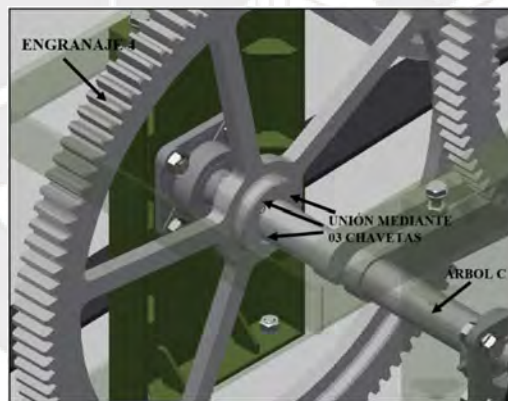
- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol B y engranaje 3:  $M_t=45000 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=24 \text{ mm}$
- Longitud del cubo:  $L_c=42 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=4.1 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=8 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=7 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=2.9 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot p_{adm}} = 13.6 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=21.6 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 25 mm y se selecciona 1 chaveta DIN 6885 8x7x25.

#### Árbol C – Engranaje 4



Debido al alto momento torsor y que la longitud del cubo es de 42 mm se usará 3 chavetas.

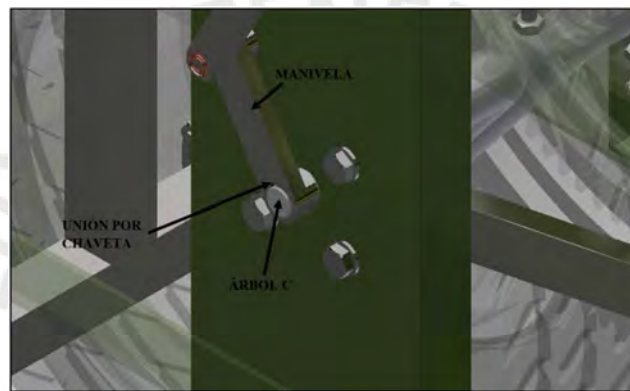
- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol C y engranaje 4:  $M_{t4}=284600 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=34 \text{ mm}$
- Número de chavetas a emplear:  $N_C=3$
- Longitud del cubo:  $L_c=42 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=5.1 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=10 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=8 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=2.9 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2*M_t}{d*t*p_{adm}*0.75*N_C} = 27 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=37 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 40 mm y se selecciona 3 chaveta DIN 6885 10x8x40.

### Árbol C – Manivela brazo



- Presión admisible del material del cubo:  $p_{adm}=95 \text{ N/mm}^2$
- Momento torsor a transmitir entre el árbol C y la manivela:  $M_t=3500 \text{ N.mm}$
- Diámetro de la sección:  $d_1=20 \text{ mm}$

Ingresamos a la norma DIN6885 para chavetas de caras paralelas con el diámetro de la sección y obtenemos los siguientes datos:

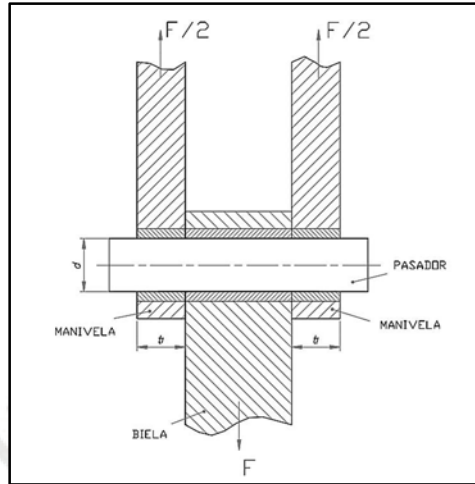
- Profundidad del canal en el eje:  $t_1=3.55 \text{ mm}$
- Ancho de la chaveta:  $b=6 \text{ mm}$
- Espesor de la chaveta:  $h=6 \text{ mm}$
- Profundidad efectiva para el cálculo:  $t=h-t_1=2.45 \text{ mm}$
- Longitud efectiva mínima:  $L_{ef.min} = \frac{2*M_t}{d*t*p_{adm}} = 2 \text{ mm}$
- Longitud efectiva de la chaveta mínima:  $L_{chaveta}=L_{ef.min}+b=8 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta a 16 mm y se selecciona 1 chaveta DIN 6885 6x6x16.

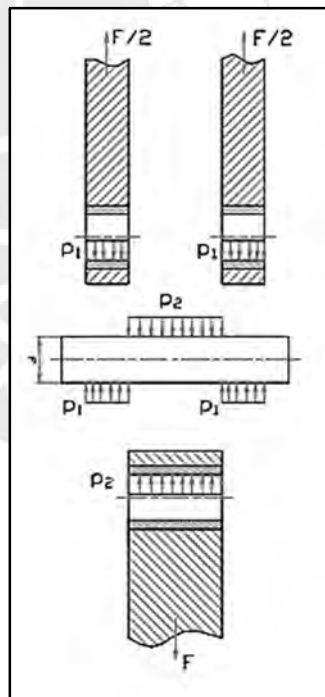
## Anexo 5

### CÁLCULO DEL PASADOR BIELA-MANIVELA

Para realizar el cálculo del pasador se seguirá el manual de “Elementos de Máquinas 1” del Ing. Kurt Paulsen:



- Fuerza actuante:  $F=1252.1 \text{ N}$
- Espesor de la manivela:  $t_1=19 \text{ mm}$
- Espesor de la biela:  $b=40 \text{ mm}$



- Material del pasador: Ck45
- Material de la manivela y biela: ASTM – A36
- Tipo de carga: Pulsante
- Presión admisible entre pasador y bocina (acero-bronce):  $p_{adm}=5.6 \text{ N/mm}^2$

- Esfuerzo admisible a la flexión Ck45:  $\sigma_{f.adm}=66.5 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo admisible al corte:  $\tau_{s.adm}=42 \text{ N/mm}^2$
- Presión admisible:  $p_{adm.A36}=45.5 \text{ N/mm}^2$

#### Verificación por flexión:

Momento por flexión máximo:  $M_{f \max} = \frac{F*(b+t_1)}{4} = 18468.5 \text{ N.m}$

Diámetro mínimo requerido:  $d_1 = \sqrt[3]{\frac{32*M_{f \max}}{\sigma_{f.adm}*\pi}} = 14.14 \text{ mm}$

#### Verificación por corte:

Diámetro mínimo:  $d_2 = \sqrt{\frac{2*F}{\tau_{s.adm}*\pi}} = 4.4 \text{ mm}$

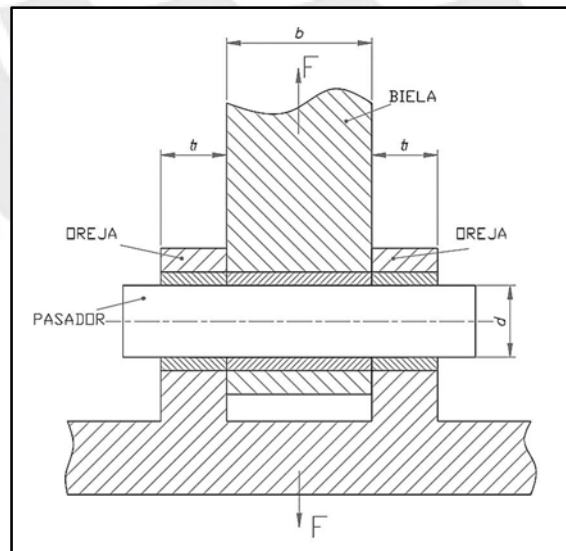
#### Verificación por aplastamiento

Diámetro mínimo requerido:  $d_3 = \frac{F}{p_{adm}*b} = 5.6 \text{ mm}$

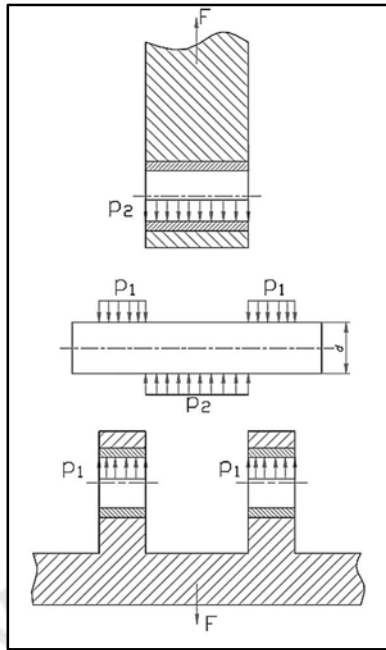
El diámetro será 18 mm. Seleccionamos una barra lisa como material base del pasador del material SAE 1045 de diámetro de 3/4 in =19.05 mm del catálogo Aceros Arequipa, el juego será 18 H7/f9.

### **CÁLCULO DEL PASADOR BIELA-PLANCHA COMPRESORA**

Para realizar el cálculo del pasador se seguirá el manual de “Elementos de Máquinas 1” del Ing. Kurt Paulsen:



- Fuerza actuante:  $F=1252.1 \text{ N}$
- Espesor de las orejas:  $t_1=8 \text{ mm}$
- Espesor de la biela:  $b=40 \text{ mm}$



- Material del pasador: Ck45
- Material de la manivela y biela: ASTM – A36
- Tipo de carga: Pulsante
- Presión admisible entre pasador y bocina (acero-bronce):  $p_{adm}=5.6 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo admisible a la flexión Ck45:  $\sigma_{f.adm}=66.5 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo admisible al corte:  $\tau_{s adm}=42 \text{ N/mm}^2$
- Presión admisible:  $p_{adm.A36}=45.5 \text{ N/mm}^2$

#### Verificación por flexión:

Momento por flexión máximo: 
$$M_{f \max} = \frac{F \cdot (b + t_1)}{4} = 15025.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Diámetro mínimo requerido: 
$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f \max}}{\sigma_{f.adm} \cdot \pi}} = 13.2 \text{ mm}$$

#### Verificación por corte:

Diámetro mínimo: 
$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\tau_{s adm} \cdot \pi}} = 4.4 \text{ mm}$$

#### Verificación por aplastamiento

Diámetro mínimo requerido: 
$$d_3 = \frac{F}{p_{adm} \cdot b} = 5.6 \text{ mm}$$

El diámetro será 18 mm. Seleccionamos una barra lisa como material base del pasador del material SAE 1045 de diámetro de 3/4 in = 19.05 mm del catálogo Aceros Arequipa, el juego será 18 H7/f9.

## Anexo 6

### CÁLCULO DE LA BIELA

Los parámetros iniciales para realizar el cálculo son los siguientes:

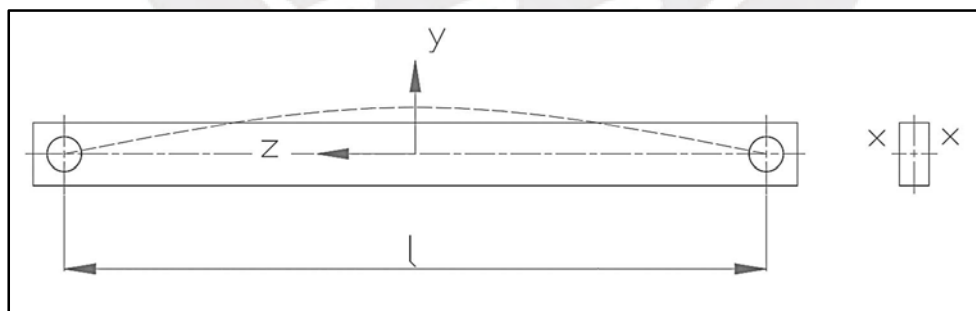
- Material del elemento: ASTM-A500
- Esfuerzo máximo a la tracción:  $\sigma_B = 310 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la fluencia:  $\sigma_F = 269 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo alternante:  $\sigma_{Alt} = 0.44 * \sigma_B = 136.4 \text{ N/mm}^2$
- Fuerza de compresión:  $F_B = 1252.1 \text{ N}$
- Longitud de la biela:  $L = 900 \text{ mm}$
- Espesor de la biela:  $t_b = 40 \text{ mm}$
- Ancho de la biela:  $b_b = 40 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero máximo:  $\varnothing_{max} = 22 \text{ mm}$



### VERIFICACIÓN POR PANDEO

Se aplicará el manual de “Resistencia de Materiales 2” del ingeniero Jorge Rodríguez:

- Plano y-z



Longitud efectiva al pandeo:  $L_p = 900 \text{ mm}$

Radio de giro:  $i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \frac{b_b}{2 * \sqrt{3}} = 11.6 \text{ mm}$

Grado de esbeltez:  $\lambda_x = \frac{L_p}{i_x} = 77.6$

$$FS = \begin{cases} 2 + 0,172 \lambda - 9,2 \cdot 10^{-4} \lambda^2 & \text{si } 0 \leq \lambda \leq 100 \\ 10 & \text{si } \lambda > 100 \end{cases}$$

Factor de seguridad: FS=9.8

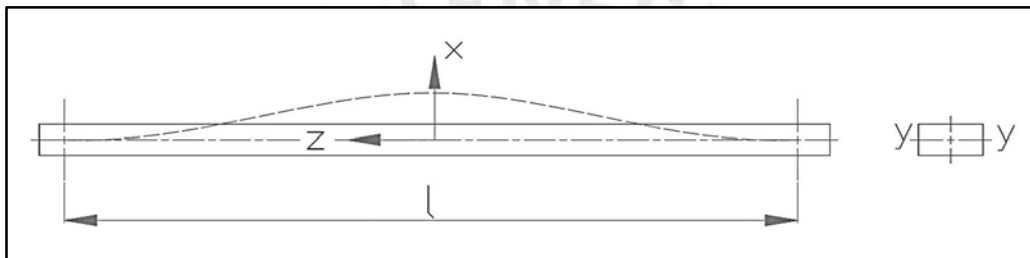
Esfuerzo admisible al pandeo:  $\sigma_p = \frac{\sigma_F}{FS} = 27.45 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo actuante de compresión:  $\sigma = \frac{F_B}{t_b \cdot b_b} = 1.78 \text{ N/mm}^2$

- Suponemos falla en zona de fluencia ( $\lambda \leq 60$ )

Se deberá cumplir que:  $\sigma \leq \sigma_p \rightarrow 0.78 \text{ N/mm}^2 \leq 27.45 \text{ N/mm}^2 \dots \text{OK!}$

- Plano x-z



Longitud efectiva al pandeo:  $L_p = 0.5 \cdot L = 450 \text{ mm}$

Radio de giro:  $i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \frac{t_b}{2 \cdot \sqrt{3}} = 11.6 \text{ mm}$

Grado de esbeltez:  $\lambda_y = \frac{L_p}{i_y} = 38.8$

$$FS = \begin{cases} 2 + 0,172 \lambda - 9,2 \cdot 10^{-4} \lambda^2 & \text{si } 0 \leq \lambda \leq 100 \\ 10 & \text{si } \lambda > 100 \end{cases}$$

Factor de seguridad: FS=7.3

Esfuerzo admisible al pandeo:  $\sigma_p = \frac{\sigma_F}{FS} = 36.8 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo actuante de compresión:  $\sigma = \frac{F_B}{t_b \cdot b_b} = 0.78 \text{ N/mm}^2$

- Suponemos falla en zona de fluencia ( $\lambda \leq 60$ )

Se deberá cumplir que:  $\sigma \leq \sigma_p \rightarrow 0.78 \text{ N/mm}^2 \leq 36.8 \text{ N/mm}^2 \dots \text{OK!}$

### Verificación a la fluencia

Para la verificación por fluencia se realiza en la sección crítica que es la sección con menor área ubicada en la unión de la biela con el pasador plancha-biela.

Área crítica:  $A_{\text{critica}} = (b_b - \sigma_{\text{max}}) \cdot t_b = 720 \text{ mm}^2$

Esfuerzo de compresión actuante:  $\sigma_c = \frac{F_B}{A_{critica}} = 1.74 \text{ N/mm}^2$

Factor de seguridad a la fluencia:  $FS_{fluencia} = \frac{\sigma_F}{\sigma_c} = 154.6 \dots OK!$

### Verificación a la fatiga

La verificación a la fatiga se realiza según el diagrama de Smith, se considera que trabaja con cargas pulsantes porque en algunos lapsos de tiempo se encuentra trabajando a compresión.

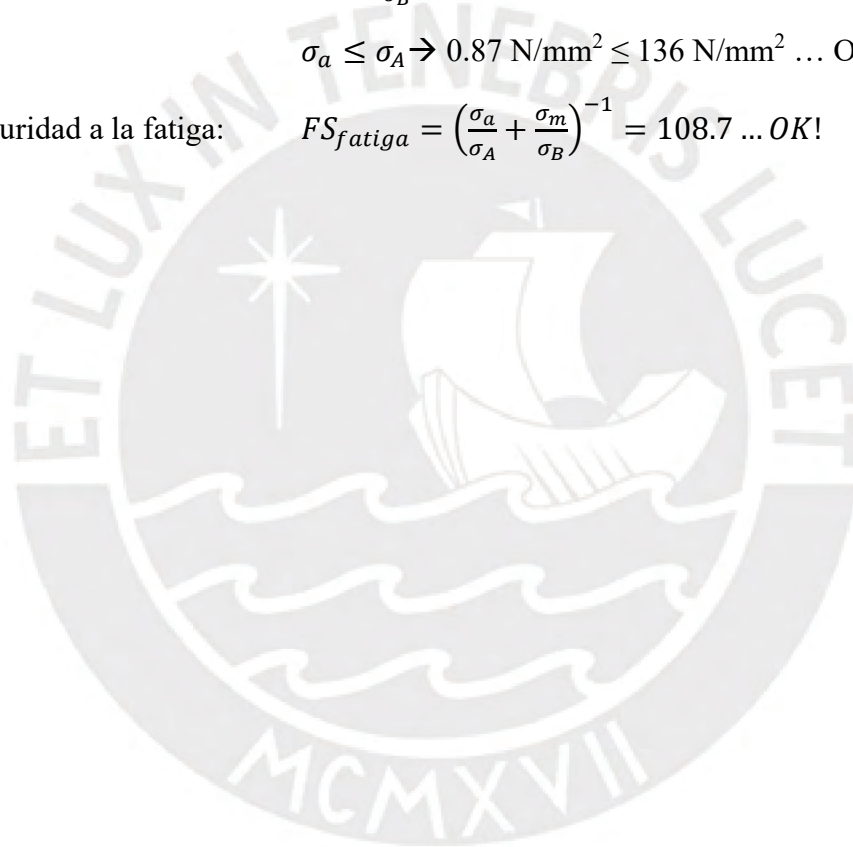
Esfuerzo alternante:  $\sigma_a = \frac{\sigma_c}{2} = 0.87 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo medio:  $\sigma_m = \frac{\sigma_c}{2} = 0.87 \text{ N/mm}^2$

Amplitud máxima para  $\sigma_a$ :  $\sigma_A = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_B} * (\sigma_B - \sigma_m) = 136 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_a \leq \sigma_A \rightarrow 0.87 \text{ N/mm}^2 \leq 136 \text{ N/mm}^2 \dots OK!$$

Factor de seguridad a la fatiga:  $FS_{fatiga} = \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_A} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^{-1} = 108.7 \dots OK!$

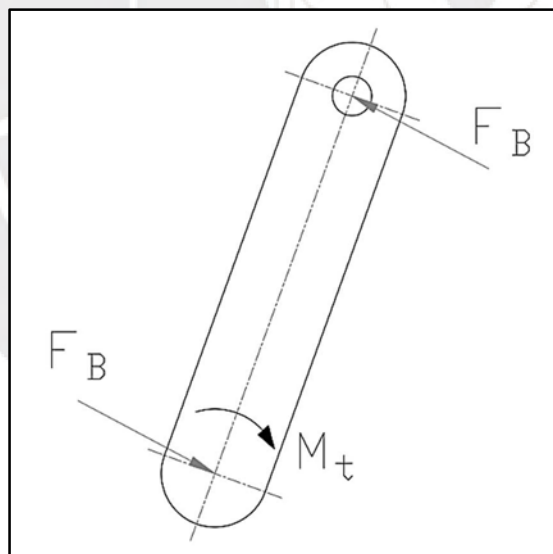


## Anexo 7

### CÁLCULO DE LA MANIVELA

Los parámetros iniciales para realizar el cálculo son los siguientes:

- Material del elemento: Ck45
- Esfuerzo máximo a la tracción:  $\sigma_B = 800 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo a la fluencia:  $\sigma_F = 390 \text{ N/mm}^2$
- Esfuerzo alternante:  $\sigma_{Alt} = 0.44 * \sigma_B = 352 \text{ N/mm}^2$
- Fuerza de reacción:  $F_b = 626 \text{ N}$
- Momento torsor:  $M_t = 140550 \text{ N.mm}^2$
- Longitud de la manivela:  $L = 225 \text{ mm}$
- Fuerza que genera el  $M_t$ :  $F_C = M_t/L = 624.7 \text{ N}$
- Fuerza axial:  $F_a = (F_b^2 - F_C^2)^{1/2} = 40.3 \text{ N}$
- Espesor de la manivela:  $t_m = 19 \text{ mm}$
- Ancho de la manivela:  $b_m = 45 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero máximo:  $\phi_{max} = 18 \text{ mm}$



#### Verificación a la fluencia

Para la verificación por fluencia se realiza en la sección crítica que es la sección con menor área ubicada. Esta sección se encuentra sometida al momento flector y a la fuerza axial.

Inercia: 
$$I = \frac{1}{12} * t_m * (b_m^3 - \phi_{max}^3) = 135047.25 \text{ mm}^4$$

Área crítica: 
$$A_{critica} = (b_m - \phi_{max}) * t_m = 513 \text{ mm}^2$$

Posición punto crítico:  $z=-22.5 \text{ mm}$

Esfuerzo compresión por flexión:  $\sigma_{fc} = \frac{M_t * |z|}{I} = 23.4 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo compresión por f.axial:  $\sigma_{ac} = \frac{F_a}{A_{critica}} = 0.1 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo de compresión total:  $\sigma_c = \sigma_{fc} + \sigma_{ac} = 23.5 \text{ N/mm}^2$

Factor de seguridad a la fluencia:  $FS_{fluencia} = \frac{\sigma_F}{\sigma_c} = 16.6 \dots OK!$

### Verificación a la fatiga

La verificación a la fatiga se realiza según el diagrama de Smith, se considera que trabaja con cargas pulsantes.

Esfuerzo alternante;  $\sigma_a = \frac{\sigma_c}{2} = 11.75 \text{ N/mm}^2$

Esfuerzo medio:  $\sigma_m = \frac{\sigma_c}{2} = 11.75 \text{ N/mm}^2$

Amplitud máxima para  $\sigma_a$ :  $\sigma_A = \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_B} * (\sigma_B - \sigma_m) = 346.8 \text{ N/mm}^2$

$\sigma_a \leq \sigma_A \rightarrow 11.75 \text{ N/mm}^2 \leq 346.8 \text{ N/mm}^2 \dots OK!$

Factor de seguridad a la fatiga:  $FS_{fatiga} = \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_A} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^{-1} = 20.6 \dots OK!$

## Anexo 8

### ANÁLISIS ESTÁTICO DEL MECANISMO COMPRESOR

La verificación del mecanismo compresor se realizó en el software Inventor. Las condiciones de funcionamiento están dadas en las secciones anteriores.

