

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN MÓDULO DE ENSAYOS PARA PRÓTESIS
TRANSTIBIAL QUE PERMITA EMULAR CONDICIONES DE MARCHA
EN SUPERFICIES PLANAS, INCLINADAS Y CON IRREGULARIDADES**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecatrónico

AUTOR:

Jhon Elton Chávez Vera

ASESOR:

Mag. Victoria Elizabeth Abarca Pino

Lima, octubre, 2022


Informe de Similitud

Yo, Victoria Elizabeth Abarca Pino, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesora de la tesis titulada "Diseño de un módulo de ensayos para prótesis transtibial que permita emular condiciones de marcha en superficies planas, inclinadas y con irregularidades" del autor Jhon Eltón Chávez Vera.

dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 16%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 23/01/2023.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima, 23 de enero del 2023

Apellidos y nombres del asesor / de la asesora: Abarca Pino Victoria Elizabeth	
CE: 001384213	Firma 
ORCID: 0000-0001-7682-5058	

RESUMEN

Actualmente, diversos laboratorios están implementando módulos de ensayo que permitan evaluar el funcionamiento de prótesis de miembro inferior sin la intervención de un paciente. Esto se debe a que no existe un estándar para evaluar la funcionalidad estas prótesis; el incremento de costo y tiempo en las pruebas y rediseño por el riesgo que suponen, así como otros inconvenientes como la falta de repetibilidad.

Por ello, la presente tesis desarrolla el diseño de un módulo de ensayos para prótesis transtibial que permite emular condiciones de marcha en superficies planas, inclinadas y con irregularidades. Primero, se describe un marco teórico sobre el análisis cinemático y cinético de la marcha humana, así como un estado del arte referente a los módulos de ensayo existentes. Además, se presenta el diseño conceptual del módulo propuesto. Luego, se presenta el subsistema mecánico conformado principalmente por la estructura soporte, un eje lineal de husillo de bolas y una caja reductora rueda-tornillo sinfin; así como los cálculos mecánicos necesarios para su diseño, selección de componentes y una validación estructural por simulación digital.

A continuación, en el diseño electrónico y de control, se presenta el diagrama de bloques, en el cual se aprecian los componentes tales como sensores y actuadores, fuentes de alimentación y controladores. Luego, se continúa con la selección de componentes y se presenta el subsistema electrónico definitivo. Después, se presenta el subsistema de control a utilizar y la lógica de funcionamiento general mediante un flujograma. Más adelante, se presenta la interfaz usuario-máquina del módulo de ensayos propuesta. Finalmente, se presenta la estructura de los planos y los costos estimados de diseño y fabricación, los cuales ascienden a S/. 51 212,76.

Este diseño se diferencia de aquellos existentes en su capacidad de poder operar en distintas superficies. Gracias a este módulo, se permite prescindir de un paciente humano en una etapa inicial de diseño y fabricación, y de esa manera acelerar la etapa de rediseño, evaluar la competitividad y desempeño de prótesis transtibiales en terrenos variados encontrados en la vida diaria.

DEDICATORIA

Me gustaría dedicar este trabajo a mis padres Juan y Luz que hicieron posible el sueño de estudiar una carrera universitaria y me inculcaron el valor de la educación. Ellos fueron mi principal sustento y motivo para poder culminar este documento durante la época de crisis de la pandemia.

También quiero dedicarles este trabajo a mis amigos Fabricio, César y Yoselyn, porque nunca dejaron de creer en mí, y a mis dos perros Princess y Junior, por su apoyo y cariño incondicional durante toda mi etapa universitaria de pregrado de principio a fin.