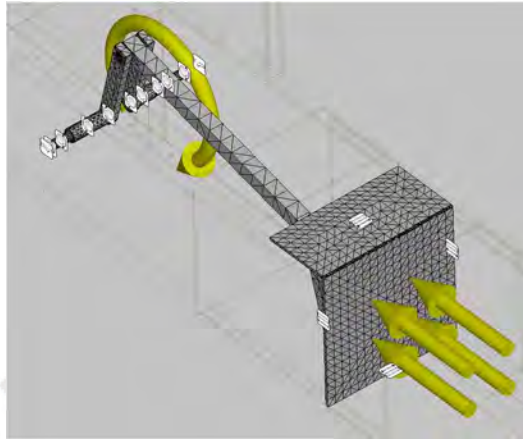


Figura. Trazado de malla

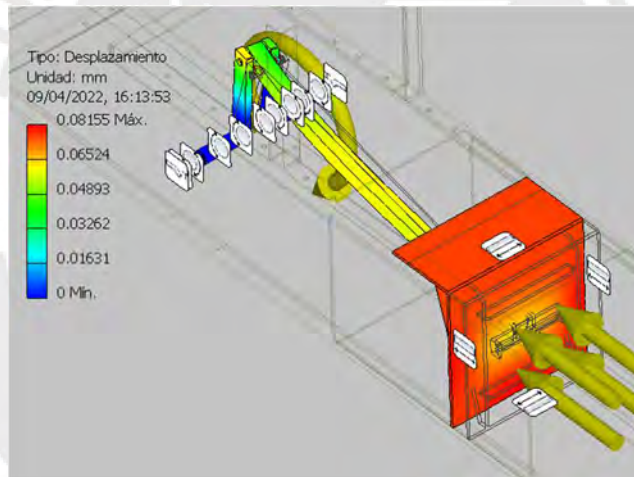


Figura. Desplazamiento del mecanismo compactador

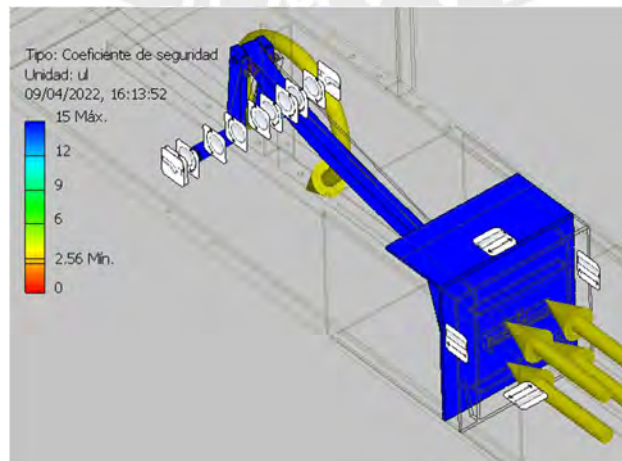


Figura. Coeficiente de seguridad del mecanismo compactador

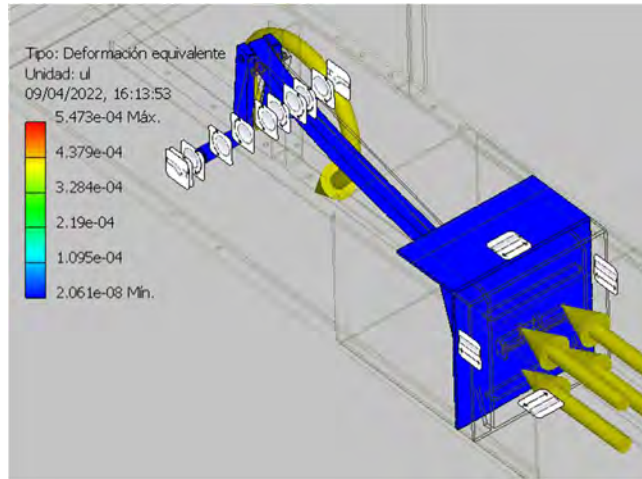


Figura. Deformación equivalente

Obtenemos los siguientes resultados:

Nombre	Mínimo	Máximo
Desplazamiento	0 mm	0.0815492 mm
Coefficiente de seguridad	2.55948 su	15 su
Deformación equivalente	0.0000000206143 su	0.000547345 su
Primera deformación principal	-0.000011633 su	0.000461371 su
Tercera deformación principal	-0.000486319 su	0.00000530206 su
Deformación XX	-0.000119177 su	0.000112596 su
Deformación XY	-0.000356808 su	0.000360025 su
Deformación XZ	-0.000350197 su	0.00028844 su
Deformación YY	-0.000285704 su	0.000207167 su
Deformación YZ	-0.000166899 su	0.000229123 su
Deformación ZZ	-0.000223295 su	0.00028438 su

## Anexo 9

### SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Verificamos el rodamiento SKF 16002 para el diámetro de 15 mm ubicados en el árbol A y B:

- Velocidad de giro del árbol:  $n=65$  rpm
- Fuerza actuante sobre el apoyo E:  
 $R_{Ex} = 833.3$  N  
 $R_{Ey} = 405.7$  N
- Fuerza resultante radial:  $F_r=926.8$  N
- Fuerza axial sobre el apoyo:  $F_a=0$  N
- Aceite a emplear: SAE 40 (ISO 150)
- Contaminación: Ligera
- Fiabilidad: 90%

Tipo de rodamiento		Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
Designación		Diámetro interior $d$ (mm)	Diámetro exterior $D$ (mm)	Ancho $B$ (mm)	Dinámica $C$ (kN)	Estática $C_0$ (kN)	Carga límite de fatiga $P_0$ (kN)	Limite $n_{lim}$ (r/min)	Catalogue
16002	Rodamiento rígido de bolas	15	32	8	5.85	2.85	0.12	32000	

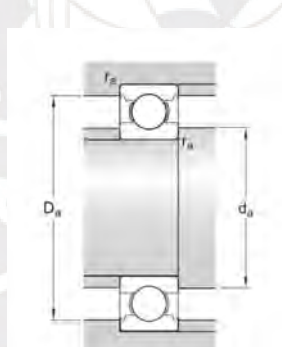
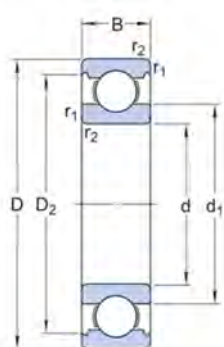


Figura. Propiedades del rodamiento 16002

### Cálculo a carga dinámica

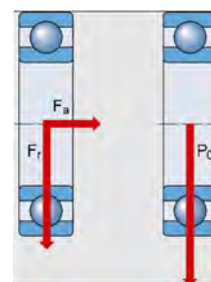
$$P = F_r \quad \text{Si } F_a/F_r \leq e$$

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{Si } F_a/F_r > e$$

Los factores X, Y y e dependen de la relación  $f_0 F_a/C_0$ . Donde:

P: carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

$F_r$ : carga radial real del rodamiento (kN)



F<sub>a</sub>: carga axial real del rodamiento (kN)

X: factor de carga radial del rodamiento

Y: factor de carga axial del rodamiento

Entonces:

- Relación fuerza axial/fuerza radial:  $F_a/F_r=0$
- Carga dinámica equivalente:  $P_d=F_r=0.93 \text{ kN}$

### Cálculo a carga estática

$$P_0=0.6 F_r+0.5 F_a \quad \text{si } P_0 \geq F_r$$

$$P_0=F_r \quad \text{si } P_0 < F_r$$

$$S_0=C_0/P_0$$

Entonces:

- Carga estática equivalente:  $P_0=F_r=0.93 \text{ kN}$

Observamos que tanto la carga dinámica como la estática tiene el mismo valor, por ello el cálculo será el mismo para hallar la vida del rodamiento. Para hallar la duración o vida del rodamiento tenemos un 90% de confiabilidad y tomamos  $p=3$ , ya que se trata de un rodamiento rígido de bolas.

Vida nominal del rodamiento:  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 249$  (Millones de revoluciones)

Para las condiciones de diseño, hallamos la duración del rodamiento:

**Tabla 2. Factor de ajuste a<sub>1</sub> para una mayor fiabilidad**

Tabla 2: Valores del factor de ajuste de la vida útil a <sub>1</sub>			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo η %	SKF vida nominal L <sub>nm</sub>	Factor a <sub>1</sub>
90	10	L <sub>10m</sub>	1
95	5	L <sub>5m</sub>	0,62
96	4	L <sub>4m</sub>	0,53
97	3	L <sub>3m</sub>	0,44
98	2	L <sub>2m</sub>	0,33
99	1	L <sub>1m</sub>	0,21

<sup>1)</sup> El factor η representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y 100%.

De la tabla 2 para un 90% de confiabilidad el factor a<sub>1</sub>=1.

Tabla 4. Factor  $\eta_c$  para el grado de contaminación del aceite

Condición	Factor $\eta_c$ <sup>1)</sup>	
	Diámetro medio del rodamiento	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$
<b>Limpieza extrema</b>	1	1
Tamaño de las partículas del orden del Condiciones de laboratorio		
<b>Gran limpieza</b>	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Aceite filtrado a través de un filtro Condiciones típicas de los rodamientos		
<b>Limpieza normal</b>	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos placas de protección		
<b>Contaminación ligera</b>	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación ligera del lubricante		
<b>Contaminación típica</b>	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Condiciones típicas de los rodamientos sin filtrado grueso, partículas de desgaste y		
<b>Contaminación alta</b>	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación		
<b>Contaminación muy alta</b>	0	0
(bajo valores de contaminación extremos,		

<sup>1)</sup> La escala para  $\eta_c$  se refiere sólo a contaminantes sólidos típicos. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no está incluida. En caso de contaminación muy alta ( $\eta_c = 0$ ), el fallo estará causado por el desgaste, y la vida útil del rodamiento puede ser menor que la vida nominal.

De la tabla 4 tenemos que el grado de contaminación es  $n_c=0.4$

Entonces:  $\frac{n_c * P_u}{P} = 0.05$

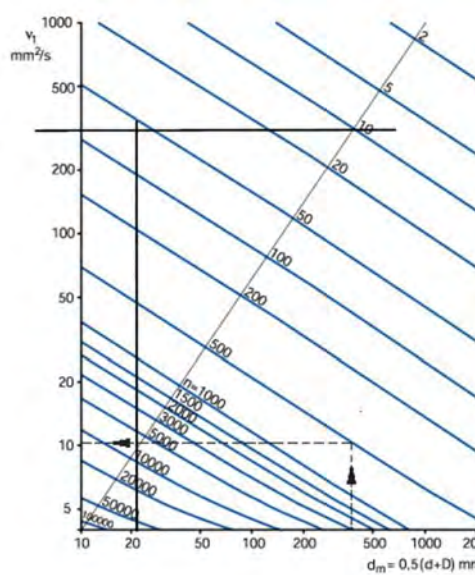
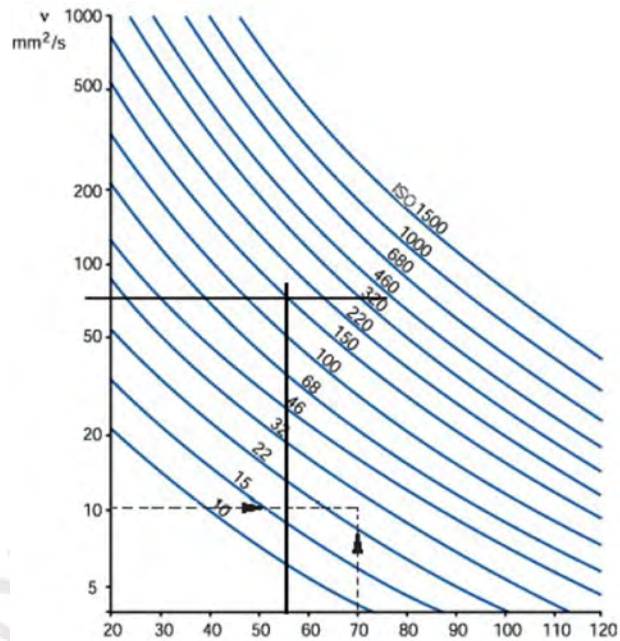


Diagrama 5.  
Viscosidad requerida  $v_1$

Teniendo como datos el diámetro medio ( $d_m=23.5$  mm) y la velocidad de giro del árbol ( $n=65$  rpm), obtenemos el valor de la viscosidad cinemática nominal  $v_1=350$  mm<sup>2</sup>/s



Teniendo como datos la temperatura de trabajo ( $T=55$  °C) y el aceite (ISO 150), obtenemos el valor de la viscosidad cinemática nominal  $v=75$  mm<sup>2</sup>/s

Entonces:  $k = \frac{v}{v_1} = 0.2$

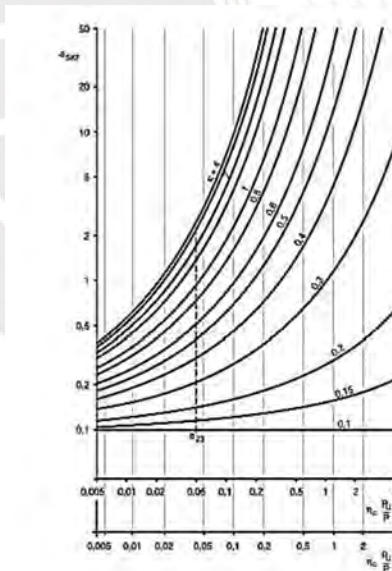


Diagrama 1.  
Rodamientos radiales de bolas

$a_{skf}=0.15$

Vida real del rodamiento:  $L_{10m}=a_{skf} \cdot a_1 \cdot L_{10}=37.35$  (Millones de revoluciones)

Vida real del rodamiento en revoluciones:  $VR=37.35 \cdot 10^6$  rev

Vida real del rodamiento en horas:  $VR_h=62250$  h

**Tabla 5. Vida nominal requerida. Guía de valores**

Clase de máquinas	Duración o vida
	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3.000 ... 8.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 ... 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10.000 ... 25.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas	20.000 ... 30.000

En la tabla 5 vemos que la duración o vida de este rodamiento se debe encontrar entre 20 mil y 30 mil horas de funcionamiento; por lo tanto, se verifica que el rodamiento 16002 trabaja de forma confiable.

Verificamos el rodamiento SKF 16005, para el diámetro de 25 mm ubicado en el árbol C.

- Velocidad de giro del árbol:  $n=10$  rpm
- Fuerza actuante sobre el apoyo L:  $R_{Ex} = 434.9$  N  
 $R_{Ey} = 127.1$  N
- Fuerza resultante radial:  $F_r=453$  N
- Fuerza axial sobre el apoyo:  $F_a=0$  N
- Aceite a emplear: SAE 40 (ISO 150)
- Contaminación: Ligera
- Fiabilidad: 90%

Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Clasificaciones de velocidad	
		Diámetro interior d (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Ancho B (mm)	Dinámica C (kN)	Estática C <sub>0</sub> (kN)	Carga límite de fatiga P <sub>a</sub> (kN)	Limitante n <sub>lim</sub> (rpm)	Catalogue
16005	Rodamiento rígido de bolas	25	47	8	8.06	4.75	0.212	20000	<a href="#">Open in catalogue</a>

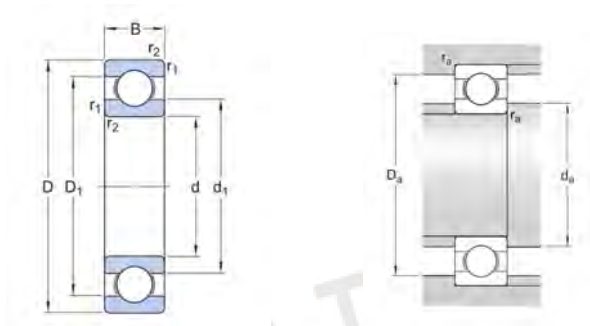


Figura. Propiedades del rodamiento 16005

Fuente: SKF

### Cálculo a carga dinámica

$$P = F_r \quad \text{Si } F_a/F_r \leq e$$

$$P = X F_r + Y F_a \quad \text{Si } F_a/F_r > e$$

Los factores X, Y y e dependen de la relación  $f_0 F_a/C_0$ . Donde:

P: carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

F<sub>r</sub>: carga radial real del rodamiento (kN)

F<sub>a</sub>: carga axial real del rodamiento (kN)

X: factor de carga radial del rodamiento

Y: factor de carga axial del rodamiento

Entonces:

- Relación fuerza axial/fuerza radial:  $F_a/F_r = 0$
- Carga dinámica equivalente:  $P_d = F_r = 0.45 \text{ kN}$

### Cálculo a carga estática

$$P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad \text{si } P_0 \geq F_r$$

$$P_0 = F_r \quad \text{si } P_0 < F_r$$

$$S_0 = C_0/P_0$$

Entonces:

- Carga estática equivalente:  $P_0=F_r=0.45 \text{ kN}$

Observamos que tanto la carga dinámica como la estática tiene el mismo valor, por ello el cálculo será el mismo para hallar la vida del rodamiento. Para hallar la duración o vida del rodamiento tenemos un 90% de confiabilidad y tomamos  $p=3$ , ya que se trata de un rodamiento rígido de bolas. Para hallar la vida del rodamiento SK 16005 se realiza de forma análoga al rodamiento SKF 16002.

Vida nominal del rodamiento:  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 5.75 \cdot 10^3$  (Millones de revoluciones)

De la tabla 2 para un 90% de confiabilidad el factor  $a_1=1$ .

De la tabla 4 tenemos que el grado de contaminación es  $n_c=0.4$

Entonces:  $\frac{n_c \cdot P_u}{P} = 0.18$

Teniendo como datos el diámetro medio ( $d_m=36 \text{ mm}$ ) y la velocidad de giro del árbol ( $n=10 \text{ rpm}$ ), obtenemos el valor de la viscosidad cinemática nominal  $v_1=1000 \text{ mm}^2/\text{s}$

Teniendo como datos la temperatura de trabajo ( $T=55 \text{ }^\circ\text{C}$ ) y el aceite (ISO 150), obtenemos el valor de la viscosidad cinemática nominal  $v=75 \text{ mm}^2/\text{s}$

Entonces:  $k = \frac{v}{v_1} = 0.1$

$a_{skf}=0.1$

Vida real del rodamiento:  $L_{10m}=a_{skf} \cdot a_1 \cdot L_{10}=575$  (Millones de revoluciones)

Vida real del rodamiento en revoluciones:  $VR=575 \cdot 10^6 \text{ rev}$

Vida real del rodamiento en horas:  $VR_h=958333.3 \text{ h}$

Finalmente, vemos que la duración o vida de este rodamiento se debe encontrar entre 20 mil y 30 mil horas de funcionamiento; por lo tanto, se verifica que el rodamiento 16005 trabaja de forma confiable.

## Anexo 10

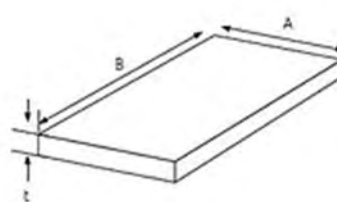
### SELECCIÓN DE PERFILES PARA LA ESTRUCTURA DE LA ENFARDADORA

Los elementos que conforman la estructura son los siguientes:

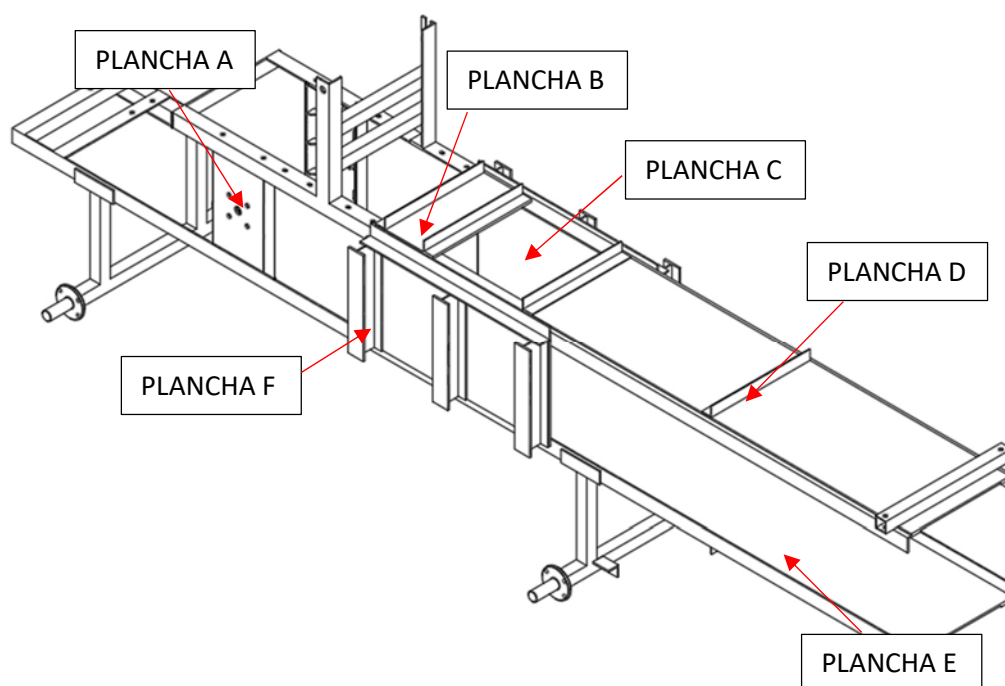
- Plancha

Norma	Límite de Fluencia	Resistencia a la tracción	Elongación mín (2')
	Mpa	Mpa	%
ASTM A36	248	400 - 550	15

Espesor (mm)	Ancho (mm)	Largo (mm)	Peso teórico
t	A	B	kg
1.80	1200	2400	40.69
2.00	1200	2400	45.22
2.50	1200	2400	56.52
3.00	1200	2400	67.82
4.00	1200	2400	90.43
4.50	1200	2400	101.74
6.00	1200	2400	135.65
8.00	1200	2400	180.86
9.00	1200	2400	203.47
12.00	1200	2400	271.30
16.00	1200	2400	361.73
19.00	1200	2400	429.55
25.00	1200	2400	565.20
38.00	1200	2400	859.10
45.00	1200	2400	1017.36
50.00	1200	2400	1130.40



Fuente:Yohersa



- Plancha A:

Tenemos dos planchas A que tendrán las dimensiones 290x1354x6 mm, tendremos un peso teórico de 18.5 kg.

- Plancha B:

La plancha B tendrá las dimensiones 350x225x8 mm, tendremos un peso teórico de 4.95 kg.

- Plancha C:

La plancha C tendrá las dimensiones 270x549x4 mm y 372x320x4 mm, tendremos un peso teórico total de 8.4 kg.

- Plancha D:

La plancha D tendrá las dimensiones 516x1520x8 mm, tendremos un peso teórico de 49.25 kg.

- Plancha E:

La plancha E tendrá las dimensiones 516x2098x8 mm, tendremos un peso teórico de 67.98 kg.

- Plancha F:

La plancha F tendrá las dimensiones 492x700x8 mm, tendremos un peso teórico de 21.63 kg.

- Tubos cuadrados

#### PROPIEDADES MECÁNICAS (ASTM A500/A500M GRADOS A y B)

SECCIÓN	NORMA TÉCNICA		GRADO	LÍMITE DE FLUENCIA (MPa)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (MPa)	ELONGACIÓN MÍNIMO
	DEL TUBO	DEL ACERO				
REDONDO	ASTM A 500/A500M	ASTM A 500 GRADO A	A	228	310	25
		ASTM A1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25
CUADRADO	ASTM A 500/A 500M	ASTM A500 GRADO A	A	269	310	25
		ASTM A1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25
RECTÁNGULO	ASTM A 500/A500M	ASTM A500 GRADO A	B	269	310	25
		ASTM A1011 CS TIPO B		-	□ 290	□ 25

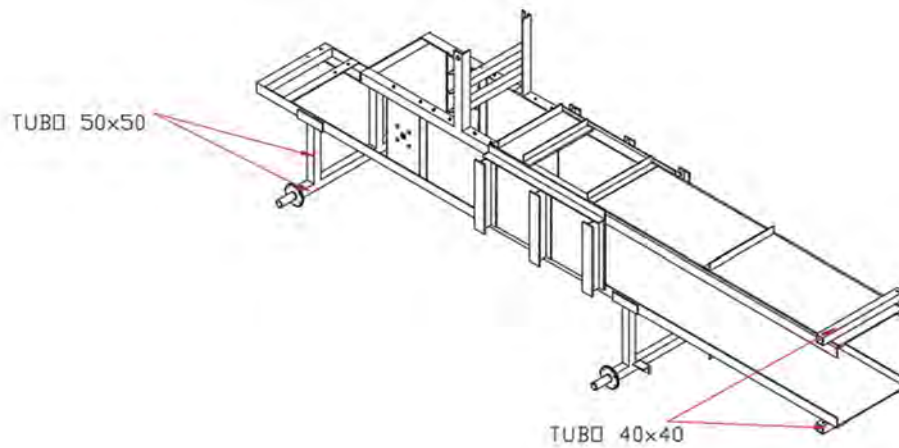
( □ ) Dimensiones y Tolerancias.

#### SISTEMA MÉTRICO:

DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)											
	1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0	8.0	10.0	12.0
25 mm	1.12	1.33	1.47		1.81							
30 mm		1.62	1.79									
38 mm		2.07	2.28		2.82	2.26						
40 mm		2.18	2.41		2.99	3.55						
50 mm		2.75	3.04		3.77	4.49		6.57	8.53			
75 mm			4.61		5.73	6.84	9.03	10.10	13.24			
80 mm			4.93		6.13	7.31	9.65	10.81				
100 mm			6.18		7.70	9.20	12.17	13.63	17.95			
125 mm						11.55		17.16	22.66			
150 mm						13.91		20.70	27.37	36.10	44.64	
200 mm						18.62		27.76	36.79	48.66	60.34	
250 mm								34.83	46.21	61.22	76.04	
300 mm										73.79	91.74	109.49
400 mm											123.14	147.18

■ Negro y Galvanizado.

Fuente: Aceros Arequipa



- Tubo 40x40:

El tubo tendrá la longitud 982 mm, tendremos un peso teórico de 3.50 kg.

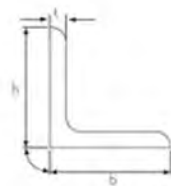
- Tubo 50x50:

El tubo tendrá la longitud 1200 mm, tendremos un peso teórico de 7.88 kg.

- Perfiles estructurales

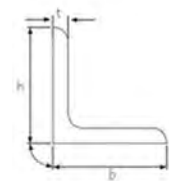
Sistema métrico | ASTM A572 G50 | Lados Iguales

Espesor	Base	Altura	Peso	
			kg/m	kg/6m
3.0	25	25	1.11	6.64
3.0	30	30	1.34	8.05
6.0	75	75	6.78	40.69



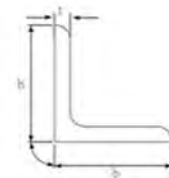
Sistema métrico | ASTM A36 | Lados Desiguales

Espesor	Base	Altura	Peso	
			kg/m	kg/6m
6.00	100.00	50.00	6.79	40.74
8.00	125.00	75.00	12.07	72.42
9.00	125.00	75.00	13.51	81.06
12.00	125.00	75.00	17.73	106.38

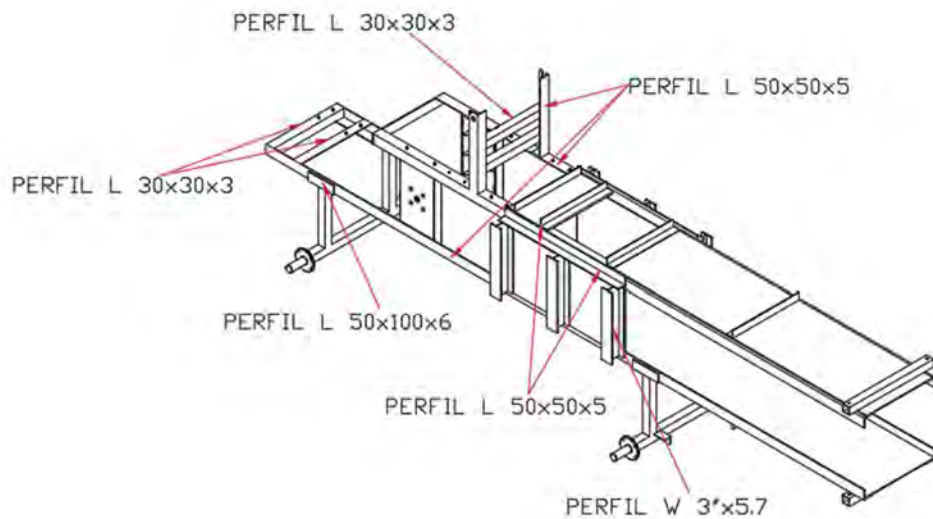


Sistema métrico | JIS G-3101 SS400 | Lados Iguales

Espesor	Base	Altura	Peso	
			kg/m	kg/6m
5.00	50.00	50.00	3.73	22.38
	65.00	65.00	4.91	29.46
6.00	50.00	50.00	4.43	26.58
10.00	100.00	100.00	14.93	89.58



Fuente: Yohersa



- Perfil L 30x30x3:

El perfil estructural tendrá la longitud 1624 mm, tendremos un peso teórico de 13.1 kg.

- Perfil L 50x100x6:

El perfil estructural tendrá la longitud 600 mm, tendremos un peso teórico de 24.44 kg.

- Perfil L 50x50x5:

El perfil estructural tendrá la longitud 19962 mm, tendremos un peso teórico de 446.75 kg.

- Perfil W 3"x5.7:

El perfil estructural tendrá la longitud 2160 mm, tendremos un peso teórico de 18.36 kg.