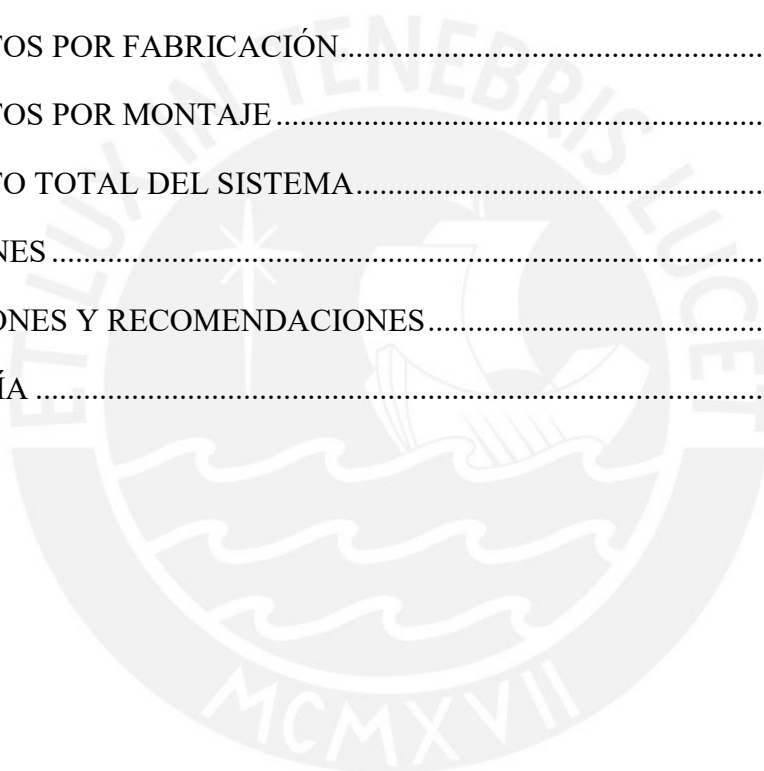


ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	i
DEDICATORIA	ii
ÍNDICE DE TABLAS	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
INTRODUCCIÓN	1
ANTECEDENTES	4
1.1. BIOMECÁNICA DEL MIEMBRO INFERIOR: DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS	4
1.1.1. PLANOS DE MOVIMIENTO DEL CUERPO HUMANO	4
1.1.2. TIPOS Y RANGO DE MOVIMIENTO DE RODILLA Y TOBILLO	5
1.2. BIOMECÁNICA DEL MIEMBRO INFERIOR EN UN CICLO DE MARCHA: DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS	6
1.2.1. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL CICLO DE MARCHA	7
1.2.2. ANÁLISIS BIOMECÁNICO DEL MIEMBRO INFERIOR EN UN CICLO DE MARCHA EN DISTINTAS SUPERFICIES	8
1.3. PRÓTESIS TRANSTIBIALES: DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS	11
1.4. MÓDULOS DE ENSAYO PARA PRÓTESIS DE MIEMBRO INFERIOR: DESCRIPCIÓN Y ESTADO DE LA TECNOLOGÍA	13
1.5. DISEÑO CONCEPTUAL DE UN MÓDULO DE ENSAYOS PARA PRÓTESIS TRANSTIBIAL	16
DISEÑO MECÁNICO	19
2.1. PRESENTACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO	19
2.2. CÁLCULOS MECÁNICOS	20
2.2.1. TORQUE Y ACELERACIÓN PARA MOTOR DE DESPLAZAMIENTO ANGULAR	20
2.2.2. DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN ANGULAR	27