- Resumen

Descripción	Peso (kg)
Plancha estructural-ASTM A36-e=4 mm	8.4
Plancha estructural-ASTM A36-e=6 mm	18.5
Plancha estructural-ASTM A36-e=8 mm	143.81
Tubo cuadrado estructural-ASTM A500-40x40 mm	3.50
Tubo cuadrado estructural-ASTM A500-50x50 mm	7.88
Perfil estructural L-ASTM A572-30x30x3 mm	13.1
Perfil estructural L-ASTM A36-50x100x6 mm	24.44
Perfil estructural L-JIS G-3101 SS4000-50x50x5 mm	446.754
Perfil estructural W-ASTM A36-3"x5.7	18.36
<b>TOTAL</b>	<b>684.76</b>

Luego de hallar el peso teórico de todos los componentes tendremos el peso total de la estructura base 684.76 kg

## ANÁLISIS DE RIGIDEZ DE LA ESTRUCTURA

La verificación de la estructura se realizó en el software Inventor. Las condiciones de funcionamiento están dadas en las secciones anteriores.

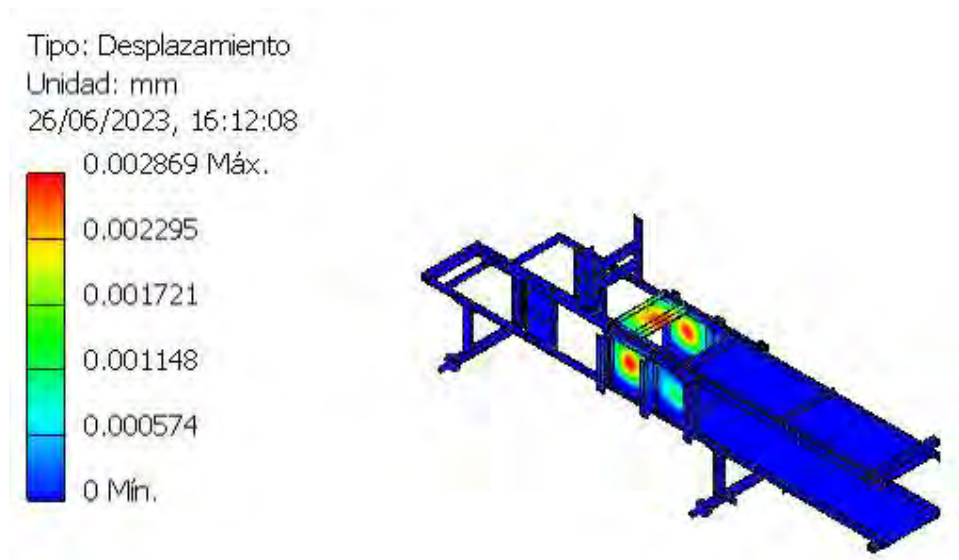


Figura. Desplazamiento de la estructura

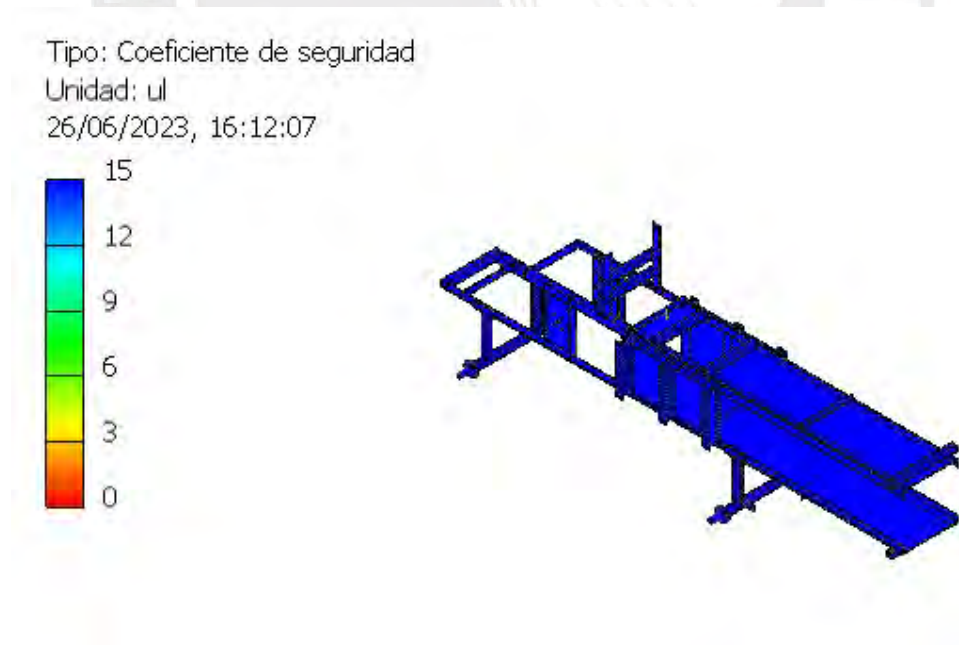


Figura. Coeficiente de seguridad de la estructura

Tipo: Tensión de Von Mises

Unidad: MPa

26/06/2023, 16:11:59

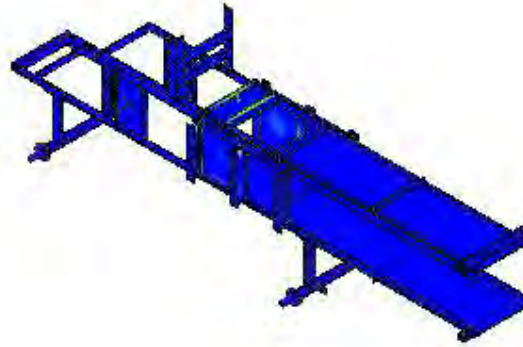
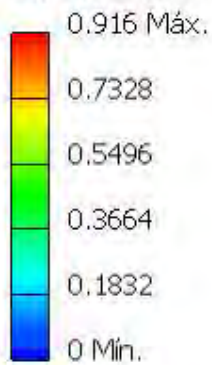
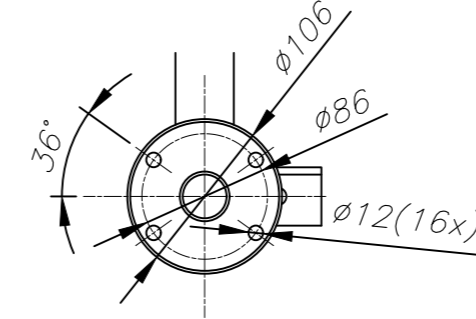
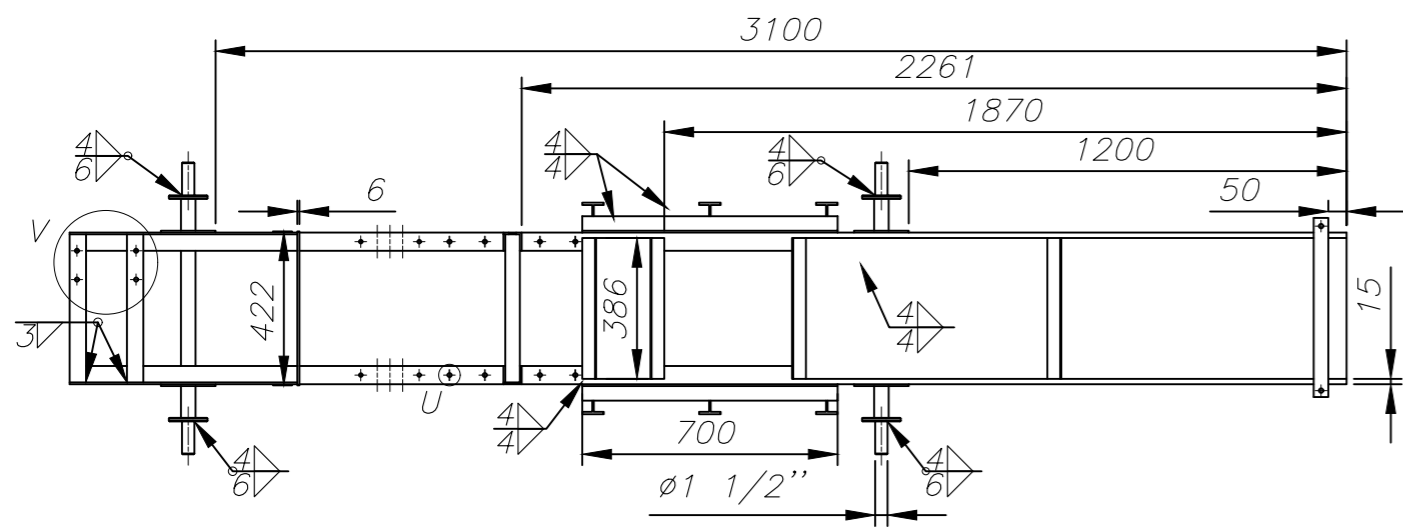


Figura. Tensión de Von Mises

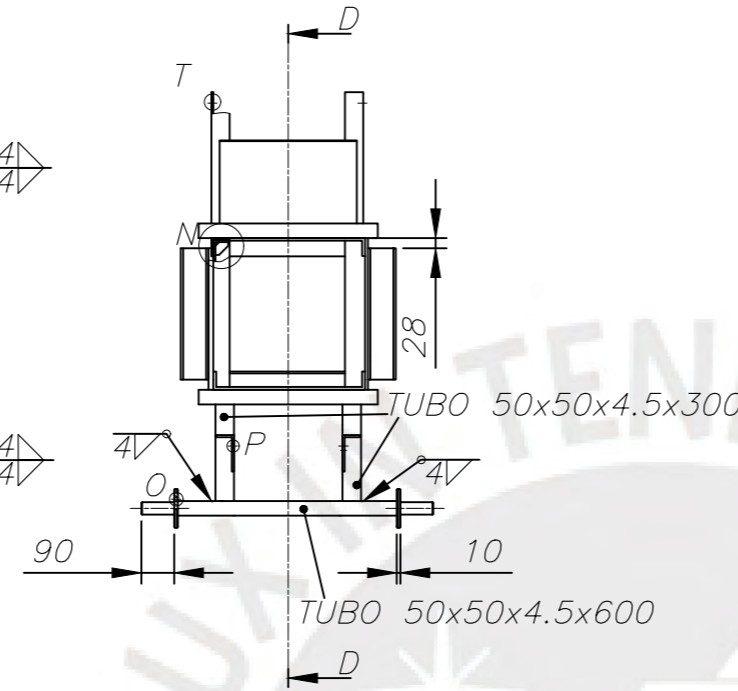
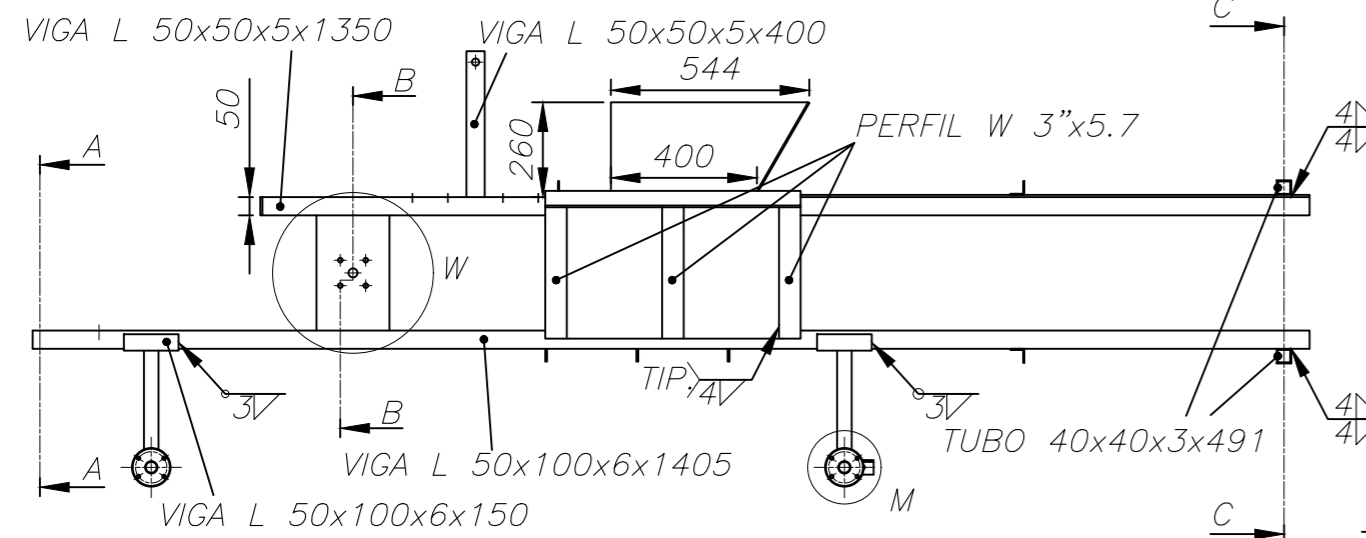
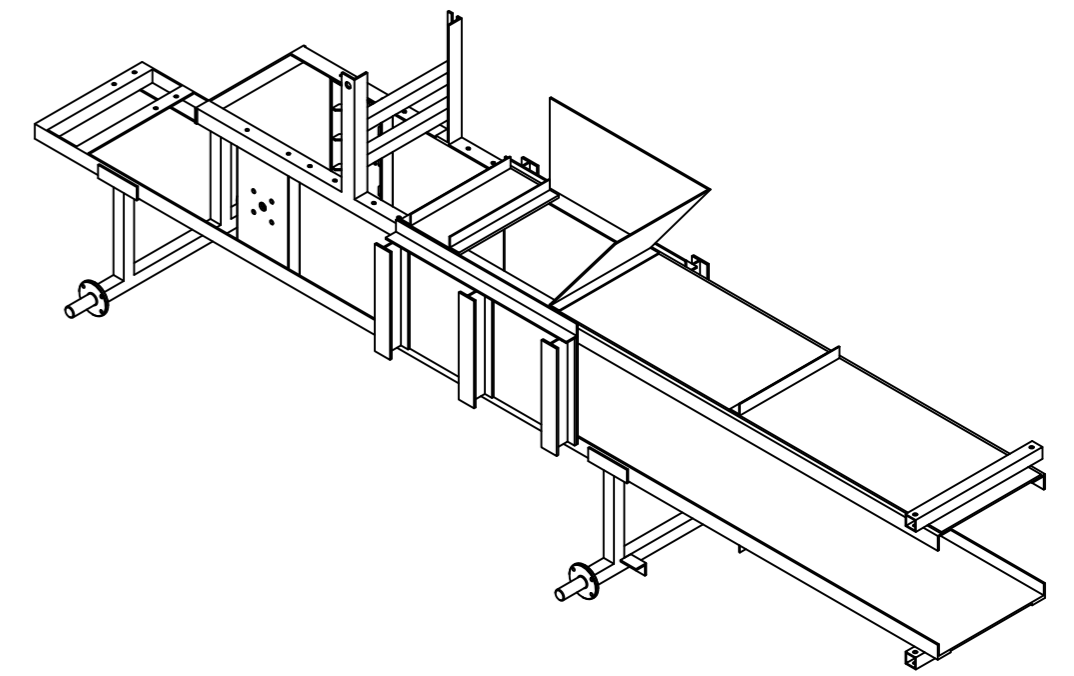
Obtenemos los siguientes resultados:

Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0.0000000570734 MPa	0.915977 MPa
Primera tensión principal	-0.162581 MPa	0.829129 MPa
Tercera tensión principal	-0.916175 MPa	0.177308 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.00286879 mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Deformación equivalente	0.00000000000266954 su	0.00000404186 su
Primera deformación principal	-0.0000000771561 su	0.00000346683 su
Tercera deformación principal	-0.0000045803 su	0.000000217031 su

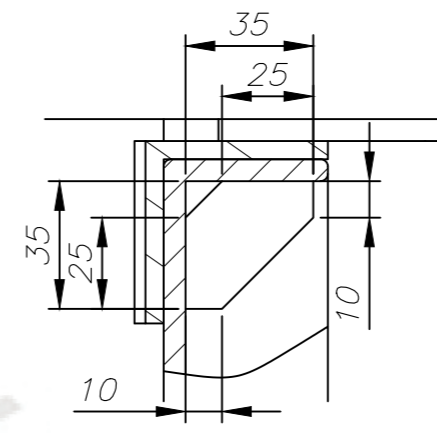




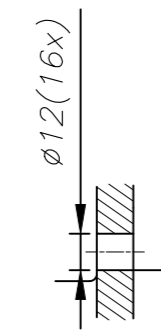
DETALLE M  
ESCALA 1:5



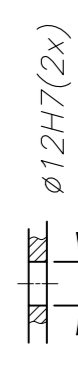
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:10



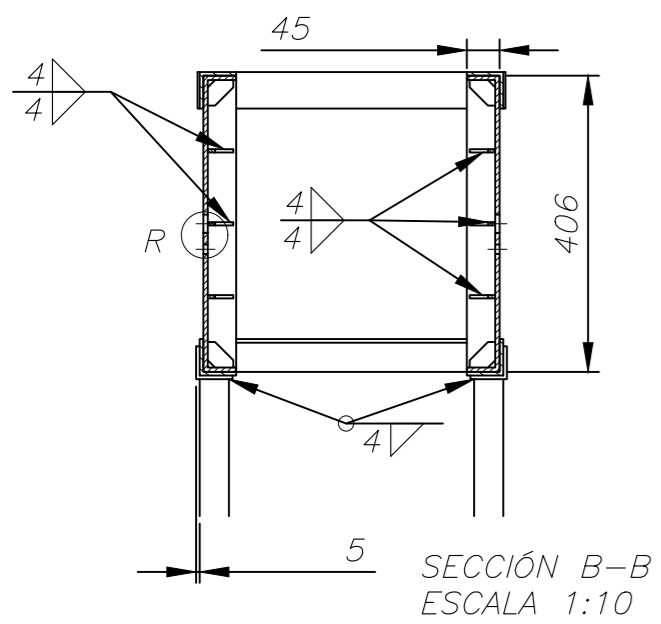
DETALLE N  
ESCALA 1:2



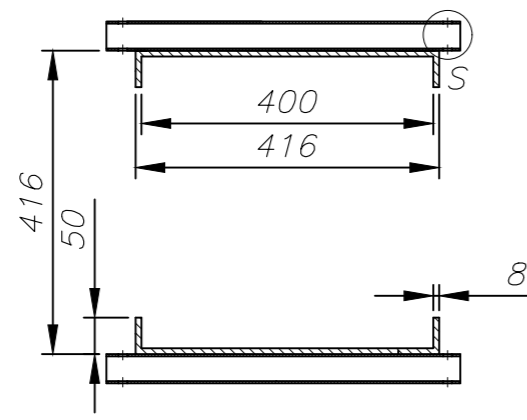
DETALLE O  
ESCALA 1:2



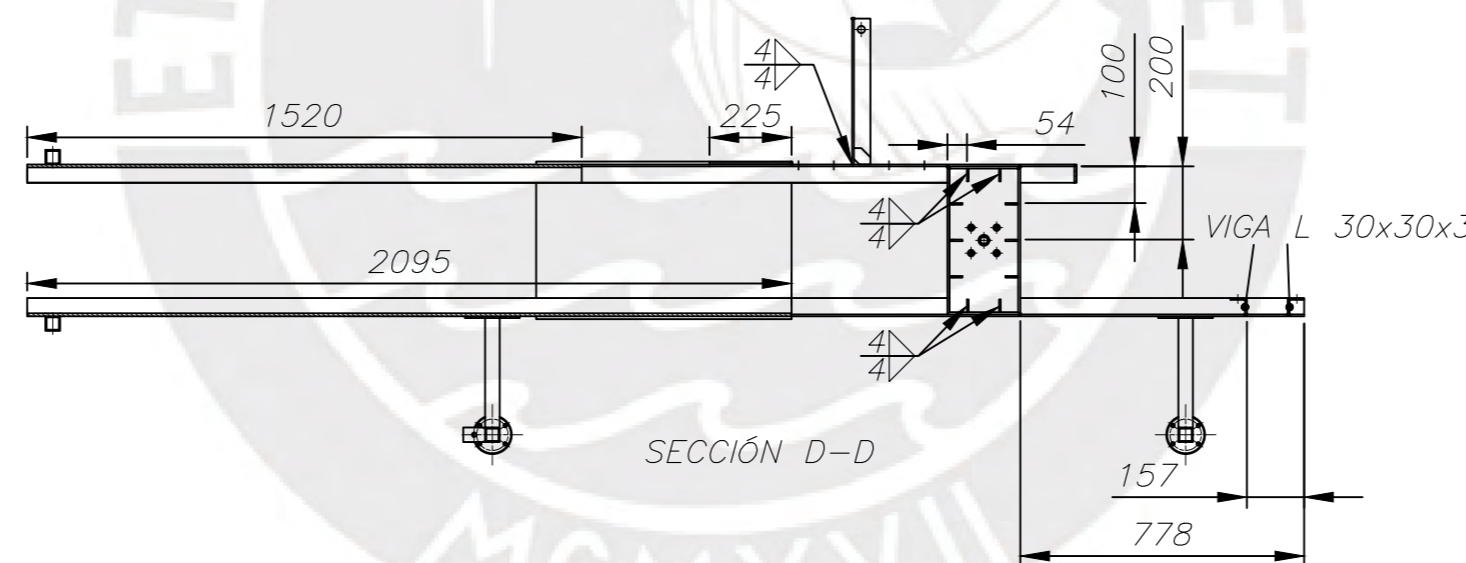
DETALLE P  
ESCALA 1:2



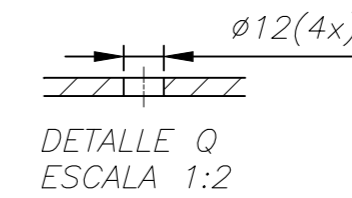
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:10



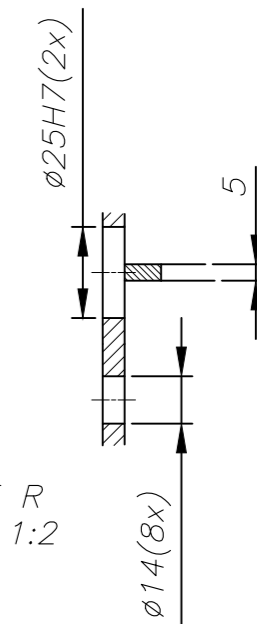
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1:10