2.2.3. SELECCIÓN DE MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	44
2.2.4. SELECCIÓN DE MOTOR DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	49
2.3. SELECCIÓN DE COMPONENTES MECÁNICOS	50
2.3.1. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	51
2.3.2. SELLO PARA RODAMIENTO DERECHO DE TORNILLO SIN FIN.....	53
2.3.3. EJE VERTICAL DE HUSILLO DE BOLAS.....	53
2.3.4. ACOPLÉ FLEXIBLE	54
2.4. MODELADO Y VALIDACIÓN DIGITAL.....	55
2.4.1. VALIDACIÓN DE ESTRUCTURA	56
2.4.2. VALIDACIÓN DE SOPORTE PARA TROTADORA	57
DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRÓNICO Y DE CONTROL	59
3.1. SELECCIÓN DE COMPONENTES ELECTRÓNICOS	59
3.1.1. SELECCIÓN DE TROTADORA ELÉCTRICA.....	61
3.1.2. SELECCIÓN DE PLATAFORMA DE FUERZA	62
3.1.3. SELECCIÓN DE UNIDAD DE MEDICIÓN INERCIAL.....	63
3.1.4. SELECCIÓN DE SERVOMOTOR DC DE DESPLAZAMIENTO GIRATORIO	63
3.1.5. SELECCIÓN DE SERVOMOTOR DC DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL .64	
3.1.6. SELECCIÓN DE SENSOR INDUCTIVO DE PROXIMIDAD	65
3.1.7. SELECCIÓN DE FUENTES DE ALIMENTACIÓN	66
3.1.8. SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE PROTECCIÓN	67
3.1.9. SELECCIÓN DE COMPONENTES DE CONTROL DE MANDO	69
3.1.10. SELECCIÓN DE CONTROLADOR	70
3.1.11. SELECCIÓN DE GABINETE PARA TABLERO ELÉCTRICO	71
3.2. PRESENTACIÓN DEL SISTEMA ELECTRÓNICO	72
3.3. PRESENTACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.....	77
3.3.1. ARQUITECTURA DEL SISTEMA DE CONTROL	77

3.3.2. LÓGICA DEL FUNCIONAMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA.....	79
3.4. PRESENTACIÓN DE LA INTERFAZ DE USUARIO.....	81
DISEÑO INTEGRADO, PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS.....	85
4.1. INTEGRACIÓN COMPLETA DEL SISTEMA.....	85
4.2. PLANOS DEFINITIVOS	87
4.3. ESTIMACIÓN DE COSTOS	88
4.3.1. COSTOS POR DISEÑO.....	88
4.3.2. COSTOS POR COMPONENTES Y MATERIALES.....	88
4.3.3. COSTOS POR FABRICACIÓN.....	90
4.3.4. COSTOS POR MONTAJE.....	90
4.3.5. COSTO TOTAL DEL SISTEMA.....	90
CONCLUSIONES.....	91
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	92
BIBLIOGRAFÍA	93



ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Prótesis transtibiales y sus características.....	12
Tabla 1.2. Lista de requerimientos para el diseño del módulo de ensayos.....	16
Tabla 2.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1060.....	37
Tabla 2.2. Propiedades mecánicas del acero SAE 4140.....	39
Tabla 2.3. Propiedades para la verificación de unión por zunchado.....	42
Tabla 2.4. Tabla comparativa para selección de eje vertical accionado por husillo de bolas..	54
Tabla 2.5. Requerimientos para selección de acople flexible.....	55
Tabla 3.1. Tabla comparativa de caminadoras eléctricas comerciales.....	61
Tabla 3.3. Tabla comparativa de plataformas de fuerza comerciales.....	62
Tabla 3.3. Características de los sensores IMU y su driver.....	63
Tabla 3.4. Tabla comparativa de servo motores DC comerciales.....	64
Tabla 3.5. Tabla comparativa de servo motores DC comerciales.....	65
Tabla 3.6. Tabla comparativa de sensores inductivos de proximidad comerciales.....	66
Tabla 3.7. Datos para selección de fuentes de alimentación.....	67
Tabla 3.8. Fuentes de alimentación seleccionadas.....	67
Tabla 3.9. Datos para selección de dispositivos de protección.....	68
Tabla 3.10. Dispositivos de protección elegidos.....	68
Tabla 3.11. Dispositivos de control de mando elegidos.....	69
Tabla 3.12. Señales requeridas para el PLC.....	70
Tabla 3.13. Tabla comparativa de PLCs comerciales.....	71
Tabla 3.14. Componentes a ubicarse en el gabinete.....	72
Tabla 3.15. Cables a utilizar en el conexionado.....	74
Tabla 4.1. Codificación de planos.....	87
Tabla 4.2. Estimación de costos de diseño.....	88
Tabla 4.3. Estimación de costos de tornillería.....	88
Tabla 4.4. Estimación de costos de componentes seleccionados.....	89
Tabla 4.5. Estimación de costos de materiales requeridos.....	89
Tabla 4.6. Estimación de costos de fabricación.....	90
Tabla 4.7. Estimación de costos de ensamble.....	90
Tabla 4.7. Estimación de costo total del sistema.....	90

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Planos de movimiento del cuerpo humano.....	5
Figura 1.2. Tipos de movimiento de la rodilla y el tobillo	5
Figura 1.3. Periodos del ciclo de marcha.....	6
Figura 1.4. Parámetros característicos del ciclo de marcha	7
Figura 1.5. Registro cinemático de las articulaciones del miembro inferior durante un ciclo de marcha en superficie plana.....	8
Figura 1.6. Registro cinético de las fuerzas pie-piso durante un ciclo de marcha en superficie plana.....	9
Figura 1.7. Registro cinético y cinemático durante un ciclo de marcha en superficie inclinada.....	10
Figura 1.8. Registro cinético y cinemático durante un ciclo de marcha en superficie irregular.....	11
Figura 1.9. Diagrama e implementación de la plataforma de evaluación de marcha	13
Figura 1.10. Diagrama e implementación de robot para ensayo de prótesis transfemoral	14
Figura 1.11. Ensayo en prótesis con máquina MTS alterada.....	15
Figura 1.12. Módulo de ensayos con trotadora circular.....	15
Figura 1.13. Diseño conceptual del módulo de ensayos para prótesis transtibial.....	17
Figura 1.14. Sujeción de prótesis a máquina y mecanismo de reducción de desplazamiento angular.....	17
Figura 1.15. Mecanismo de reducción de desplazamiento angular	18
Figura 1.16. Componentes estructurales del módulo de ensayos para prótesis transtibial	18
Figura 2.1. Principales componentes del diseño mecánico.....	20
Figura 2.2. Subensamble de sujeción de prótesis	20
Figura 2.3. Momento de inercia del subensamble de sujeción de la prótesis	21
Figura 2.4. Casos para la obtención del ángulo θ	22
Figura 2.5. Cinemática del subsistema de sujeción de prótesis	23
Figura 2.6. Diagramas de cuerpo libre para los casos a analizar	23
Figura 2.7. Componentes principales del mecanismo giratorio.....	27
Figura 2.8. Fuerzas entre el tornillo y su rueda.....	28
Figura 2.9. Geometría del tornillo sin fin y su rueda	33
Figura 2.10. Acotado para rueda aligerada	34

Figura 2.11. Geometría del tornillo sin fin	35
Figura 2.12. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y del tornillo sin fin.....	36
Figura 2.13. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-z del tornillo sin fin.....	36
Figura 2.14. Geometría del eje de la rueda	37
Figura 2.15. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y y x-z del eje de la rueda	38
Figura 2.16. Resultados de simulación en Ansys	39
Figura 2.17. Chaveta 1 entre servomotor y tornillo sin fin.....	40
Figura 2.18. Chaveta 2 entre corona y su eje.....	41
Figura 2.19. Esfuerzos presentes en las superficies del eje y el cubo.....	43
Figura 2.20. Unión eje de la corona y brida de sujeción por zunchado.....	44
Figura 2.21. Desplazamiento vertical de rodilla	45
Figura 2.22. Velocidad vertical de rodilla	45
Figura 2.23. Aceleración vertical de rodilla.....	45
Figura 2.24. Fuerza de reacción horizontal del suelo	47
Figura 2.25. Fuerza de reacción vertical del suelo.....	47
Figura 2.26. Fuerzas consideradas para la estimación de vida útil.....	48
Figura 2.27. Velocidad de giro del motor de desplazamiento vertical	49
Figura 2.28. Torque requerido en el motor de desplazamiento vertical	50
Figura 2.29. Parámetros para selección de rodamientos del tornillo sin fin	51
Figura 2.30. Rodamientos seleccionados para el tornillo sin fin.....	52
Figura 2.31. Parámetros para selección de rodamientos del eje de la rueda.....	52
Figura 2.32. Rodamientos seleccionados para el eje de la rueda.....	53
Figura 2.33. Sello de anillo en V 35 VA R.....	53
Figura 2.34. Características generales del modelo elegido.....	55
Figura 2.35. Estructura del módulo de ensayos	56
Figura 2.36. Cargas actuantes en la estructura del módulo de ensayos	56
Figura 2.37. Resultados de simulación digital para la estructura	57
Figura 2.38. Soporte para trotadora del módulo de ensayos.....	57
Figura 2.39. Cargas consideradas para el soporte de la trotadora.....	58
Figura 2.40. Resultados de simulación digital para el soporte para caminadora.....	58
Figura 3.1. Diagrama de bloques del sistema	60
Figura 3.2. Sensores aktos-t y su driver.....	63
Figura 3.3. Gabinete eléctrico Rittal AE 1012.600.....	72
Figura 3.4. Distribución de componentes internos en tablero eléctrico.....	73