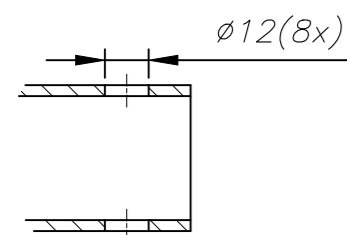
SECCIÓN D-D



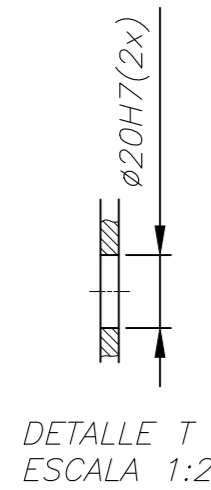
DETALLE Q  
ESCALA 1:2



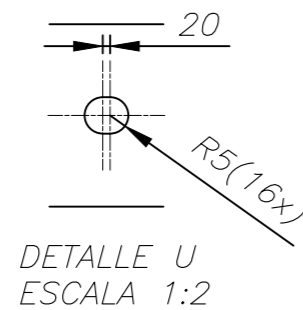
DETALLE R  
ESCALA 1:2



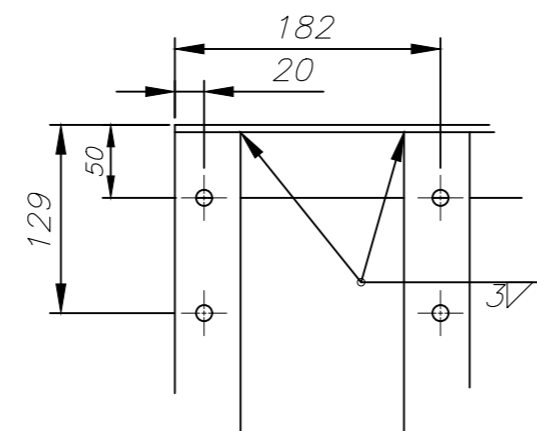
DETALLE S  
ESCALA 1:2



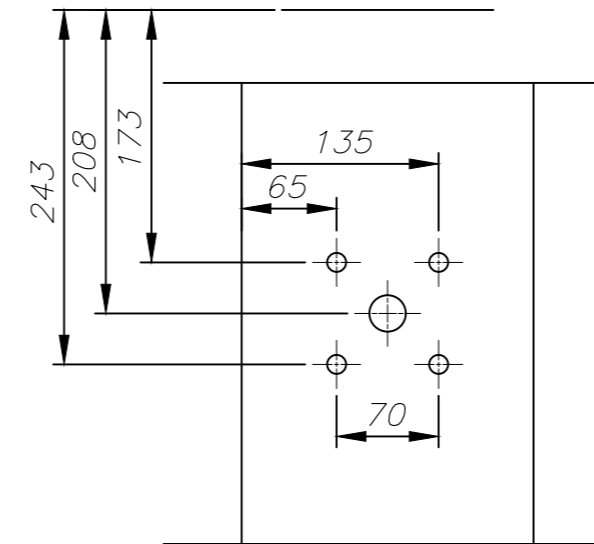
DETALLE T  
ESCALA 1:2



DETALLE U  
ESCALA 1:2



DETALLE V  
ESCALA 1:5



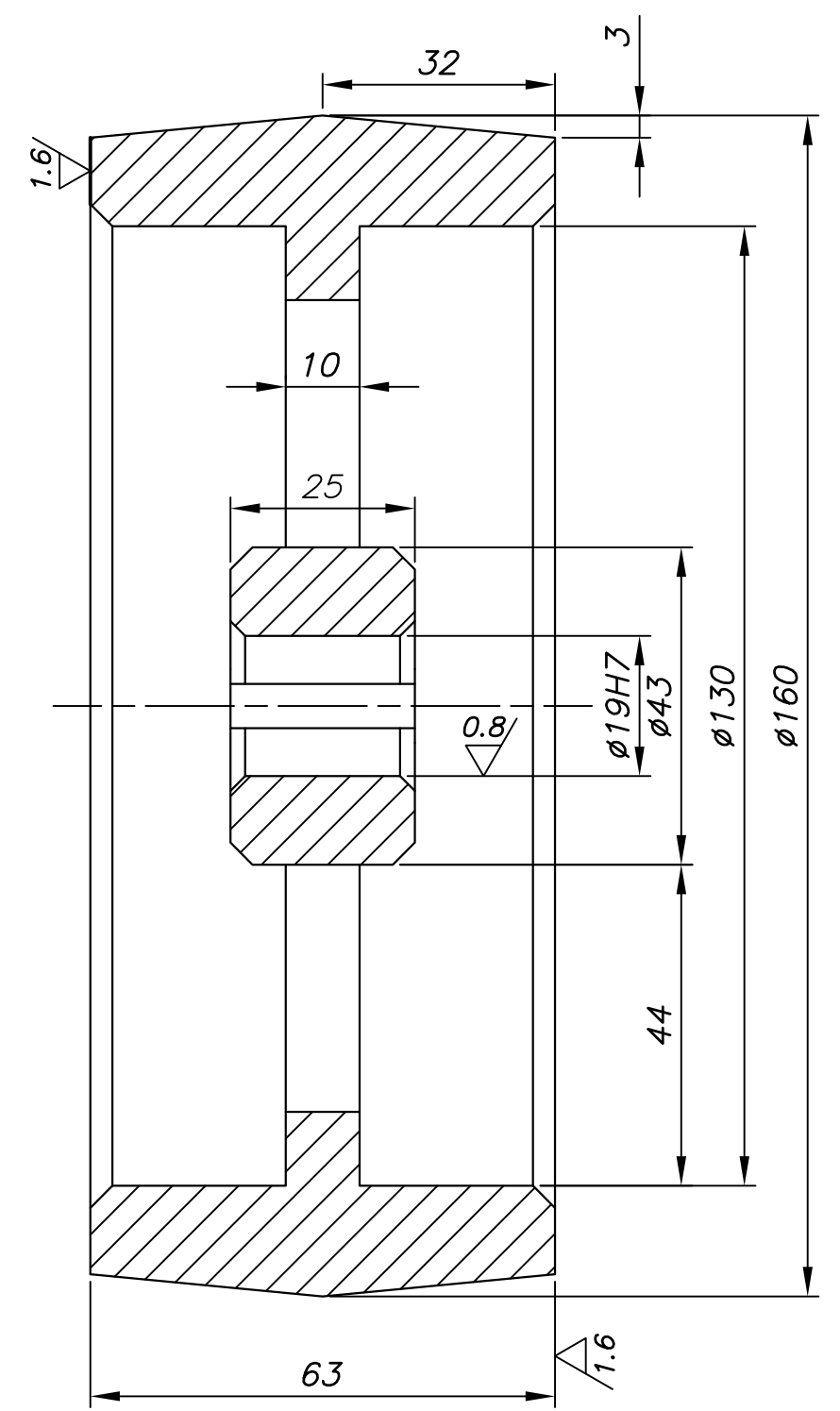
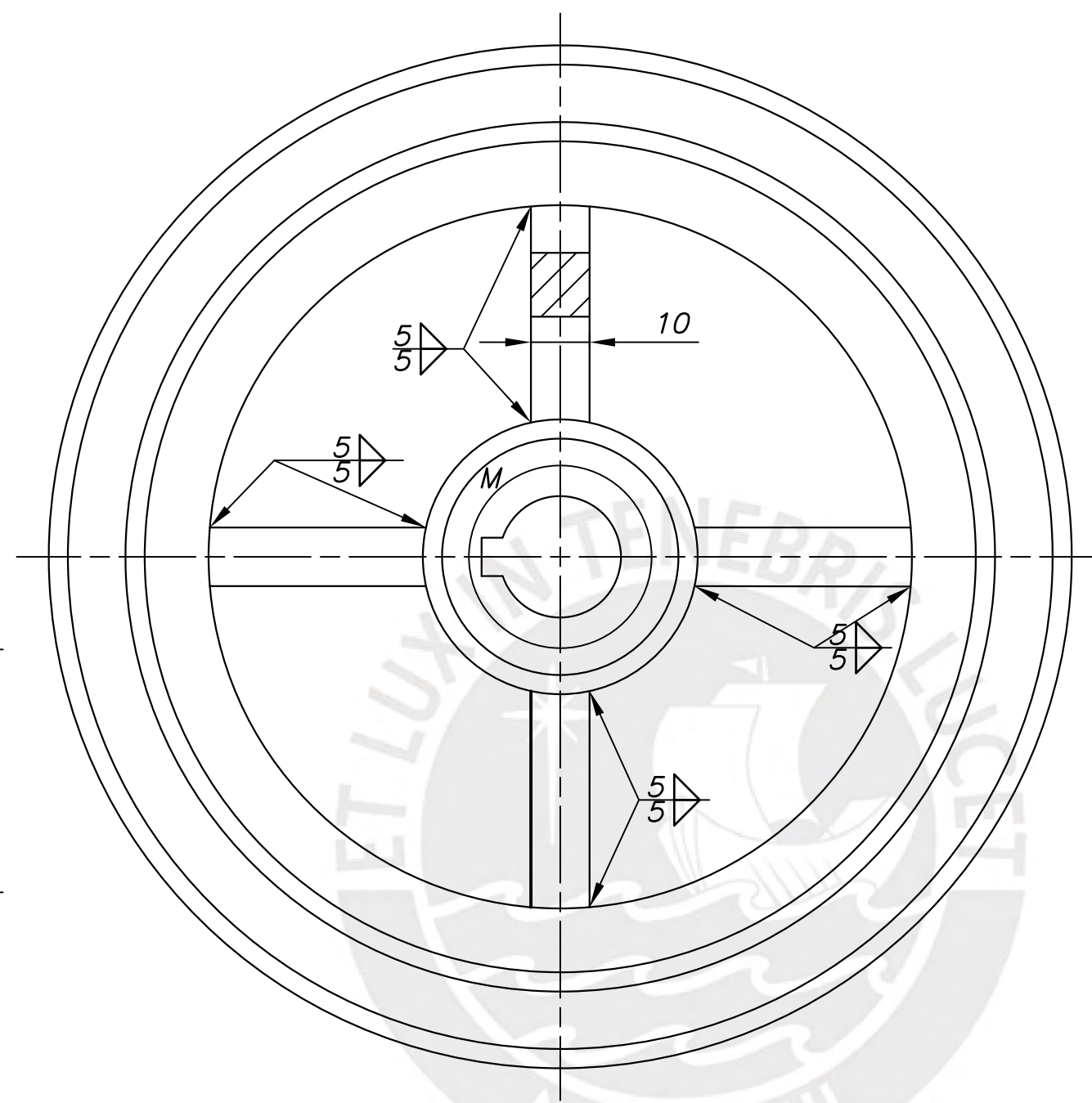
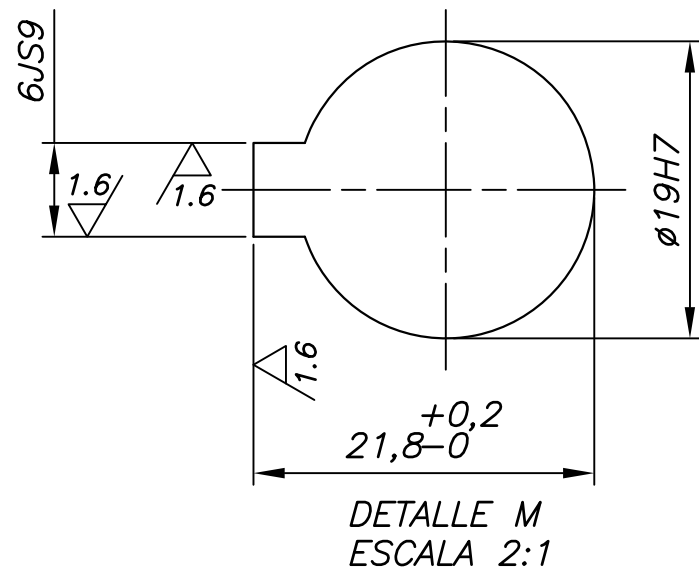
DETALLE W  
ESCALA 1:5

ESPESTORES NO INDICADOS 6  
REDONDEOS NO INDICADOS R5  
CHAFLANES NO INDICADOS 2x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168								
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2

COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
25H7	25,021	25,000
20H7	20,021	20,000
12H7	12,018	12,000

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	DIBUJO MECÁNICO 2 - U209 -	ESCALA
ESTRUCTURA BASE		1:20
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2023.08.12
		LAMINA: A2

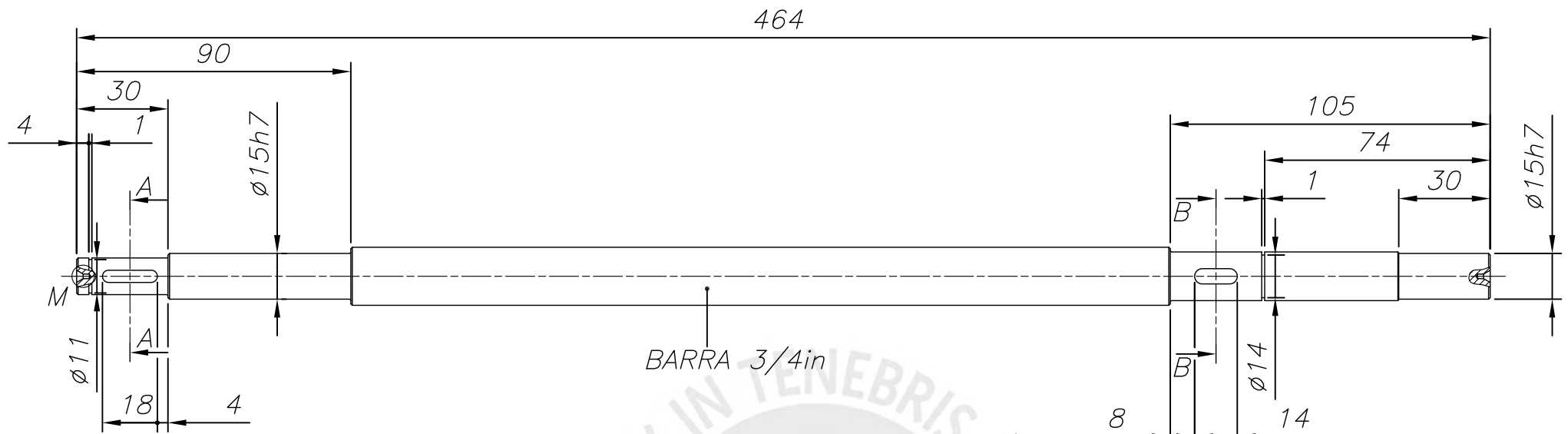


CHAFLANES NO INDICADOS 3x45°

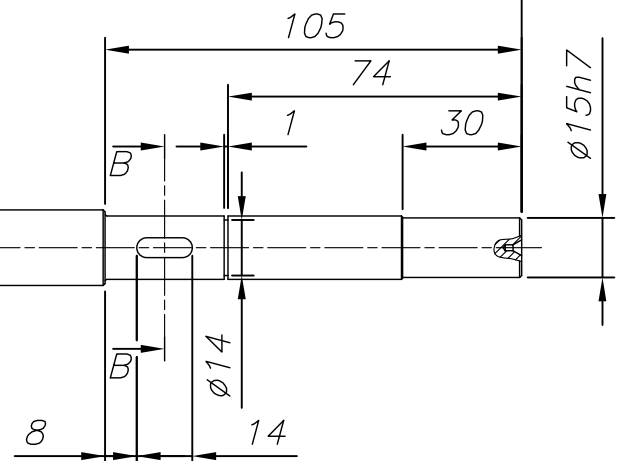
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/ 0,8/) ▽(▽;▽)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	POLEA MOTRIZ	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A3

19H7	19,021	19,000
6JS9	6,015	5,985
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

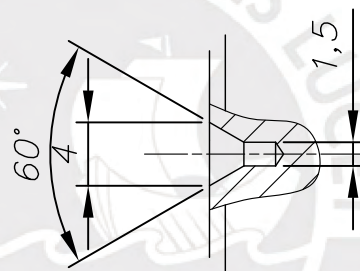
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8



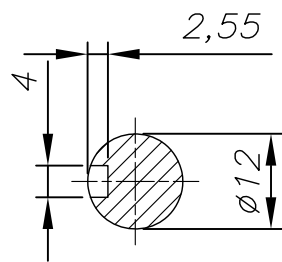
BARRA 3/4in



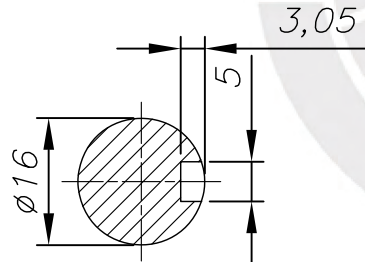
CHAFLANES NO INDICADOS 1X45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R0.5



DETALLE M  
ESCALA 2:1



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:1

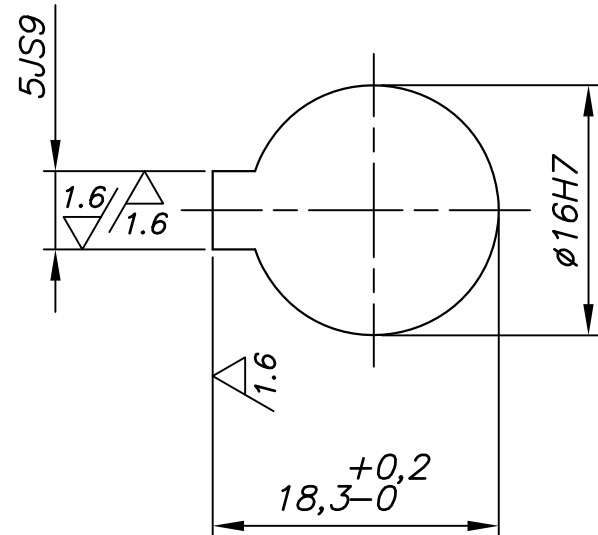


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:1

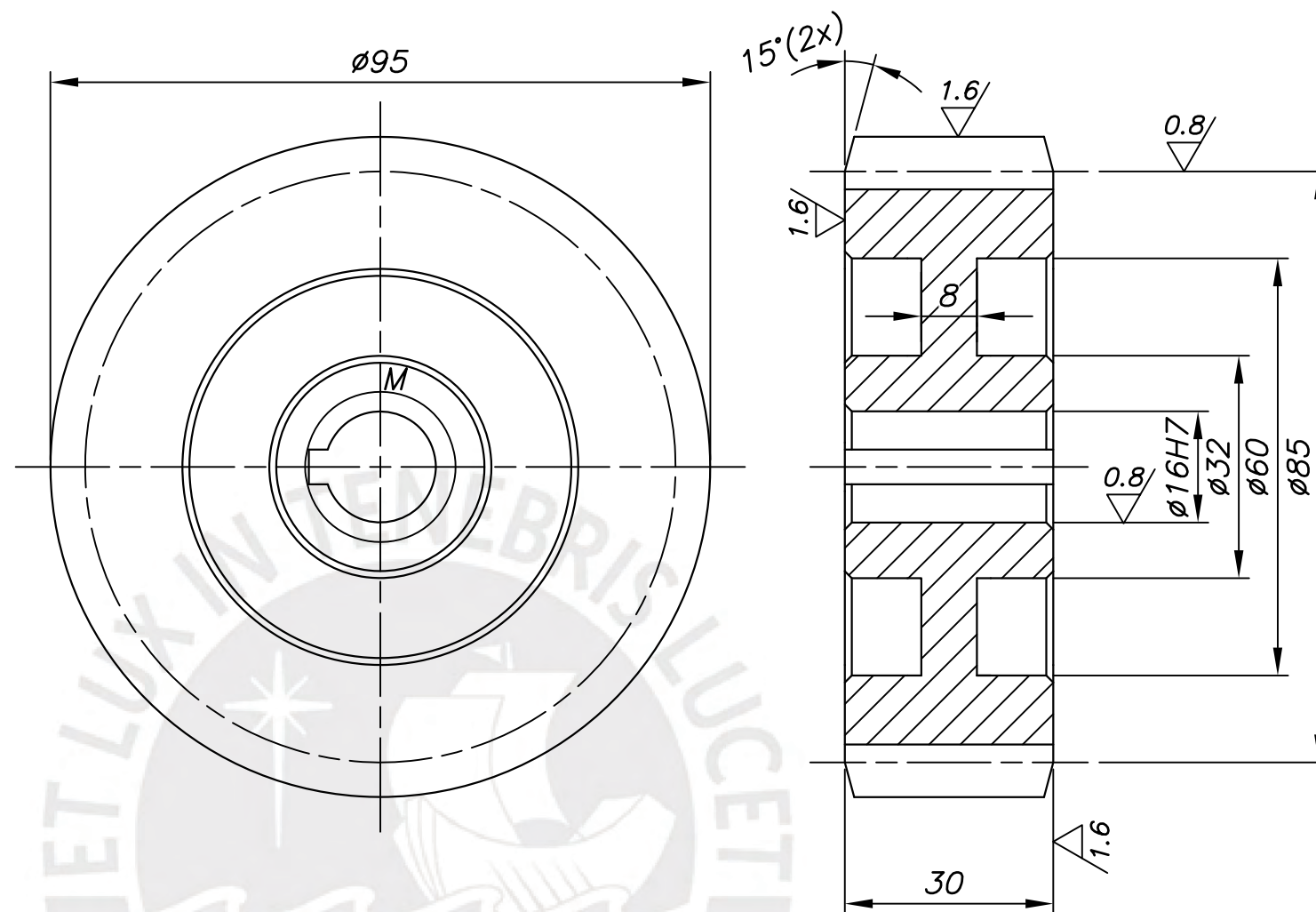
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL Ck45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS ÁRBOL A	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.04.28
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

15h7	15,000	14,982				
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8



DETALLE M  
ESCALA 2:1



REDONDEOS NO INDICADOS R2  
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

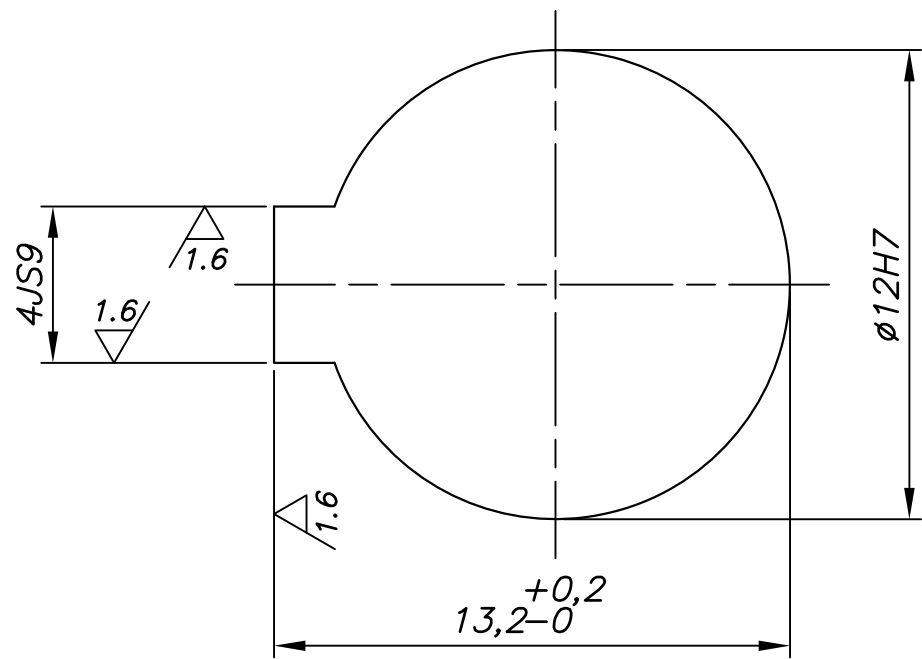
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

DATOS DE TALLADO

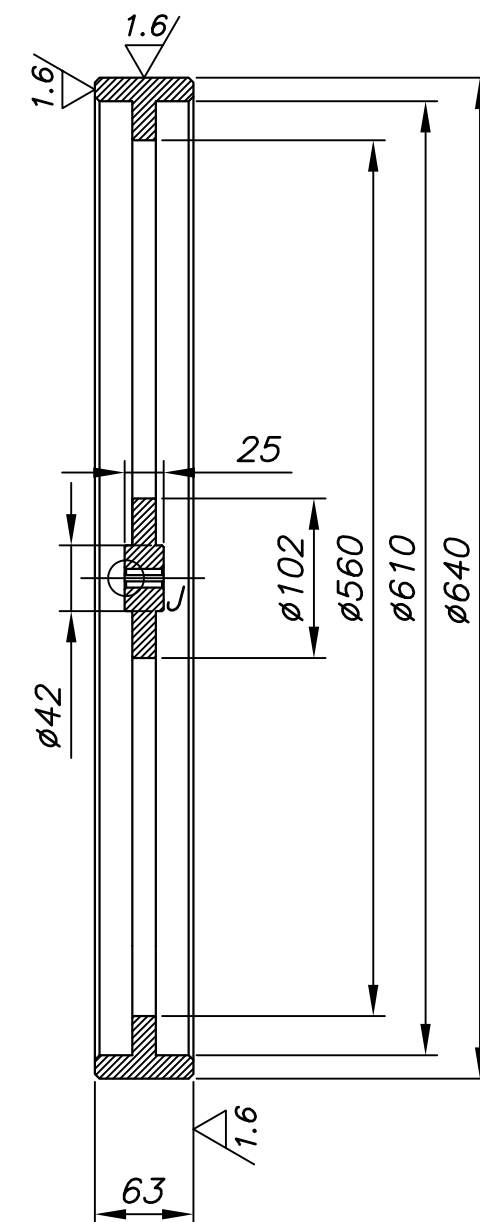
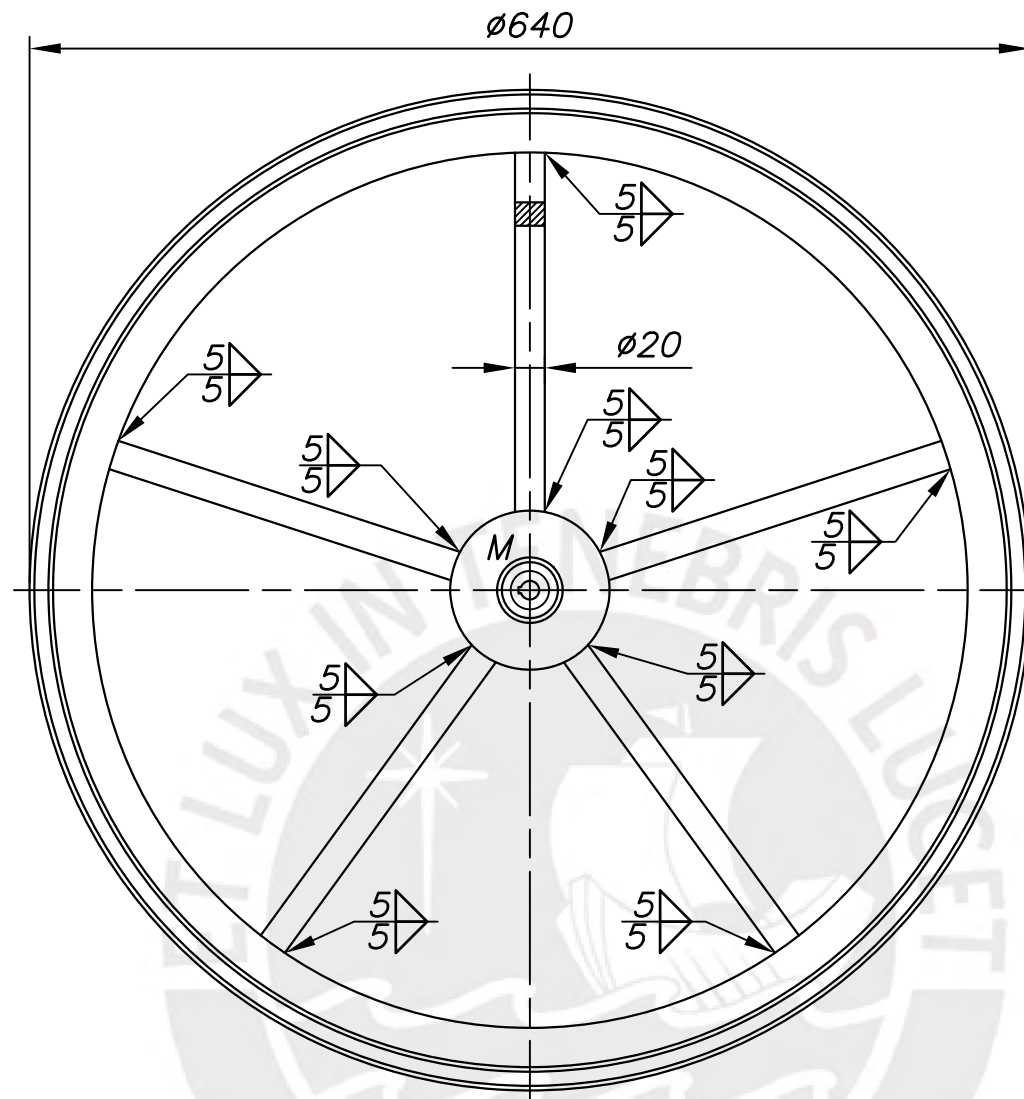
MÓDULO	mm	5
NÚMERO DE DIENTES	Z	17
FORMA DEL PERFIL		DIN 867
ÁNGULO DE PRESIÓN		20°
DIÁMETRO PRIMITIVO		85
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	11,3

16H7	16,018	16,000
5JS9	5,015	4,985
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

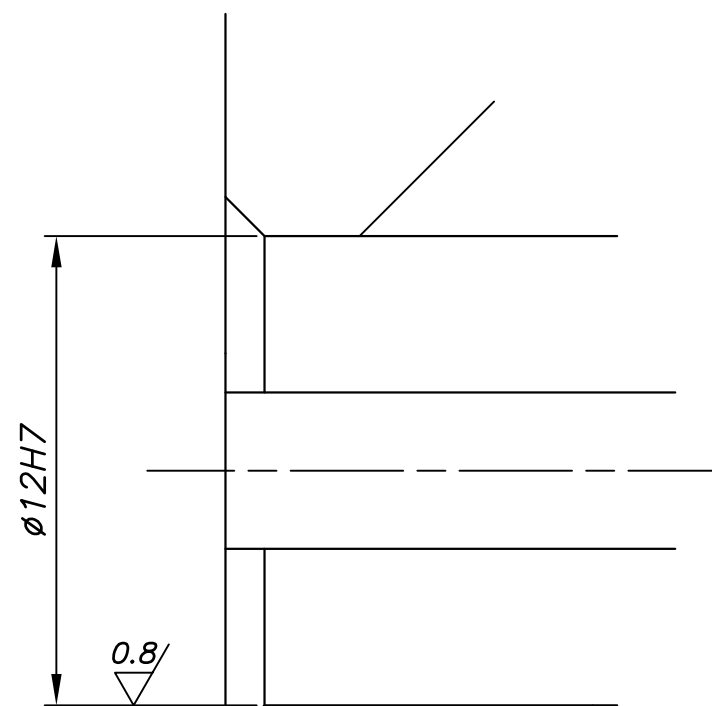
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/ 0,8/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	ENGRANAJE Z17 DP85 A30	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A3