Figura 3.5. Conectores requeridos en el sistema electrónico.....	74
Figura 3.6. Distribución de componentes al exterior del tablero eléctrico	75
Figura 3.7. Ubicación del sensor inductivo de proximidad	75
Figura 3.8. Sensores IMU y sus sujetadores	76
Figura 3.9. Ubicación de las plataformas de fuerza.....	76
Figura 3.10. Ubicación de las plataformas de fuerza.....	77
Figura 3.11. Lazo de control cerrado con controlador PID	78
Figura 3.12. Flujograma general e interrupciones del sistema	80
Figura 3.13. Flujograma de función Regular altura	80
Figura 3.14. Flujograma de función Ejecutar ensayo	81
Figura 3.15. Flujograma de función Ejecutar ensayo	82
Figura 3.16. Ventana de nuevo ensayo	82
Figura 3.17. Ventana tras iniciar ensayo.....	83
Figura 3.18. Ventana de visualización de datos de ensayo pasado.....	84
Figura 4.1. Módulo de ensayo diseñado y sus componentes	86
Figura 4.2. Componentes restantes del módulo de ensayos.....	86
Figura 4.3. Elemento espaciador entre caja reductora y eje lineal.....	86

INTRODUCCIÓN

A pesar de que existen normas como la ISO 10328:2017 que garantizan la resistencia de las prótesis de miembro inferior, la evaluación de su desempeño aún no se encuentra normalizada. El desempeño ideal de una prótesis es el de poder comportarse como el miembro amputado. Así, se apunta a reducir el esfuerzo realizado por el paciente y a eliminar lesiones que pudieran ser originadas por su uso (Olivares, 2011). No obstante, la práctica común consiste en evaluar directamente el dispositivo en el paciente amputado, lo cual conlleva distintos problemas en una etapa inicial.

En primer lugar, se pone en riesgo la integridad del paciente debido a que presentan un índice de caídas similar al de personas mayores (NIBIB, 2019). Este riesgo se incrementa considerablemente al emplear una superficie irregular, que es la que conforma gran parte del día a día de las personas (SaluDigital, 2019). Si bien se pueden emplear elementos y procedimientos de seguridad, se produce un incremento de costos y tiempo significativos en la realización de los ensayos y el rediseño de los prototipos de las prótesis. Asimismo, estas pruebas implican diversos procedimientos administrativos y legales para la participación de personas como los trámites de ética. Más aún, la fatiga humana induce una fuente de error debido a la falta de repetibilidad en los datos obtenidos durante varios ensayos (Richter, 2015). Por ello, es preferente que las pruebas en pacientes sean en una etapa final y diversos laboratorios alrededor del mundo han implementado máquinas que permitan cumplir estas evaluaciones iniciales (Richter, 2015; Ficanha, 2013; SaluDigital, 2019). Sin embargo, en Perú todavía no hay lugares especializados que cuenten con esta tecnología.

Además, hay una creciente necesidad de realizar ensayos para validar el desempeño de las prótesis de miembro inferior producidas o en desarrollo en el país por los siguientes motivos. Por un lado, las amputaciones de pierna son las más comunes y representan el 78% del total de amputaciones, según un estudio realizado por el Instituto de Evaluación de Tecnologías en Salud e Investigación de Essalud (IETSI Essalud, 2018). Por otro lado, el Instituto Nacional de Rehabilitación evidencia en sus informes estadísticos entre los años 2013 y 2018 un incremento del 104% en la producción nacional de prótesis mecánicas de miembro inferior, destacándose como las más solicitadas (INR, 2019). Las prótesis producidas en el país actualmente corresponden a prótesis estéticas y mecánicas. No obstante, las prótesis de tipo robótico son también de interés en la producción científica nacional generada en los últimos años (Delgado, 2017; Medina, 2017; Salazar, 2019).

Por los motivos expuestos anteriormente y aplicando la Norma Alemana VDI2206, se propone diseñar un módulo de ensayos para prótesis transtibial robótica o mecánica, que permita emular el movimiento de marcha humana en superficies planas, inclinadas o que presentan irregularidades. Además, se debe poder obtener y visualizar información en tiempo real acerca del desempeño de las prótesis evaluadas. Este diseño conlleva la siguiente estructura.

El primer capítulo aborda los antecedentes de la propuesta de solución. Ello implica contextualizar la biomecánica del miembro inferior durante la marcha humana y su análisis tanto cinemático como cinético en superficies plana, inclinada y con irregularidades. Luego, se presentan distintas máquinas que permiten emular condiciones de marcha para prótesis de miembro inferior, así como prótesis transtibiales comerciales y académicas. Finalmente, se presenta el concepto de solución del cual se parte.

El segundo capítulo se enfoca en el diseño mecánico de la máquina. En primer lugar, se presentan los distintos subsistemas que conforman el sistema mecánico y permiten emular el movimiento de marcha de la prótesis. Luego, se presentan los cálculos mecánicos para verificar la resistencia y dimensionar elementos esenciales de la máquina. Después, se seleccionan los componentes requeridos a partir de los cálculos obtenidos. Finalmente, se realiza una validación estructural por simulación tanto de la estructura del módulo de ensayos como del soporte sobre el cual se desplaza la prótesis.

En el tercer capítulo, se realiza tanto el diseño electrónico como de control del módulo de ensayos. Primero, se presentan los componentes principales que conforman todo el sistema electrónico. Luego, se presenta la selección de todos los componentes tanto del sistema electrónico como de control. Luego de ello, se presenta el sistema de control por medio de la lógica del funcionamiento general de la máquina y el tipo de control utilizado. Finalmente, el capítulo concluye con la presentación de la interfaz usuario-máquina del módulo de ensayos.

El cuarto capítulo presenta la integración de los subsistemas mecánico, electrónico y de control definidos anteriormente. Después de ello, se presenta la estructura de los planos mecánicos, ensamble y despiece, y el plano electrónico. Por último, se estiman los costos asociados del trabajo desarrollado. Finalmente, se presentan las conclusiones, observaciones y recomendaciones del presente trabajo.

La presente tesis aporta a realizar una validación técnico-funcional de las prótesis transtibiales implementadas sin paciente en diferentes tipos de superficies. Permitiendo comparar las variables cinemáticas y cinéticas mediante la información recogida por el módulo, conlleva a mejorar el diseño de las prótesis de miembro inferior de una forma más competitiva para el mercado nacional e internacional. Así mismo, las pruebas realizadas en el módulo permiten reducir el tiempo y costo de fabricación, obteniendo un rediseño más eficiente. Más aún, permite impulsar el desarrollo de la industria médica en el país mediante el incremento en la tecnología destinada a la evaluación de dispositivos médicos como prótesis. Así como también, promueve el uso de materiales que no tengan alto impacto contaminante en el ambiente o puedan ser reutilizados al final de su vida útil.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En este capítulo se describe la información previa al diseño de ingeniería, tal como la biomecánica del miembro inferior y su análisis cinemático y cinético durante un ciclo de marcha en superficies planas, inclinadas y con irregularidades. Luego, se presenta el estado del arte de las máquinas similares a la propuesta. Para terminar, se presenta el concepto de solución ya elaborado a partir del cual se continúa con el diseño ingenieril.