DETALLE M  
ESCALA 1:1



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

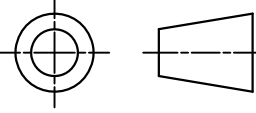


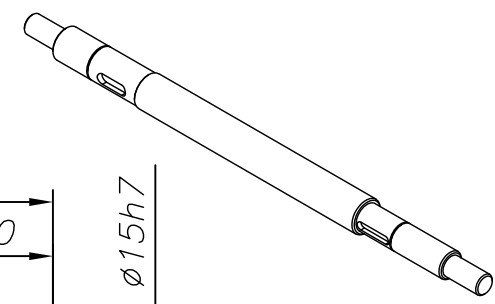
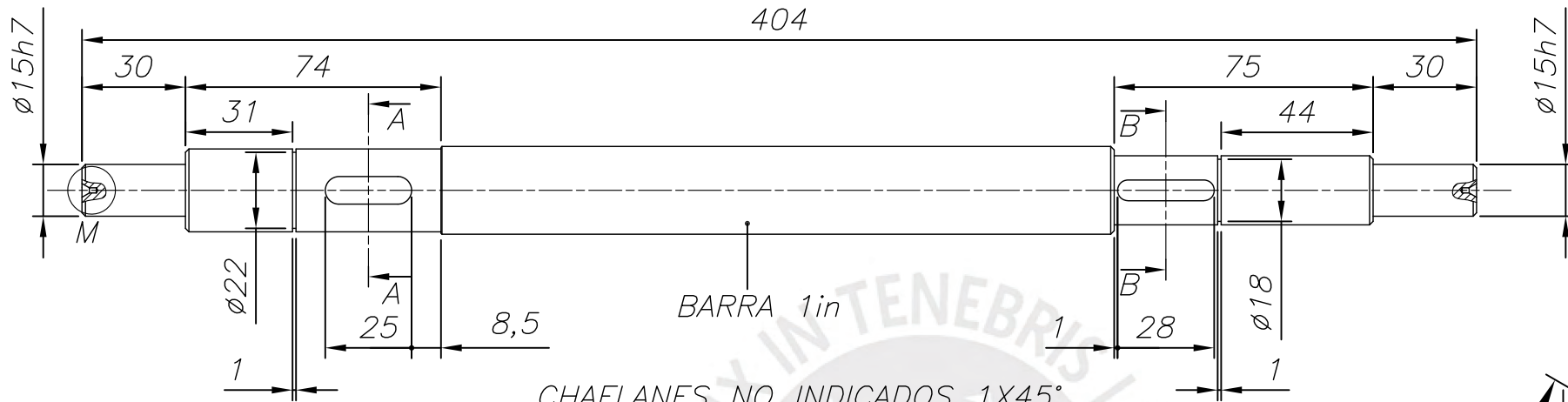
DETALLE J  
ESCALA 1:1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

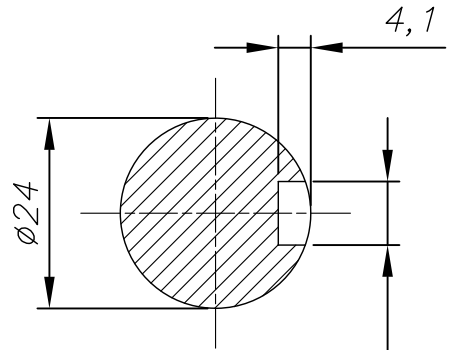
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

12H7	12,018	12,000
4JS9	4,015	3,985
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

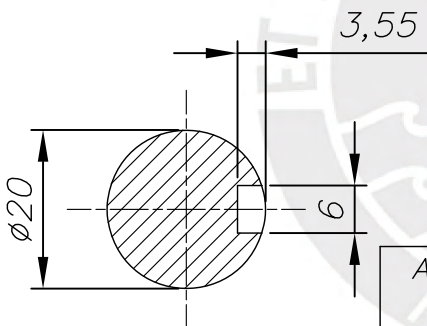
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/ 0,8/) ▽(▽;▽)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	POLEA CONDUCTIDA	1:5
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A3



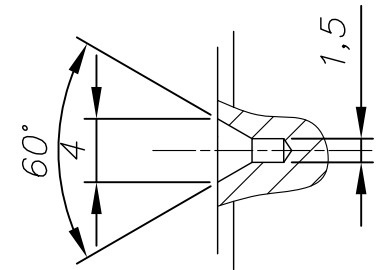
CHAFLANES NO INDICADOS 1X45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R0.5



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:1



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:1



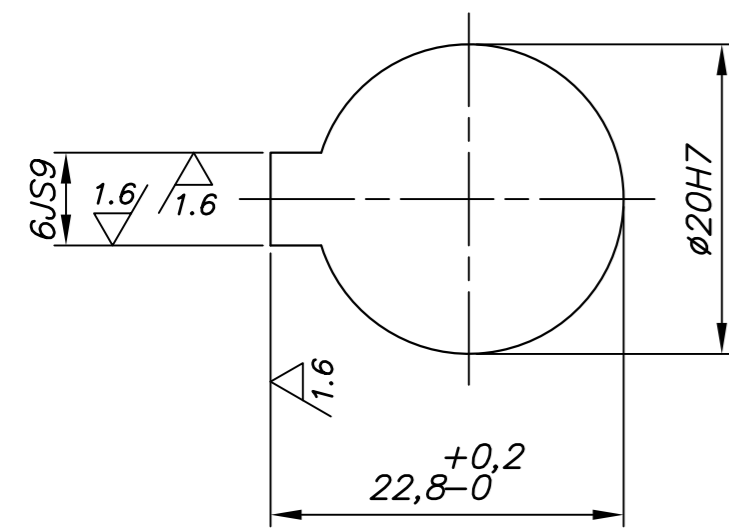
DETALLE M  
ESCALA 2:1

15h7	15,000	14,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

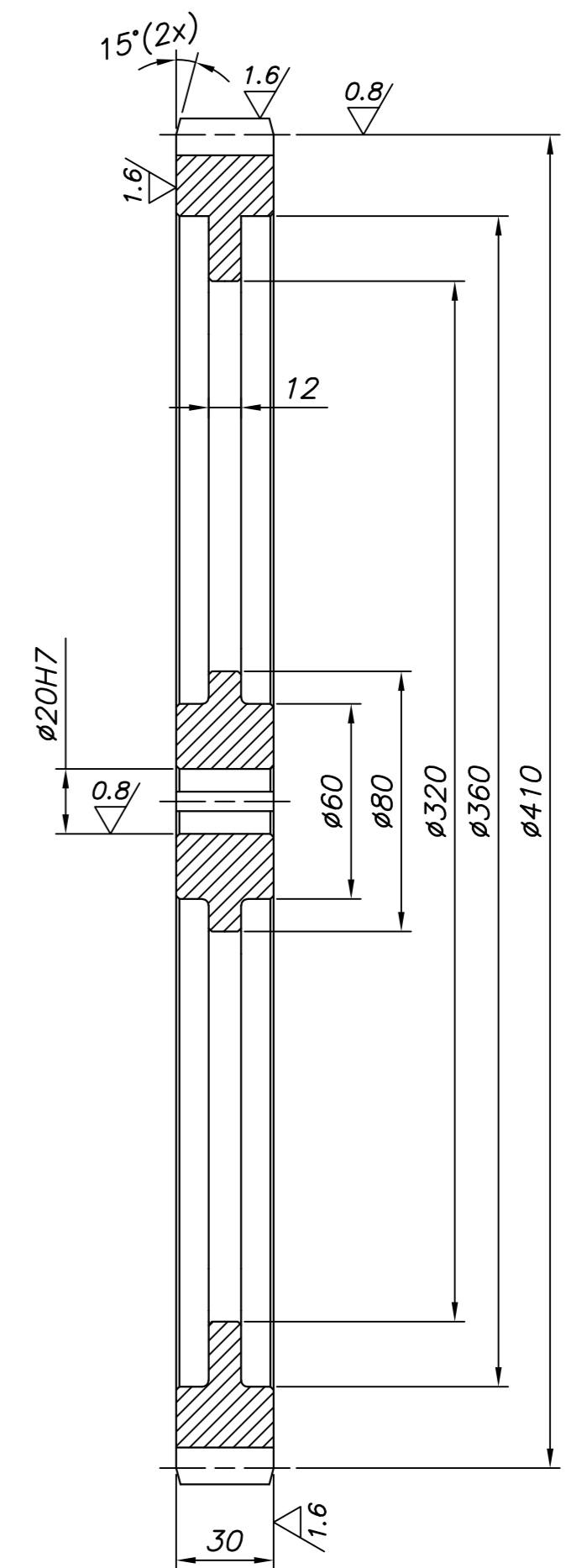
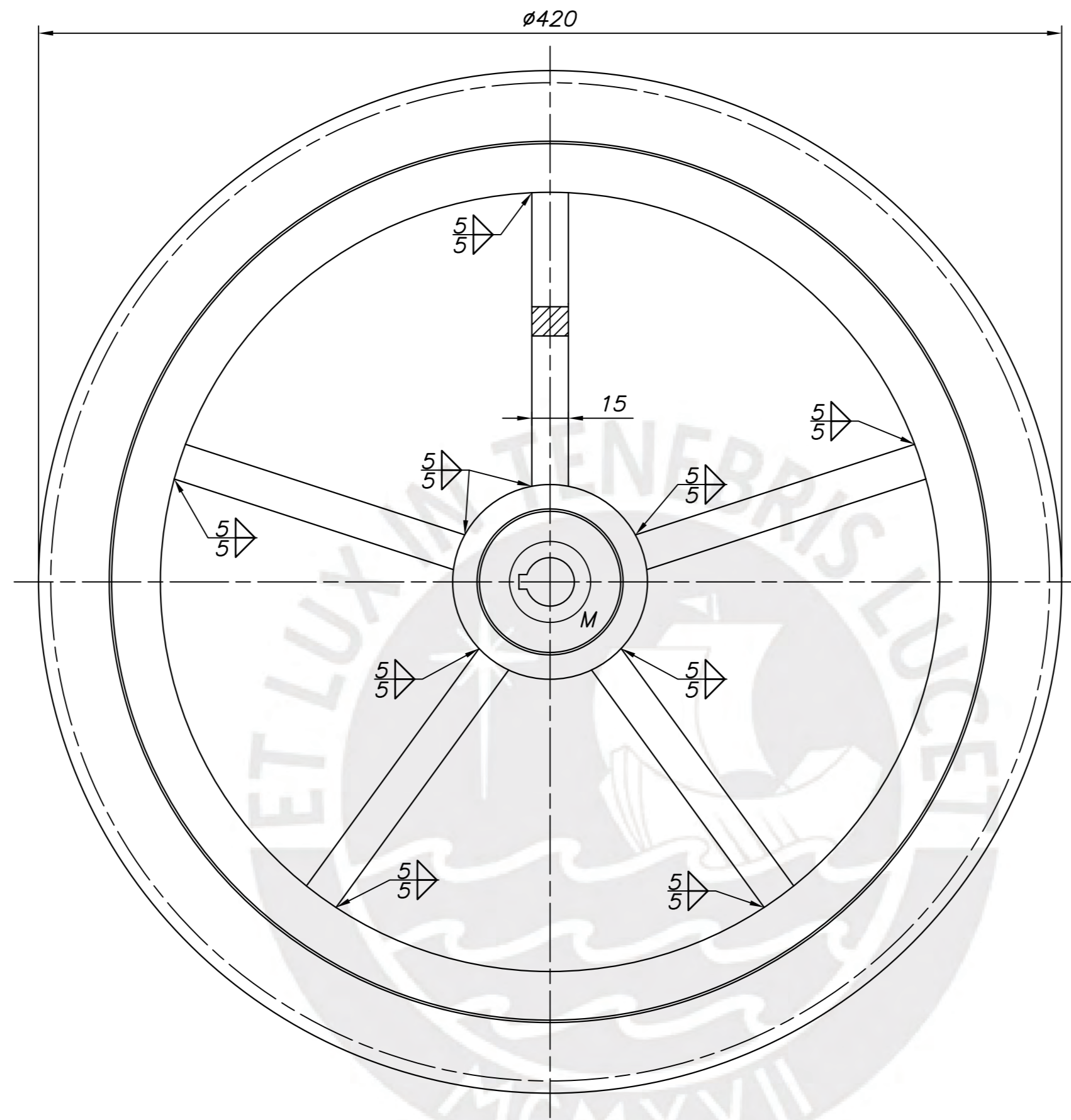
TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL Ck45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS ÁRBOL B	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.04.28
		LAMINA: A4



DETALLE M  
ESCALA 2:1



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

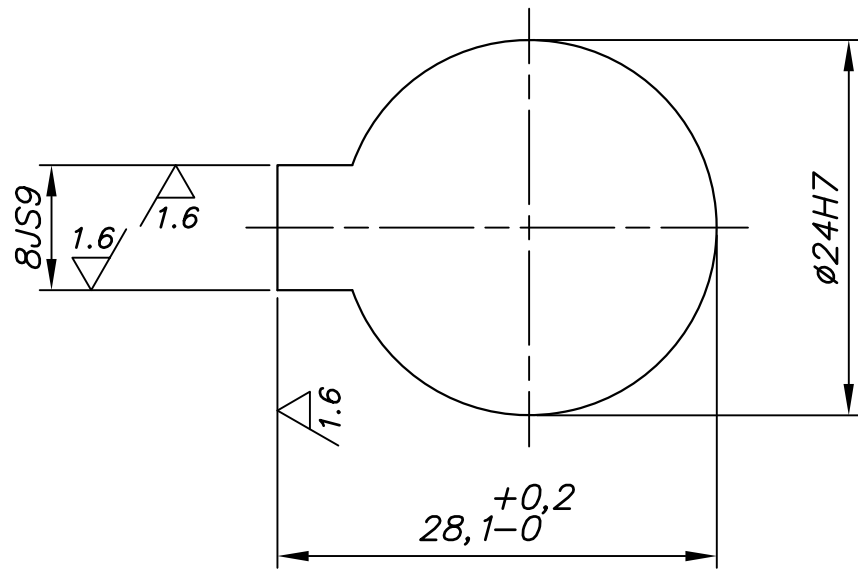
DATOS DE TALLADO

MÓDULO	mm	5
NÚMERO DE DIENTES	Z	82
FORMA DEL PERFIL		DIN 867
ÁNGULO DE PRESIÓN		20°
DIÁMETRO PRIMITIVO		410
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	11,3

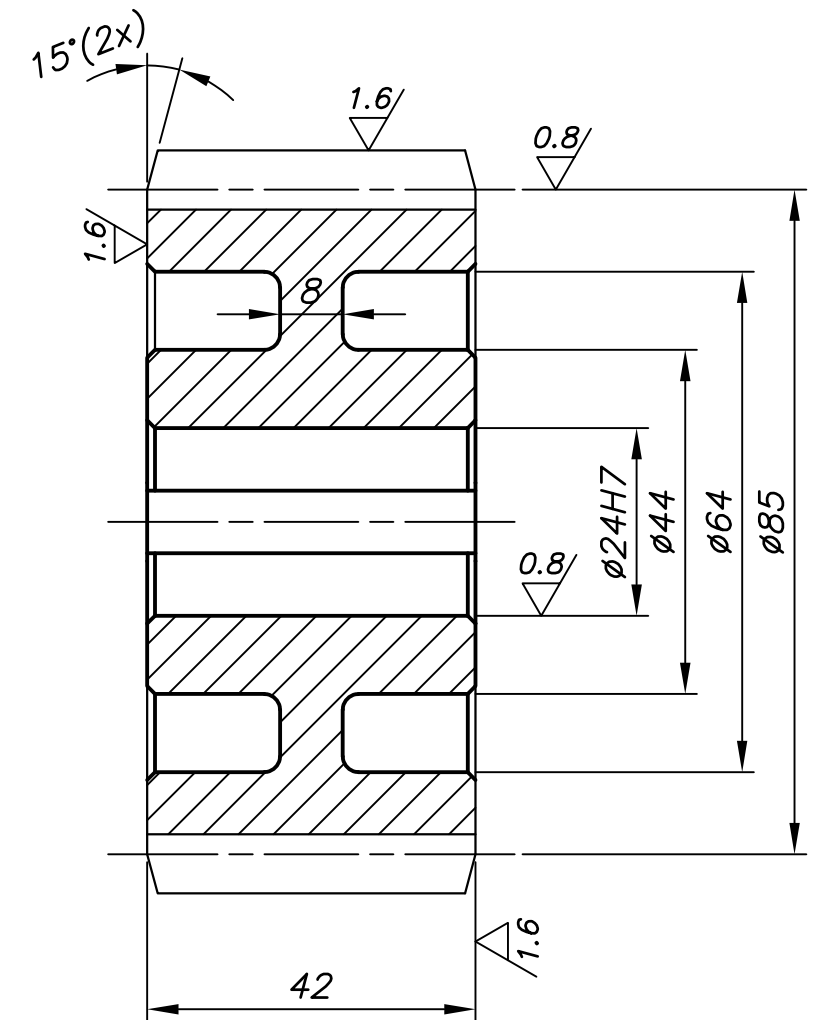
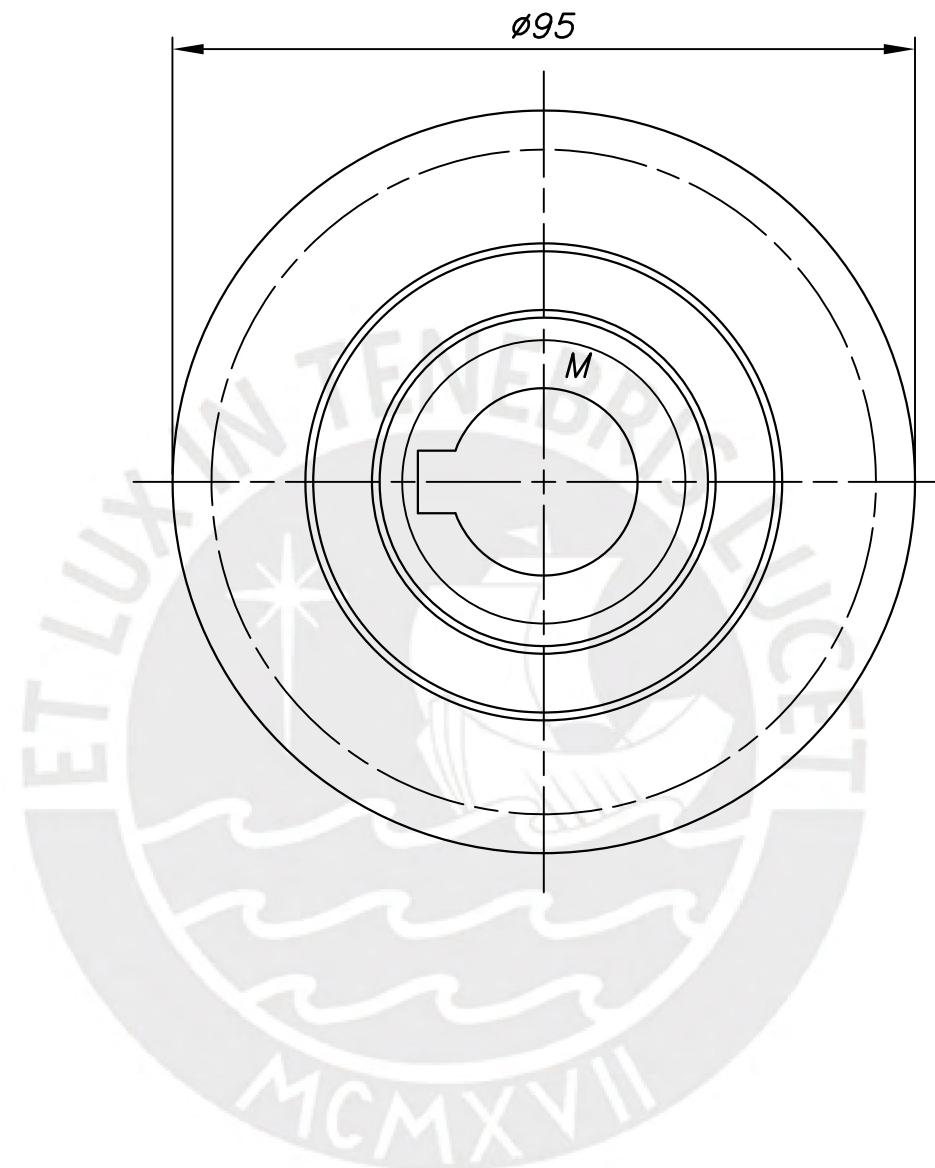
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	

20H7	20,021	20,000
6JS9	6,015	5,985
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/0,8/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS ENGRANAJE Z 82 DP 410	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A2



DETALLE M  
ESCALA 2:1



REDONDEOS NO INDICADOS R2  
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

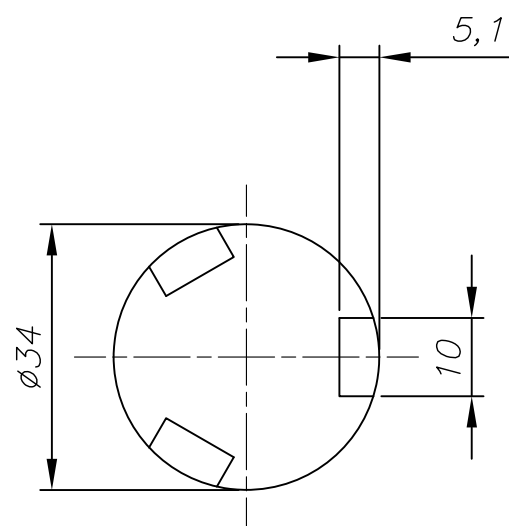
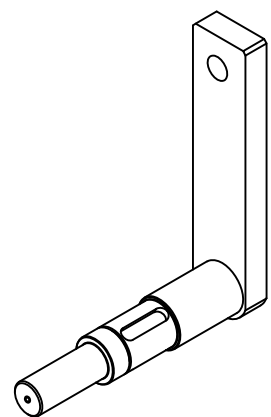
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

DATOS DE TALLADO

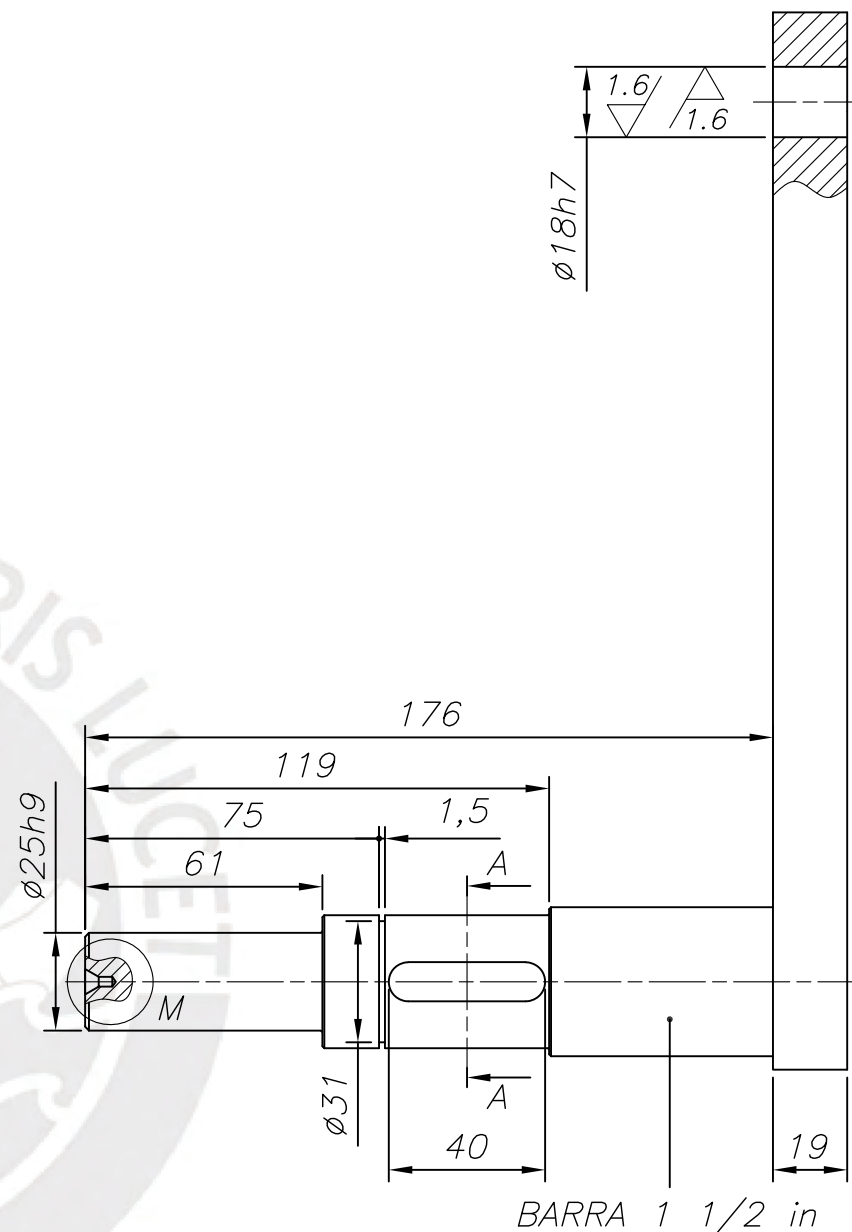
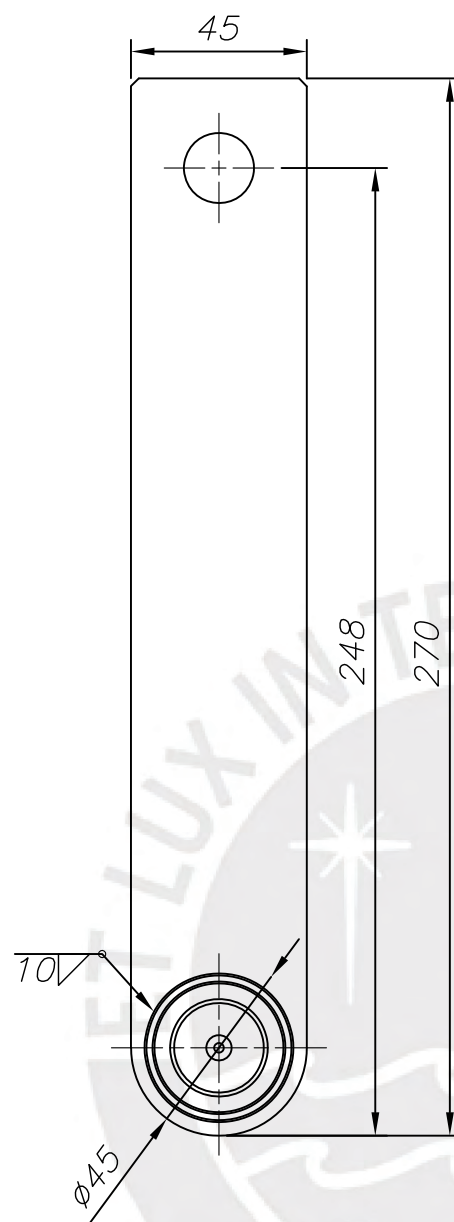
MÓDULO	mm	5
NÚMERO DE DIENTES	Z	17
FORMA DEL PERFIL		DIN 867
ÁNGULO DE PRESIÓN		20°
DIÁMETRO PRIMITIVO		85
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	11,3