1.1. Biomecánica del miembro inferior: Descripción y características

En esta sección se presenta una breve descripción sobre los planos de movimiento del cuerpo humano, así como los tipos y rangos de movimiento de la rodilla y el tobillo.

1.1.1. Planos de movimiento del cuerpo humano

Los planos de movimiento del cuerpo humano se muestran en la Figura 1.1. Estos planos son: plano sagital, plano frontal o coronal y plano transversal. Cabe mencionar que frecuentemente se realiza un análisis de la marcha en el plano sagital, pues es en este plano en el que tienen lugar los movimientos principales de interés.

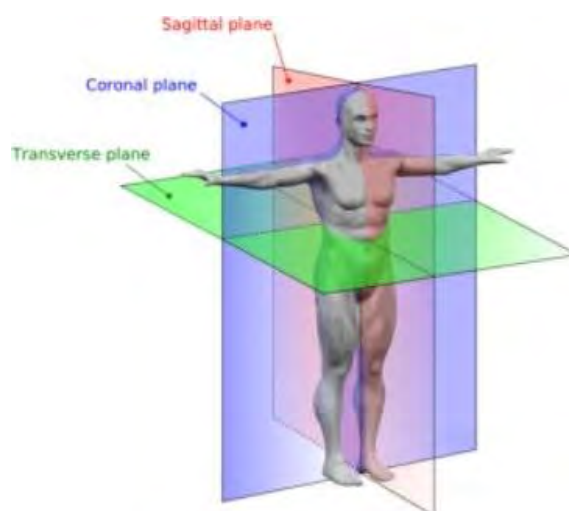
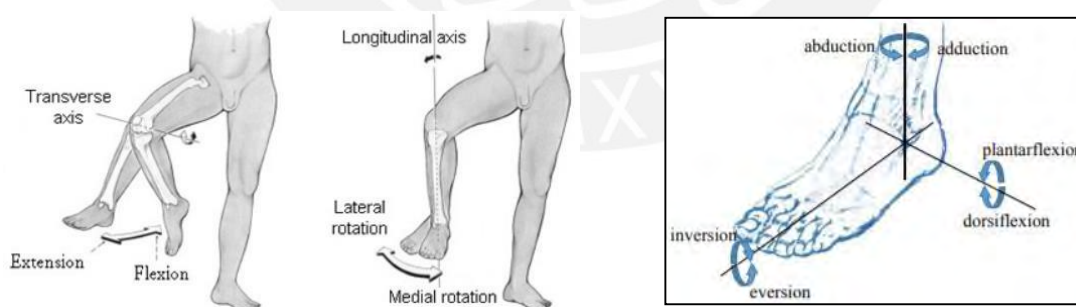


Figura 1.1. Planos de movimiento del cuerpo humano (Schmidler, 2018)

1.1.2. Tipos y rango de movimiento de rodilla y tobillo

La rodilla y el tobillo son parte de las principales articulaciones responsables del movimiento de marcha. Por un lado, la rodilla cuenta con movimientos de flexión/extensión, que alcanzan los 150° y 10° respectivamente, y rotación medial/lateral, que alcanzan los 10° y 40° respectivamente¹. Por otro lado, el tobillo cuenta con 3 tipos de movimiento: dorsiflexión/plantarflexión, en los que se alcanzan los 20° y 50° respectivamente; abducción/aducción, en los que alcanza los 20° y 25° respectivamente; e inversión/eversión, en los que el rango de movimiento oscila entre 35° y 25° respectivamente. Ver Figura 1.2.



a) Tipos de movimiento de la rodilla²

b) Tipos de movimiento del tobillo

Figura 1.2. Tipos de movimiento de la rodilla y el tobillo (Madusanka, 2014)

¹ Consulta: <https://boneandspine.com/knee-range-of-motion/>. Revisado el 19 de marzo de 2022.