24H7	24,021	24,000
8JS9	8,018	7,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/ 0,8/) ▽(▽;▽)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	ENGRANAJE Z17 DP85 A42	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A3

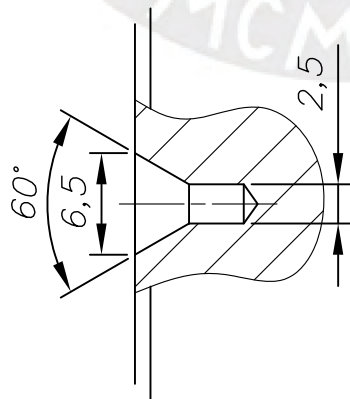


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:1



BARRA 1 1/2 in

CHAFLANES NO INDICADOS 0.5X45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R3



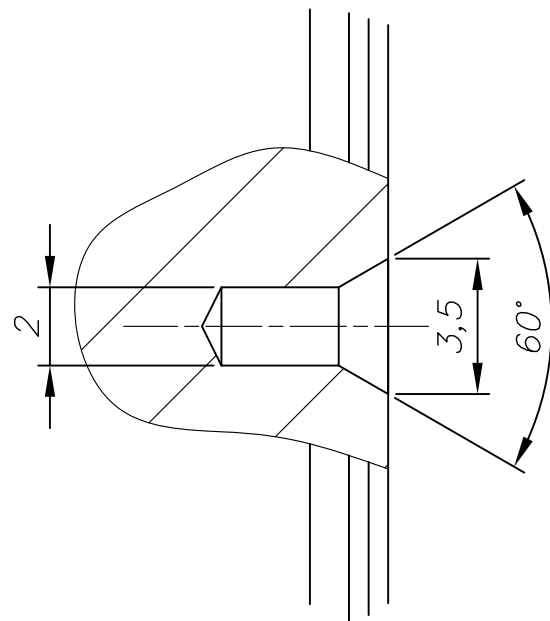
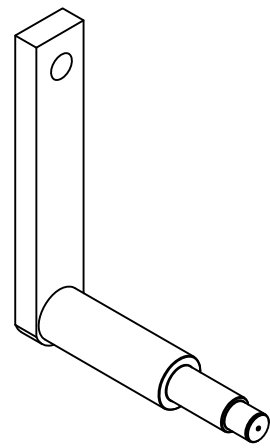
DETALLE M  
ESCALA 2:1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

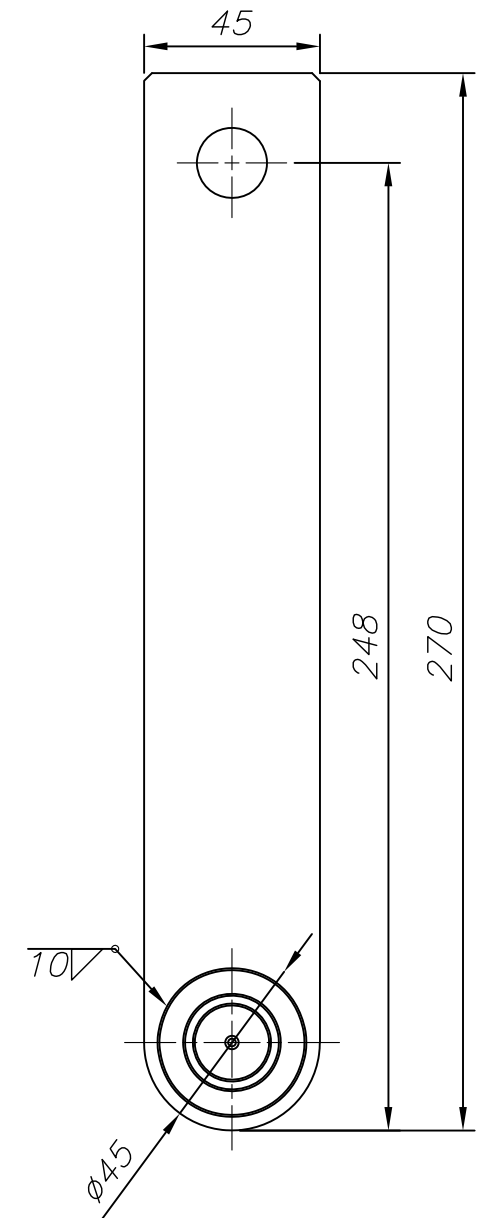
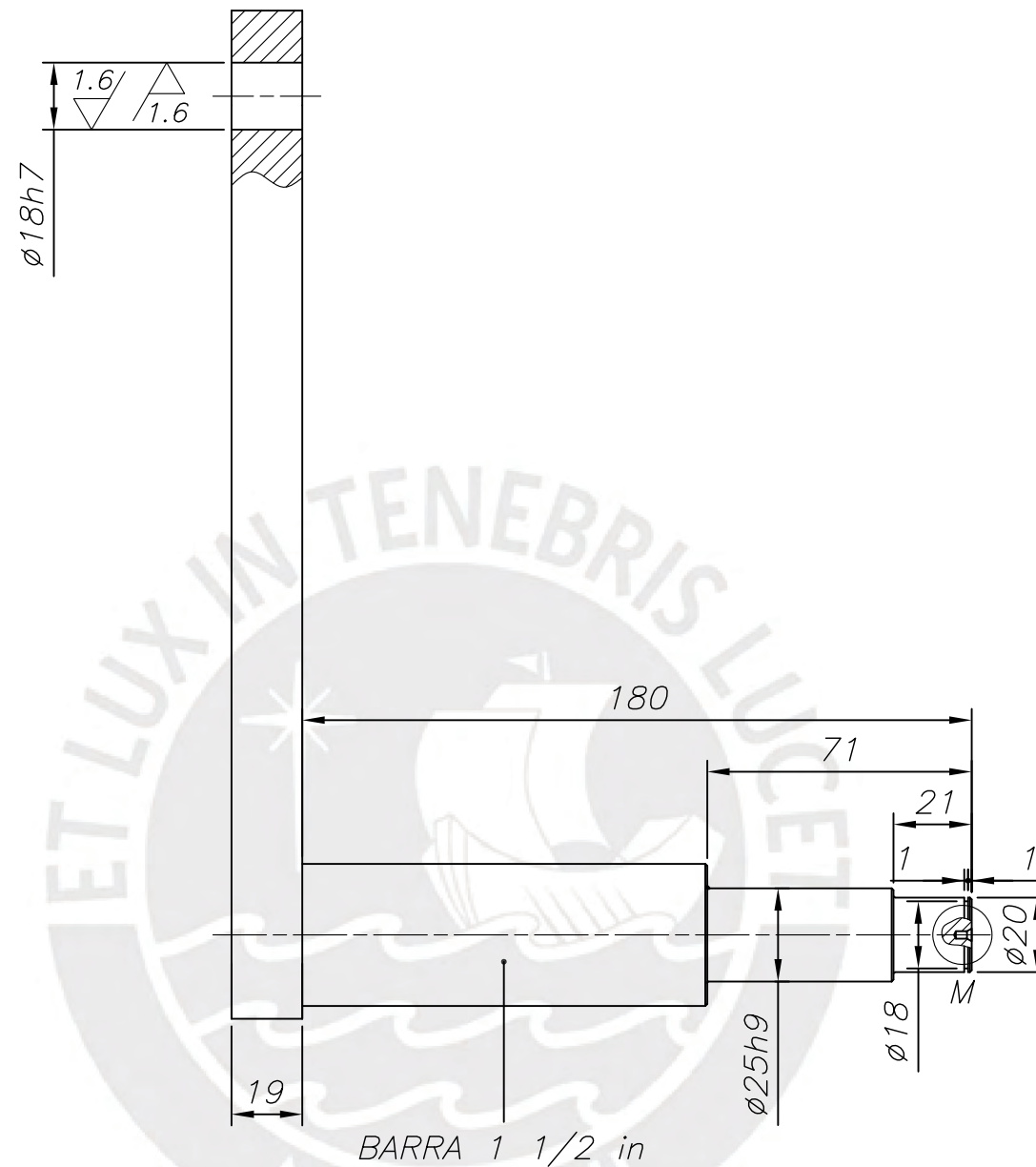
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

25h9	25,000	24,979
18h7	18,000	17,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ (1.6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL Ck45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS ARBOL C-1	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.04.28
		LAMINA: A3



DETALLE M  
ESCALA 5:1



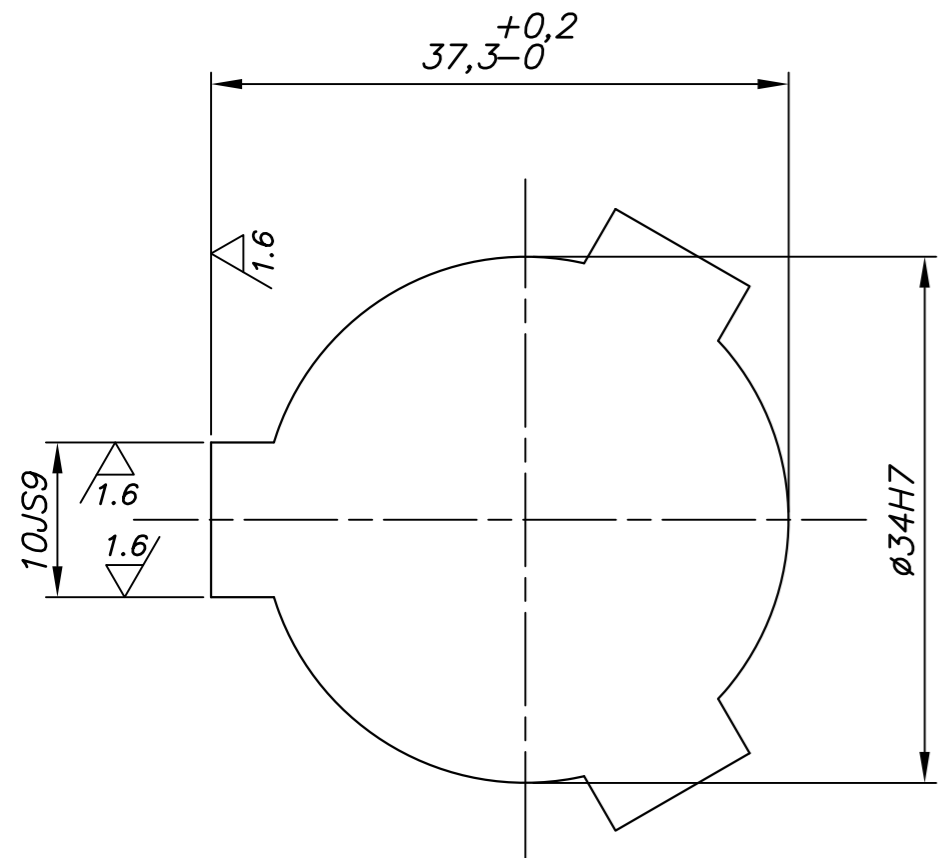
CHAFLANES NO INDICADOS 0.5X45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R3

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ (1.6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL Ck45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS ARBOL C-2	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.04.28
		LAMINA: A3

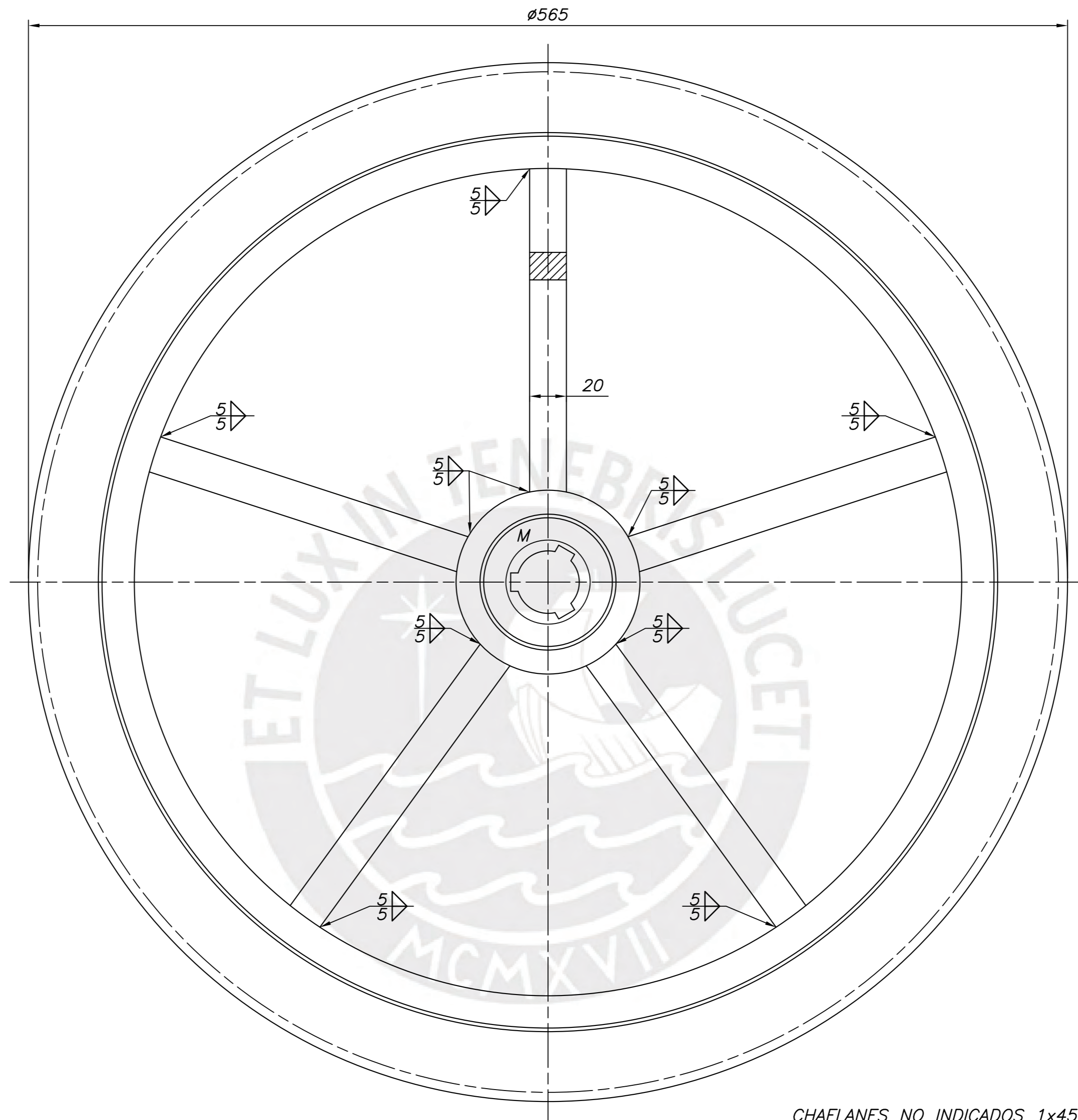
TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

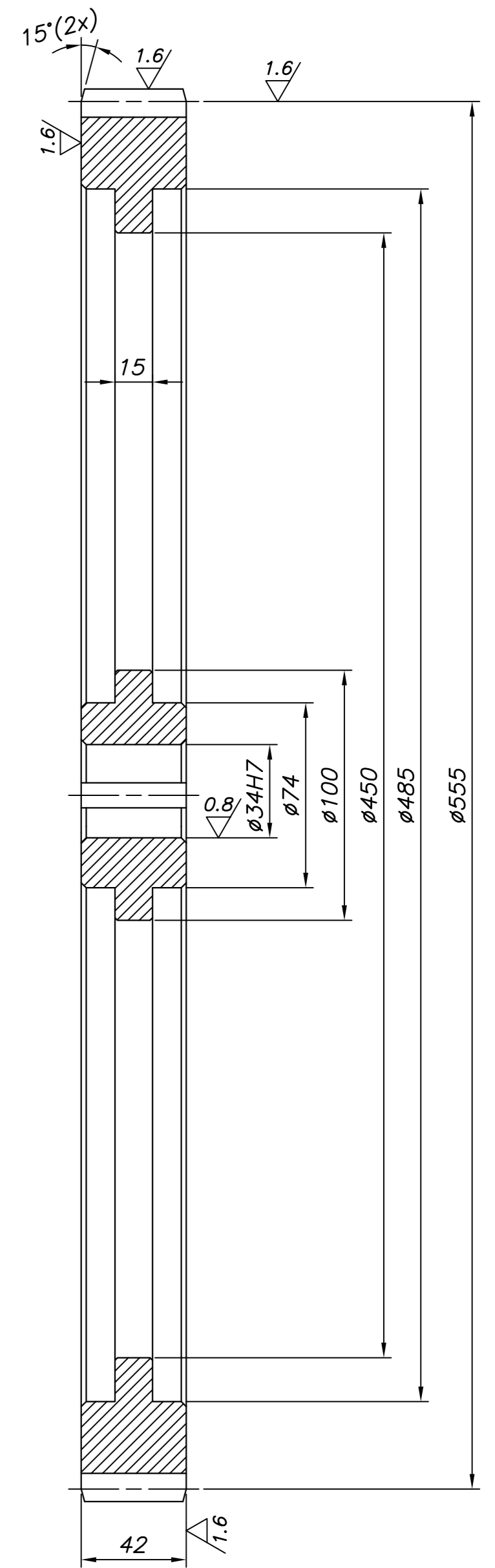
25h9	25,000	24,979
18h7	18,000	17,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



DETALLE M  
ESCALA 2:1



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

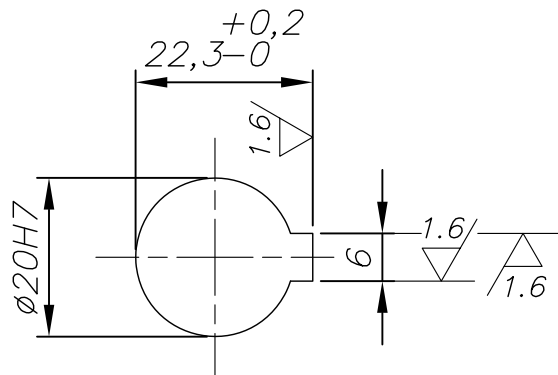


DATOS DE TALLADO		
MÓDULO	mm	5
NÚMERO DE DIENTES	Z	111
FORMA DEL PERFIL		DIN 867
ÁNGULO DE PRESIÓN		20°
DIÁMETRO PRIMITIVO		555
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	11,3

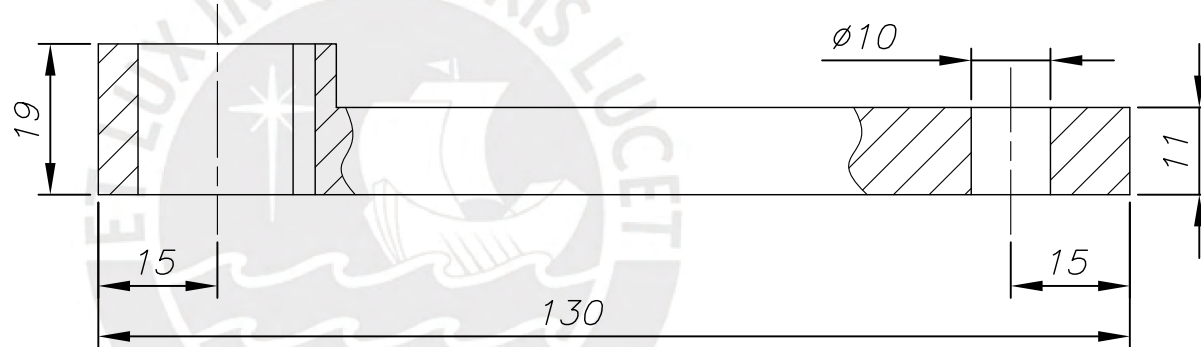
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	

34H7	34,025	34,000
10JS9	10,018	9,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

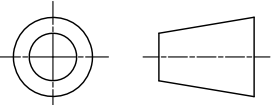
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/(1,6/0,8/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	ENGRANAJE Z 111 DP 555	1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A2



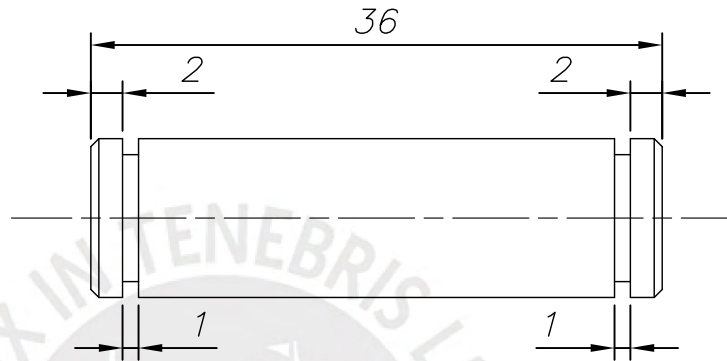
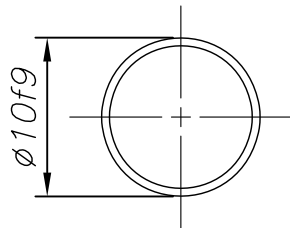
DETALLE A



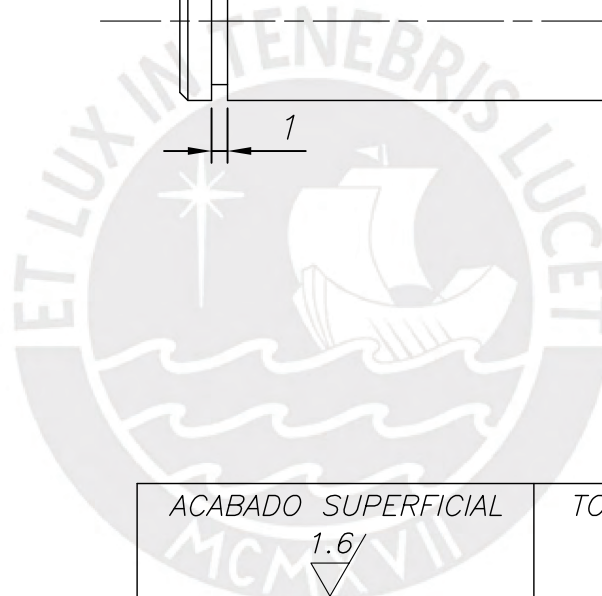
REDONDEOS NO INDICADOS R1  
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS  BIELA 130 LARGO	ESCALA  1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.24
		LAMINA: A4

COTA NOMINAL	TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168	
	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
20H7	20,021	20,000
MÁS DE 0,5 hasta 3	MÁS DE 3 hasta 6	MÁS DE 6 hasta 30
MÁS DE 30 hasta 120	MÁS DE 120 hasta 400	
MEDIO	±0,1	±0,1
	±0,2	±0,3
	±0,5	

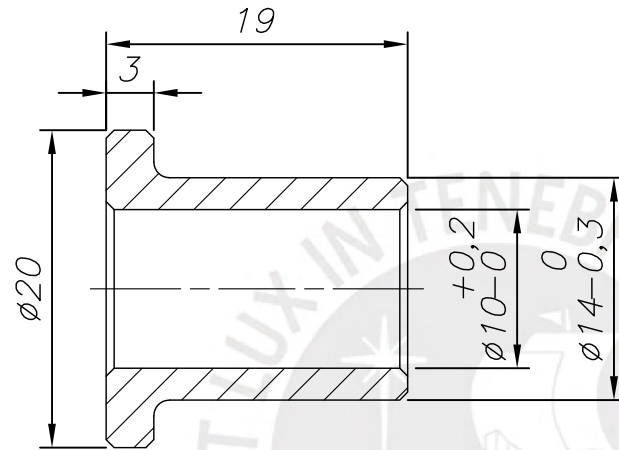
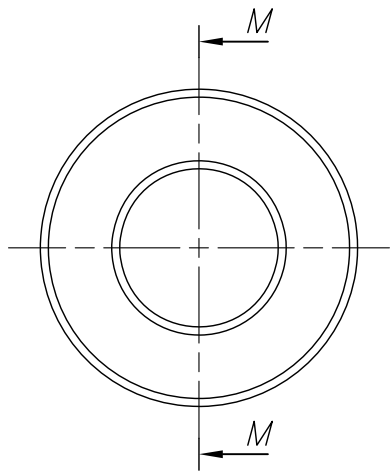


CHAFLANES NO INDICADOS 0.5x45°



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS  PIN 10x36 LARGO	ESCALA  2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.24
		LAMINA: A4

10f9	9,987	9,951			
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA			
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



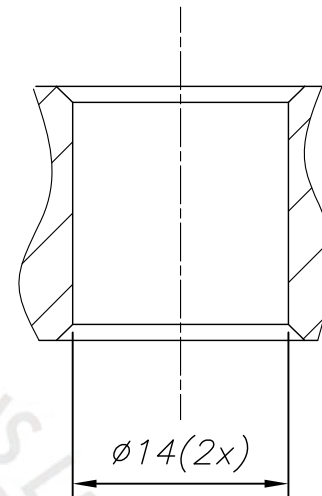
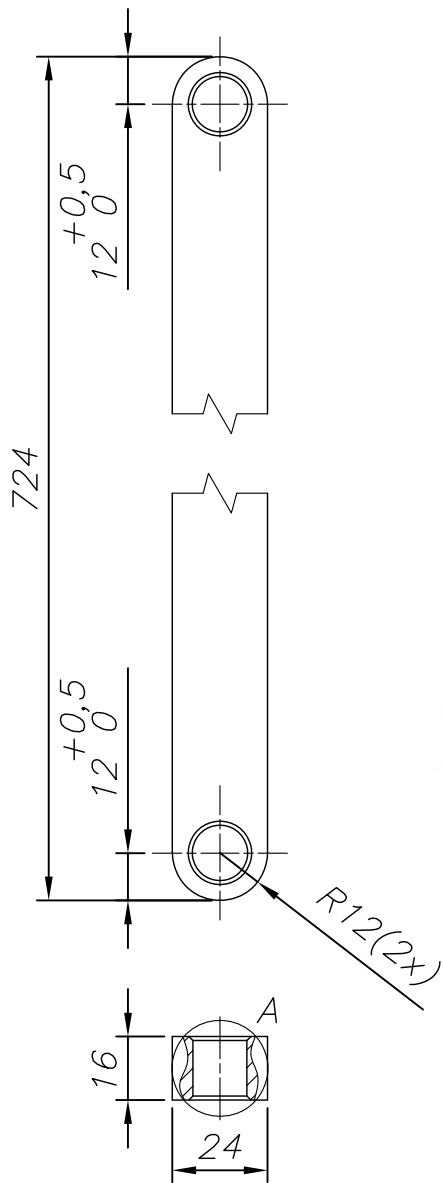
SECCIÓN M-M

CHAFLANES NO INDICADOS 0.5x45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL 0.8/ 	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 841
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	BOCINA D.INT10 D.EXT14 P3	2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



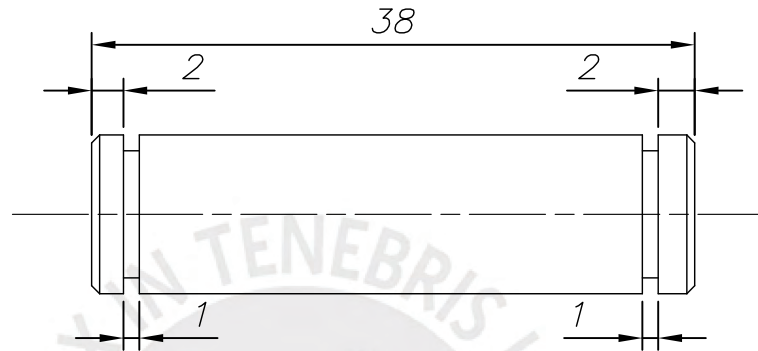
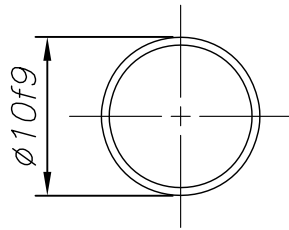
SECCIÓN A  
ESCALA 2:1

CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

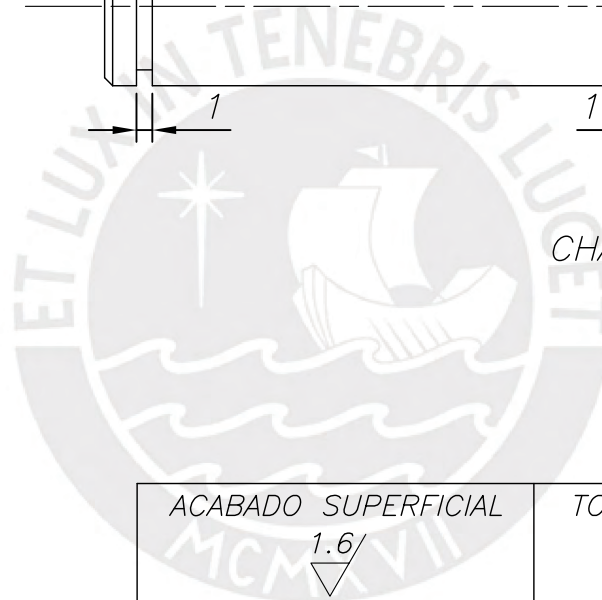
ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS BIELA 724 LARGO	ESCALA 1:2
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

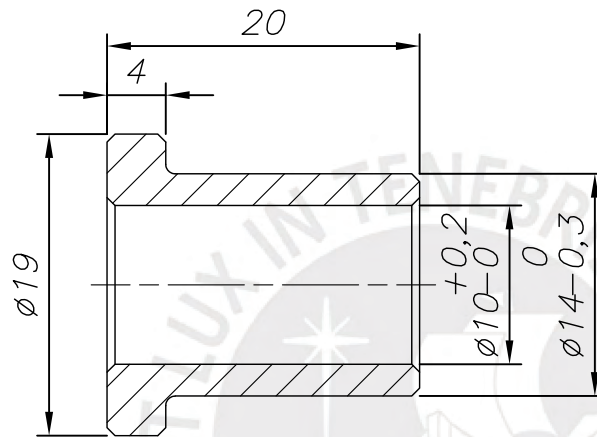
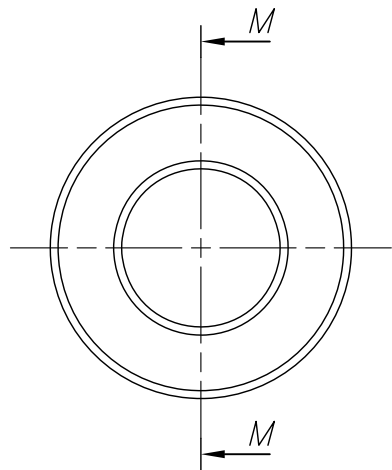


CHAFLANES NO INDICADOS 0.5x45°



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS  PIN 10x38 LARGO	ESCALA  2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.24
		LAMINA: A4

10f9	9,987	9,951			
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA			
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



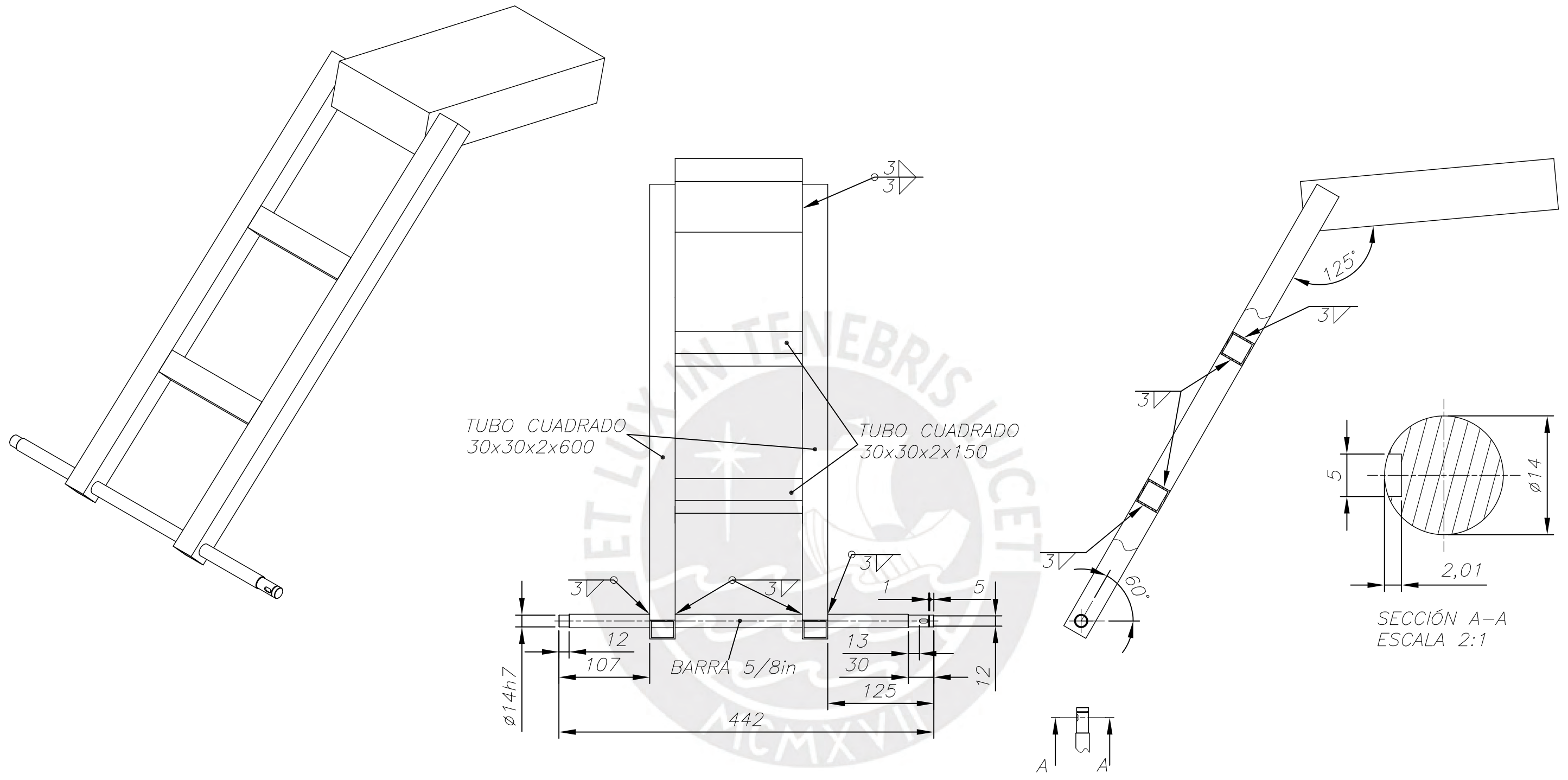
SECCIÓN M-M

CHAFLANES NO INDICADOS 0.5x45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL 0.8/		TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 841
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA			
METODO DE PROYECCION 		TESIS	ESCALA
		BOCINA D.INT10 D.EXT14 P4	2:1
20150161		CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
			LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

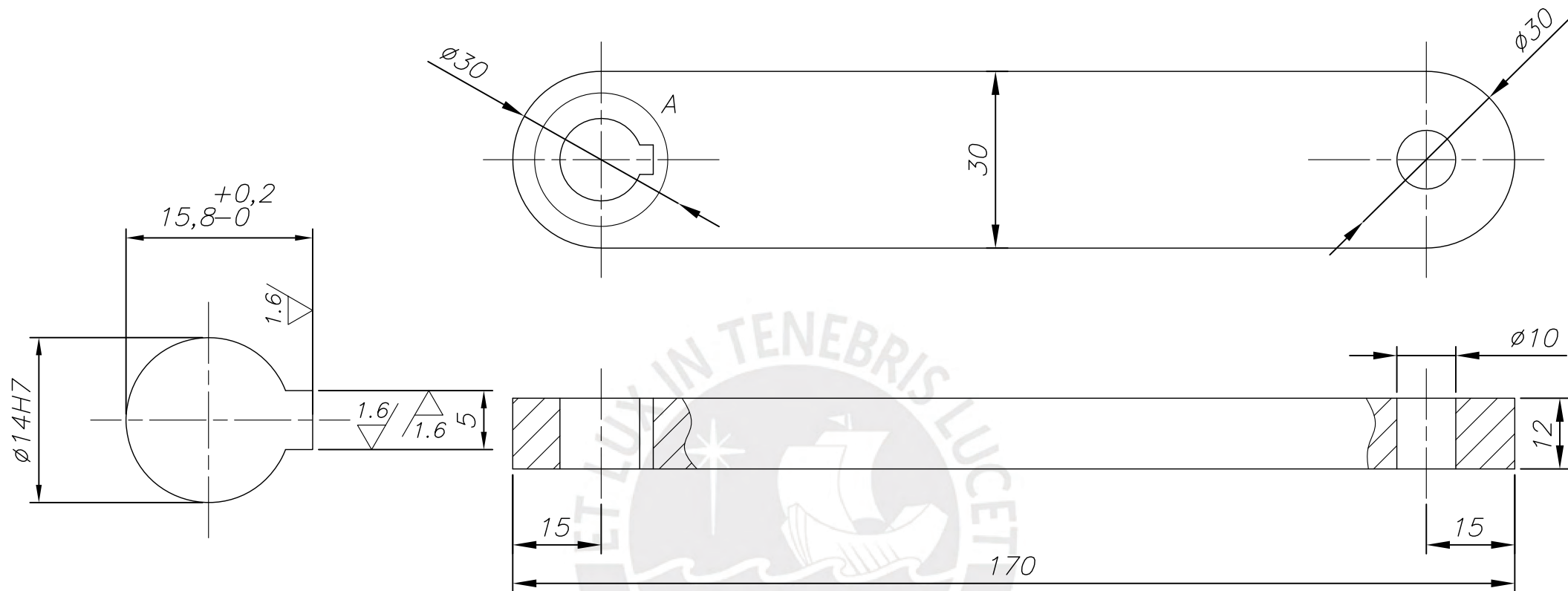


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36/ASTM A500
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS BRAZO MECÁNICO	ESCALA 1:5
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
		LAMINA: A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

14h7	14,000	13,982
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



DETALLE A  
ESCALA 2:1

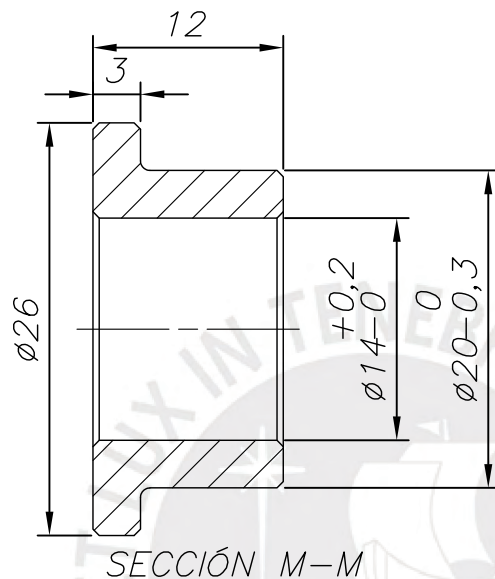
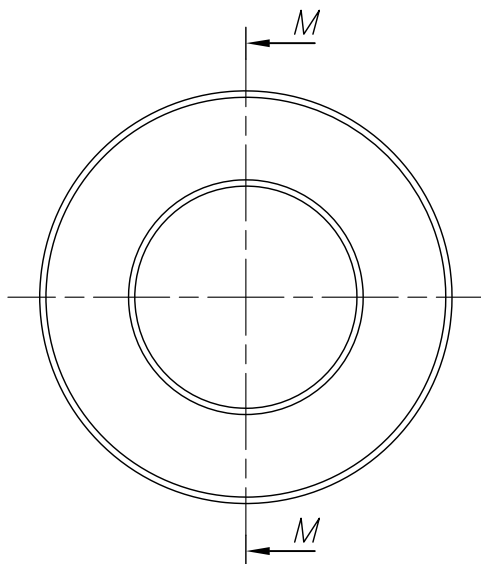
REDONDEOS NO INDICADOS R1  
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

14H7	14,018	14,000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

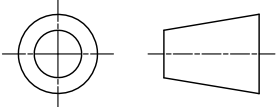
TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	BIELA 170 LARGO	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.24
		LAMINA: A4

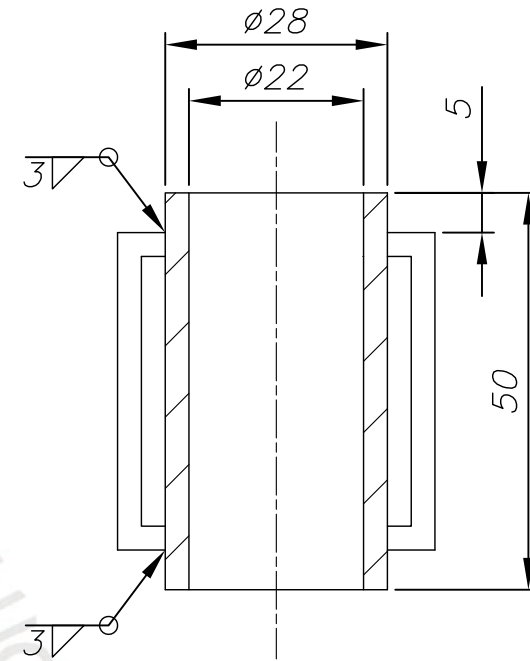
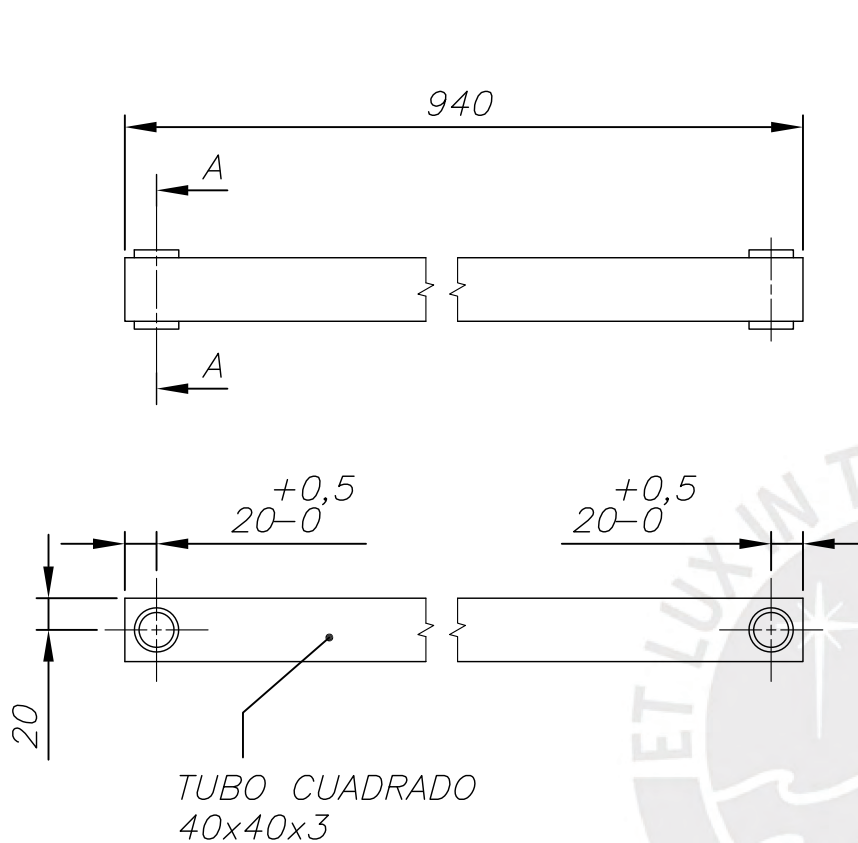


CHAFLANES NO INDICADOS 0.5x45°  
REDONDEOS NO INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL 0.8/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 841
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
20150161	BOCINA D.INT 14 D.EXT 20	2:1
	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
		LAMINA: A4

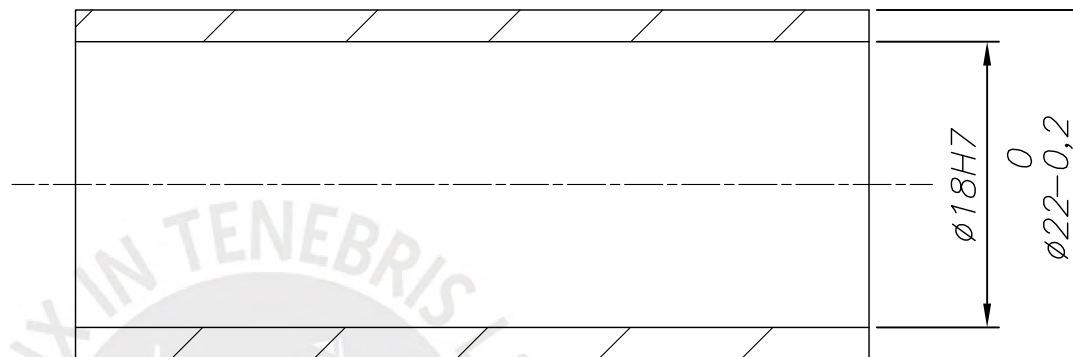
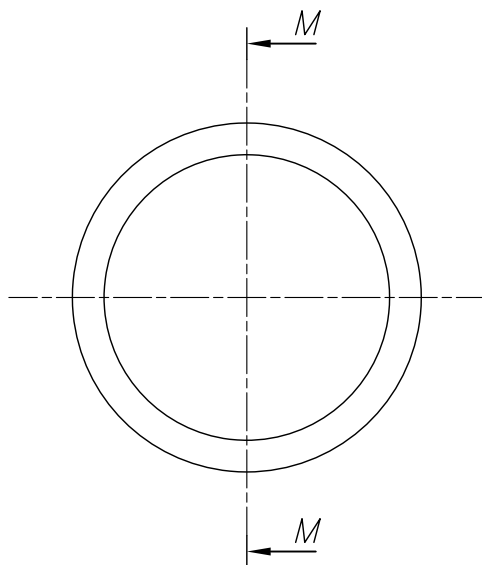
TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



ACABADO SUPERFICIAL 0.8/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A500
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS  BIELA 940 LARGO	ESCALA  1:5
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.23
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

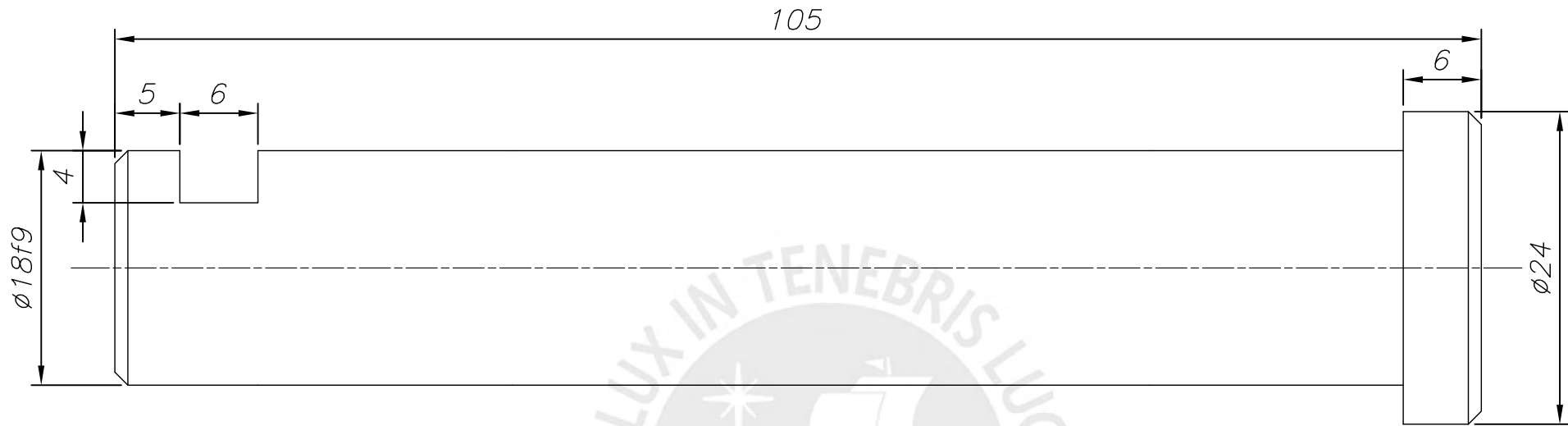


SECCIÓN M-M

CHAFLANES NO INDICADOS  $0.5 \times 45^\circ$

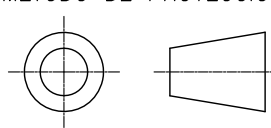
ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ 	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 841
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS BOCINA D.INT 18 D.EXT 22	ESCALA 2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

18H7	18,018	18,000				
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA				
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$

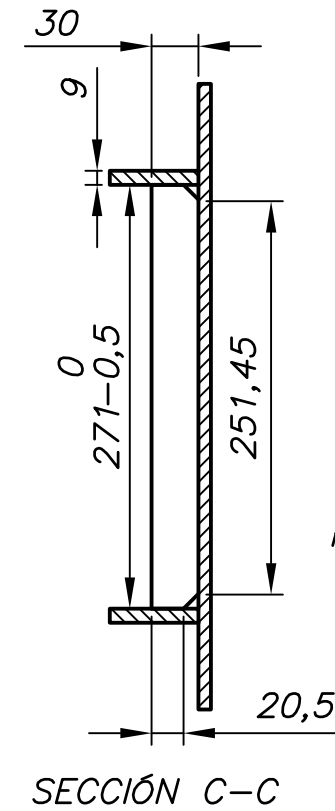
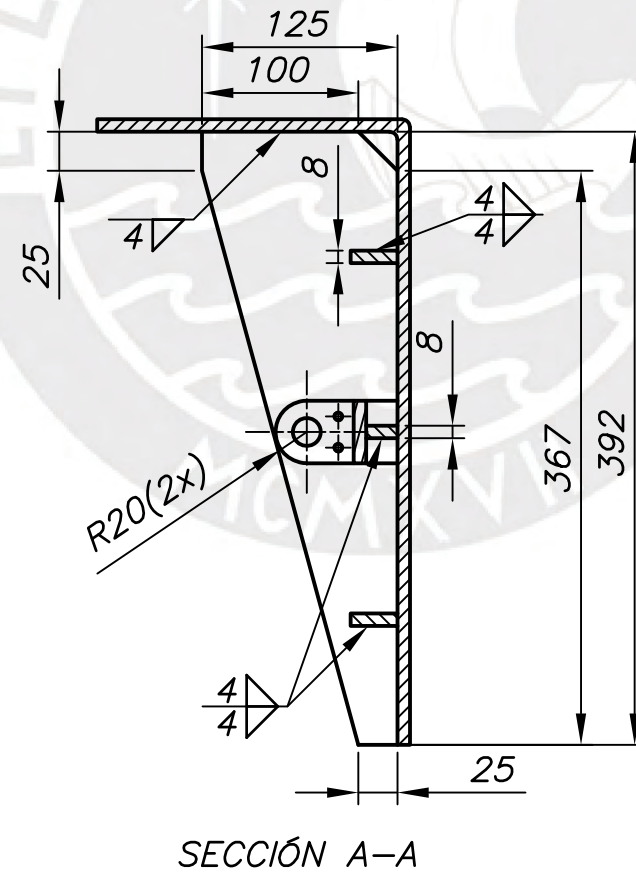
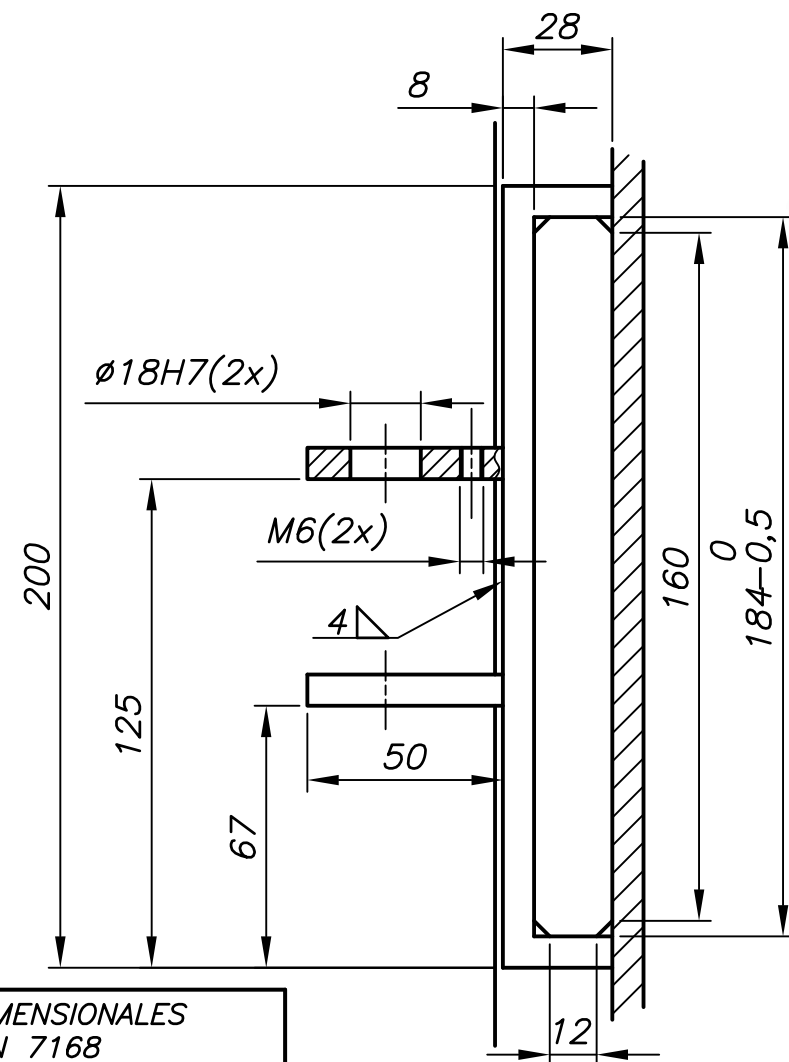
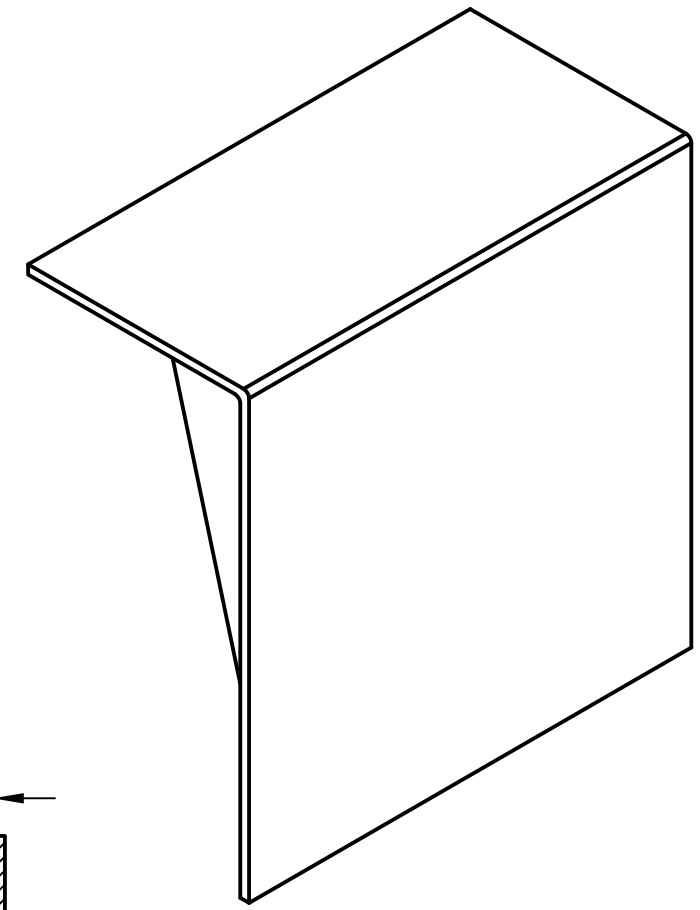
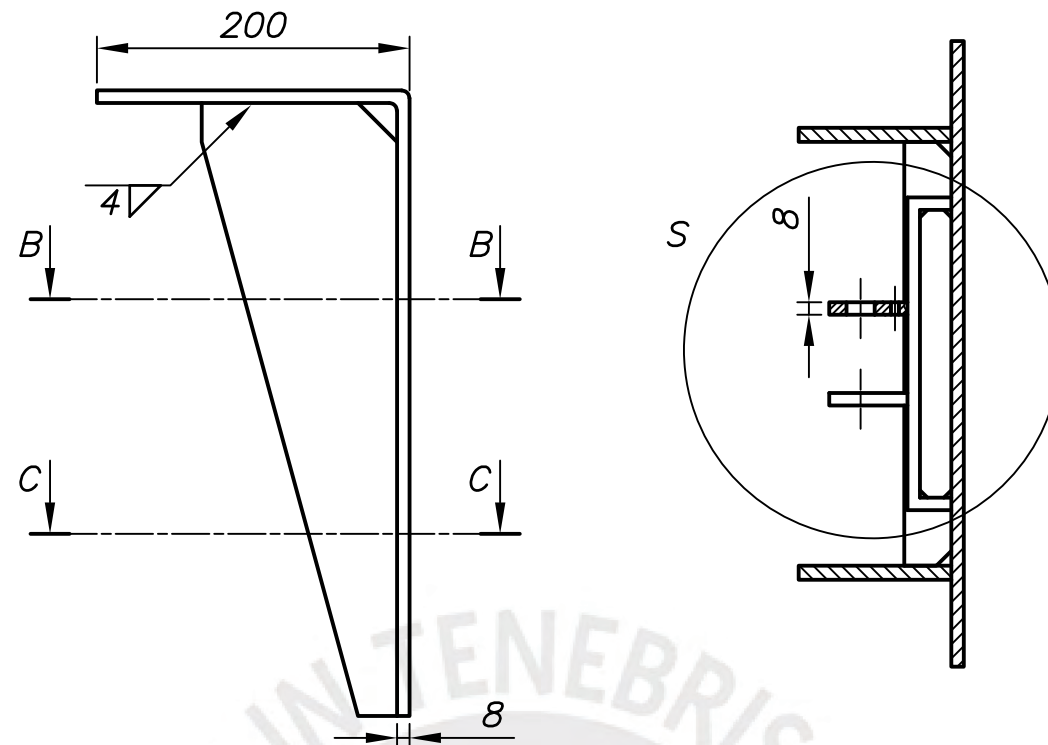
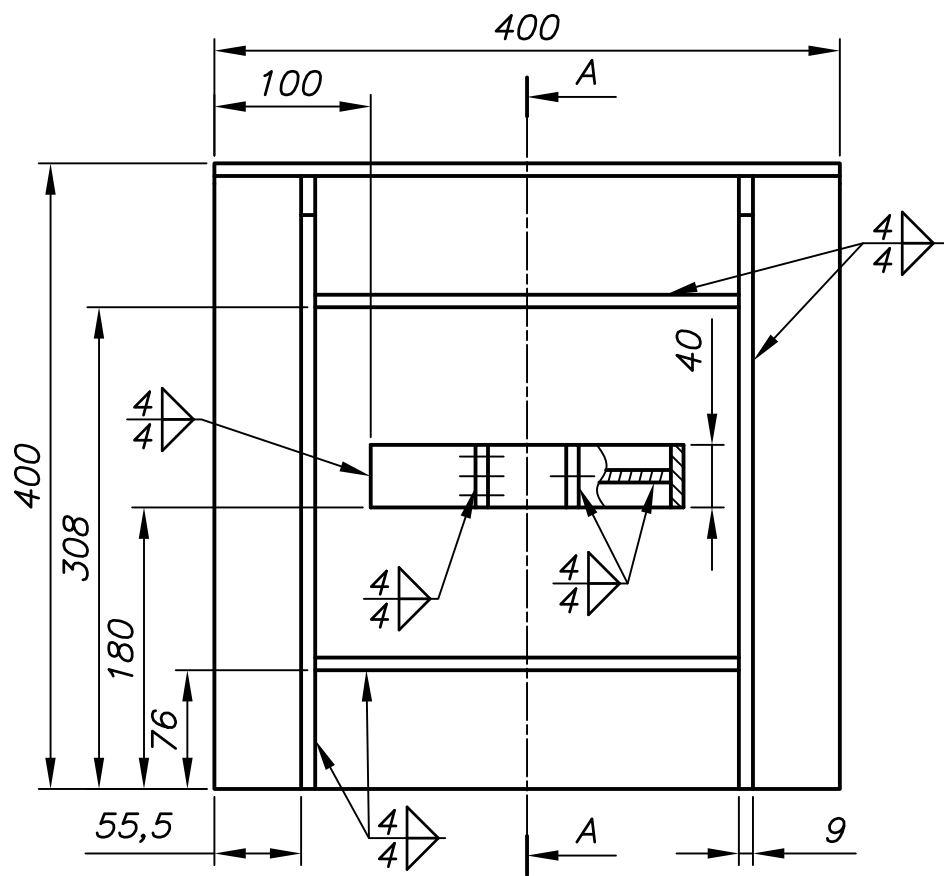


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS PIN Ø18x105	ESCALA 2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

18f9	17,984	17,941				
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA				
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8



REDONDEOS NO INDICADOS R5

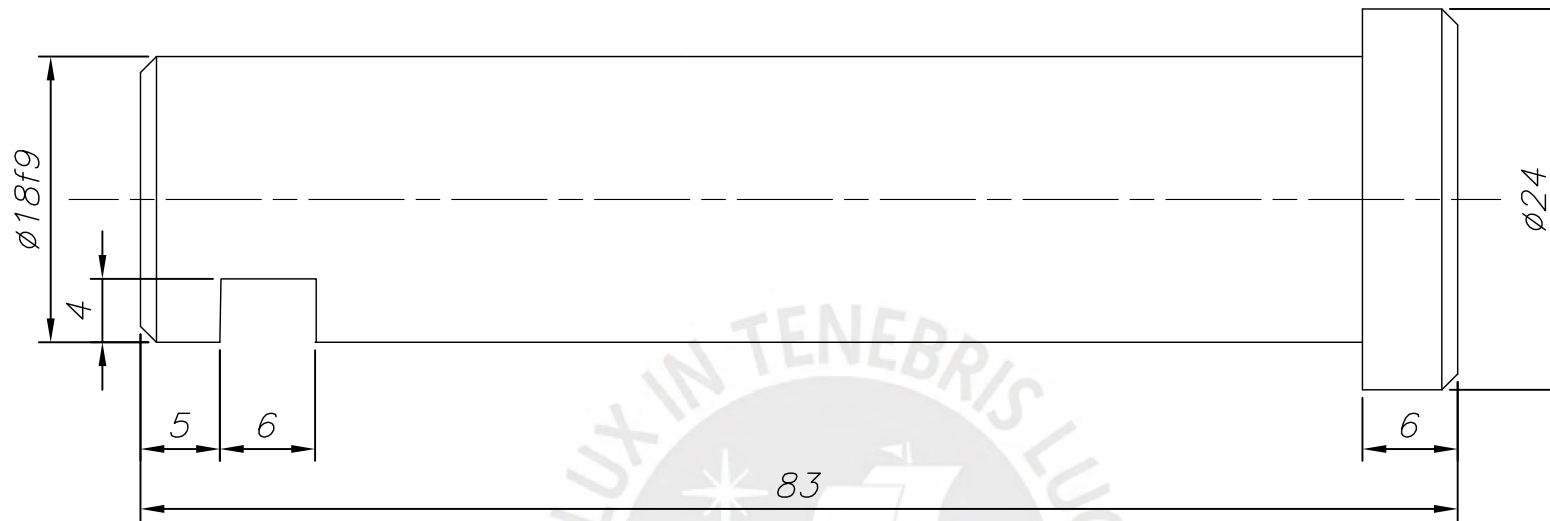
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

DETALLE S ESCALA 1:2

	18H7	18,018	18,000
COTA NOMINAL		COTA MAXIMA	COTA MINIMA

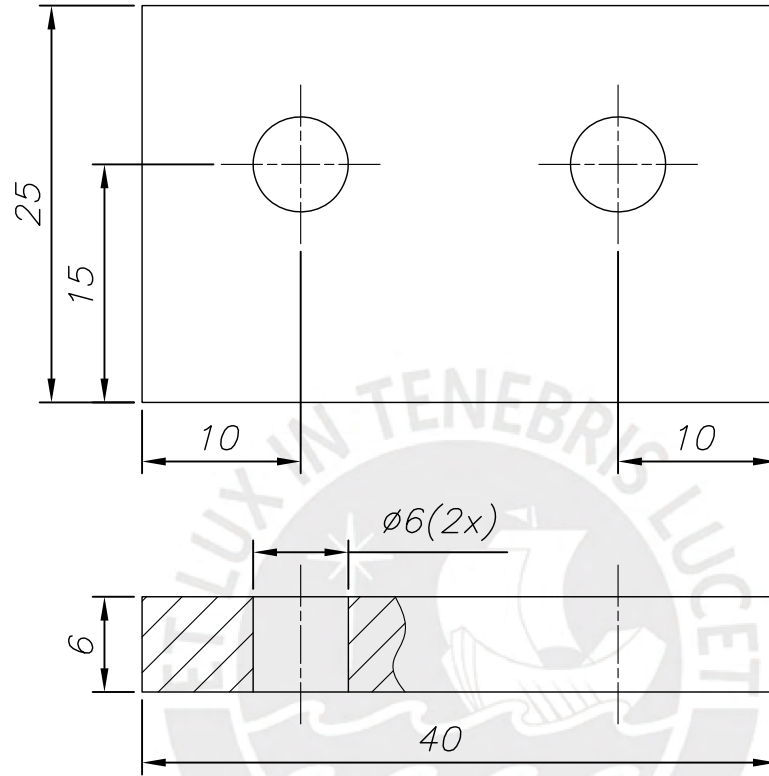
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A-36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	PLANCHA COMPACTADORA	1:5
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.04.27
		LAMINA: A3

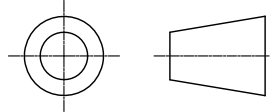


CHAFLANES NO INDICADOS  $1 \times 45^\circ$

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ 	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS PIN $\varnothing 18 \times 83$	ESCALA 2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A4

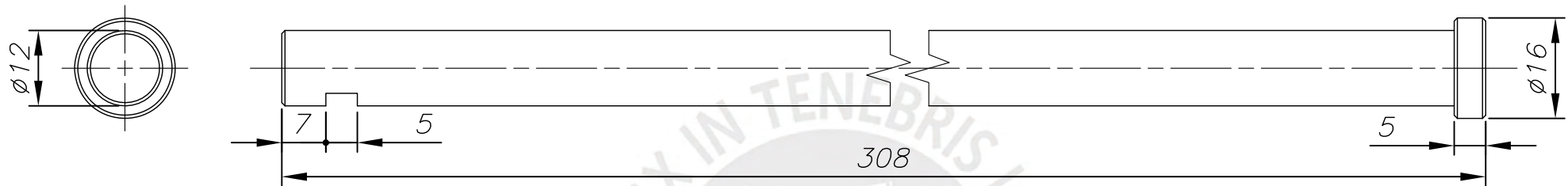
18f9	17,984	17,941				
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA				
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A572
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS RETENEDOR 6 DE ESPESOR	ESCALA 2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

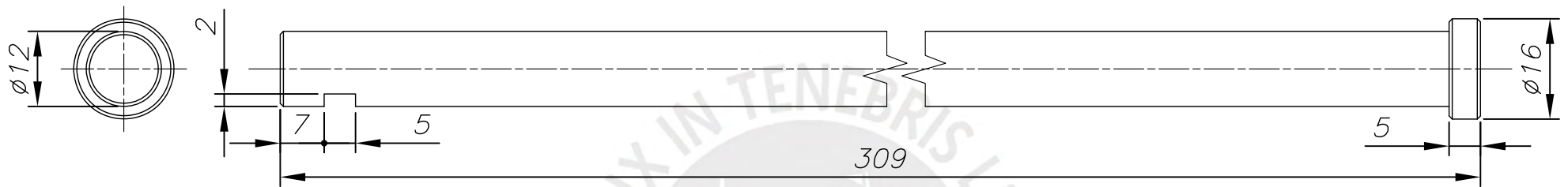


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	PIN CON CABEZA Ø12x308	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.24
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

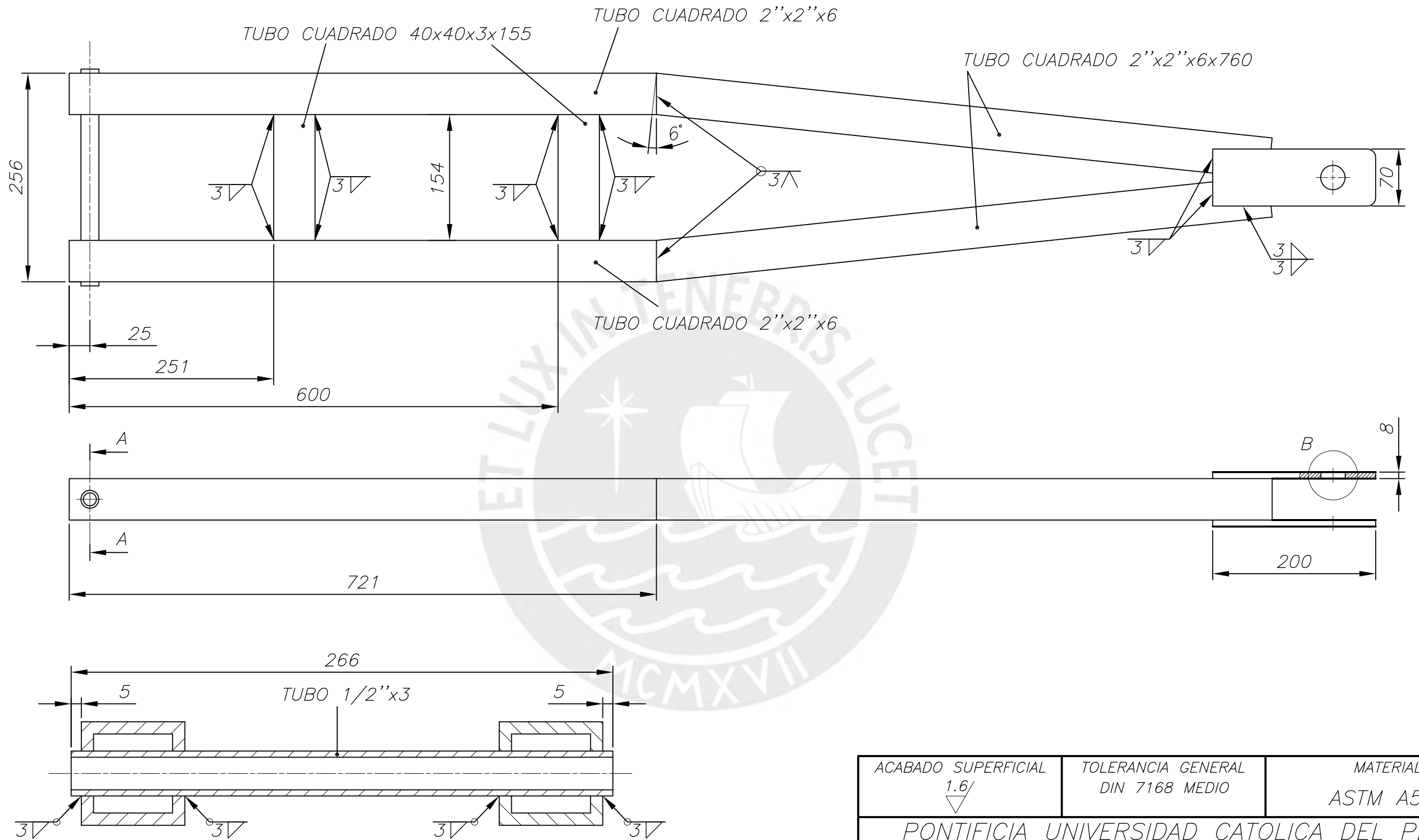


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL AISI 431
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	PIN CON CABEZA Ø12x309	1:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

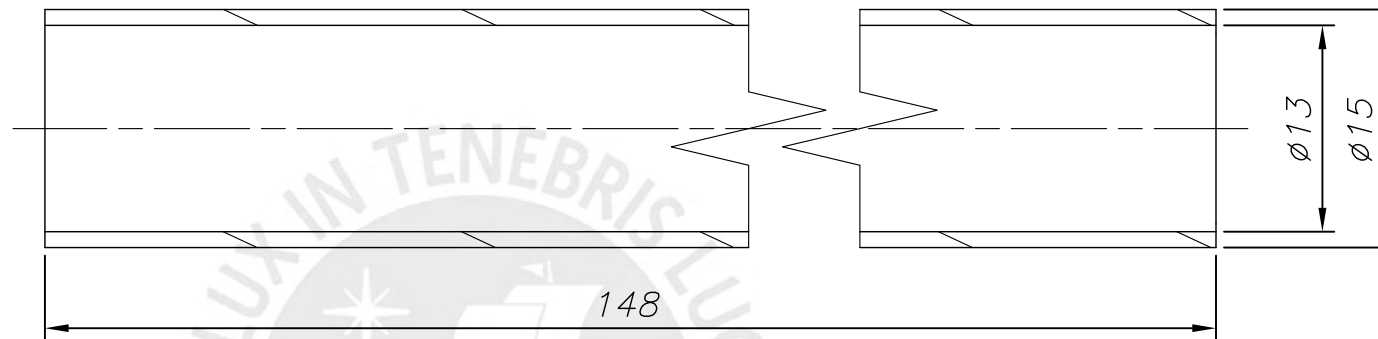
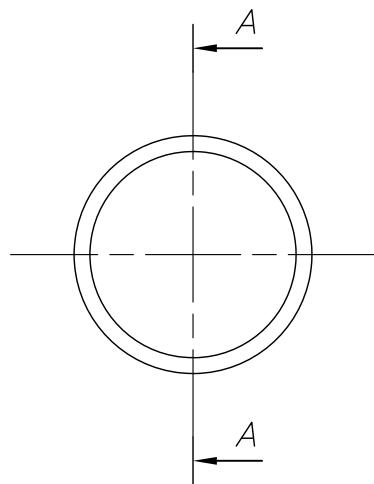


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:2

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A500
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕    ▭	TESIS ACOPLADOR	ESCALA 1:5
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.05
		LAMINA: A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

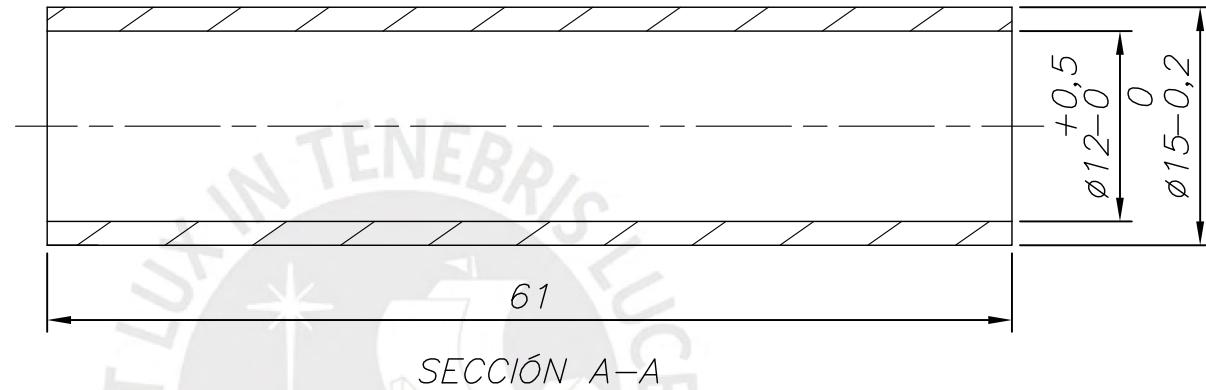
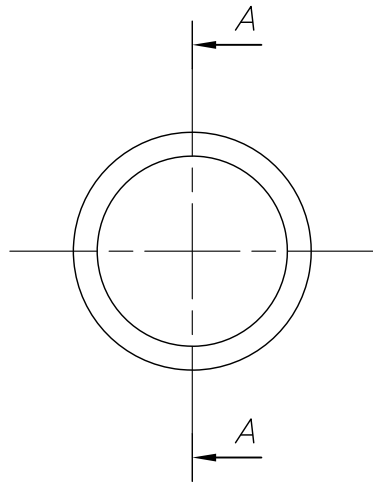


SECCIÓN A-A

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ 	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	SEPARADOR D.INT13 D.EXT15	2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

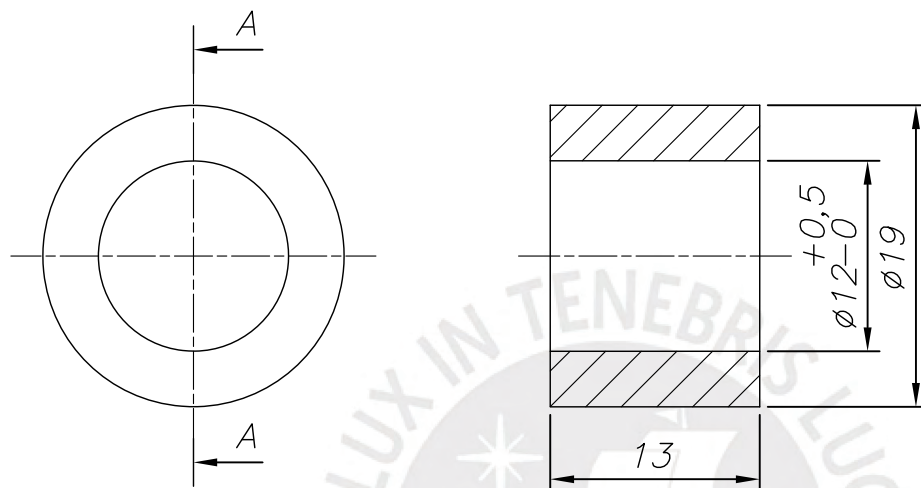
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ 	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL SAE 841
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	BOCINA D.INT 12 D.EXT 15	2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.06.06
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$



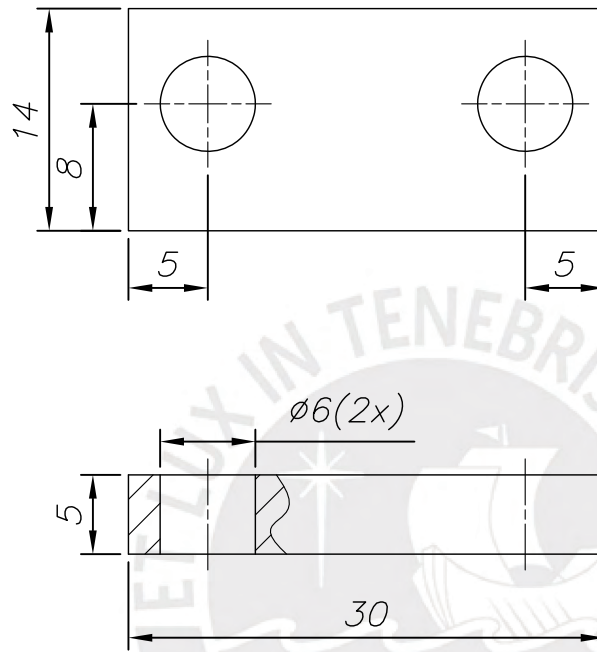
SECCIÓN A-A

CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/ ▽	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS  ANILLO DISTANCIADOR	ESCALA  2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8



ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A572
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS	ESCALA
	RETENEDOR 5 DE ESPESOR	2:1
20150161	CONDEZO RIOS, MELANI ISABELLA	FECHA: 2022.05.25
		LAMINA: A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8