² Consulta: <https://www.howtorelief.com/knee-joint-anatomy-muscle-involvement/>. Revisado el 19 de marzo de 2022

1.2. Biomecánica del miembro inferior en un ciclo de marcha: Descripción y análisis

La marcha humana se caracteriza por el desplazamiento del cuerpo humano en posición bípeda siendo el peso corporal distribuido alternativamente sobre cada pierna, de las cuales alguna se encuentra en contacto con el piso en todo momento (Martín, 1999).

El ciclo de marcha está constituido por dos fases: la fase de apoyo, la cual representa un 60% del ciclo total, y la fase de balanceo, la cual representa un 40% del ciclo total. Cada fase posee determinados periodos establecidos y cada ciclo empieza con el contacto inicial entre el miembro de análisis y el piso, tal como se muestra en la Figura 1.3. Luego, durante el periodo de respuesta a la carga el miembro adquiere estabilidad y amortiguamiento. Continuando con la progresión, el periodo de apoyo intermedio se caracteriza por que todo el peso corporal recae sobre el miembro de estudio. Después, en el apoyo final el miembro opuesto ya se encuentra por delante del miembro estudiado para dar inicio a su respectivo ciclo de marcha. El periodo de prebalanceo es el último de la fase de apoyo y da inicio a la fase de balanceo, fase en la cual el miembro pierde el contacto con el suelo para desplazarse hacia adelante y reiniciar su ciclo de marcha (Maccira, 2003).

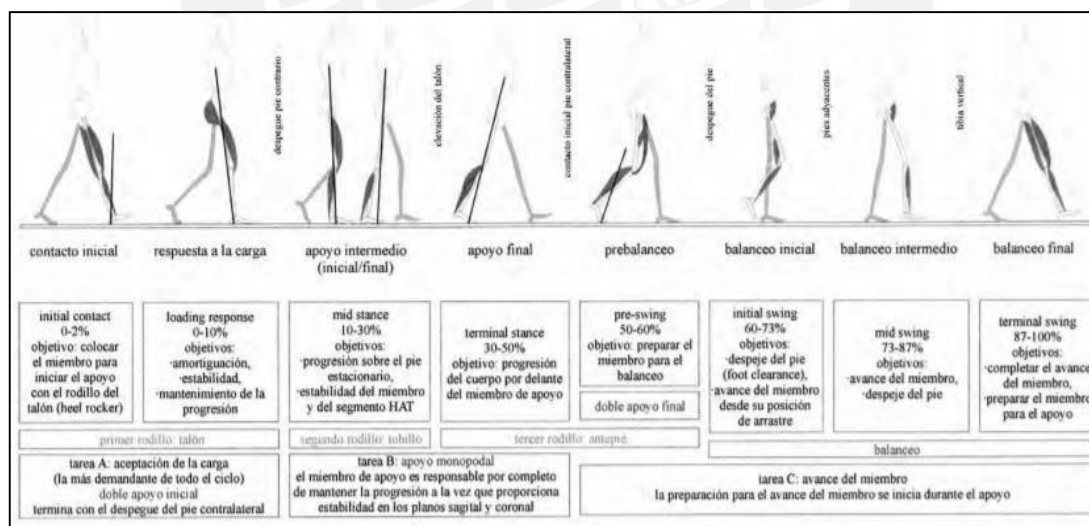


Figura 1.3. Periodos del ciclo de marcha (Adaptado de Perry, 1992, y Whittle, 1998, en Maccira, 2003)

1.2.1. Parámetros característicos del ciclo de marcha

Algunos parámetros que definen las características de un ciclo de marcha fueron descritos por Agudelo y Cerda en sus trabajos de investigación de 2010 y 2013 respectivamente. Estos se muestran en la Figura 1.4 y se describen a continuación.



Figura 1.4. Parámetros característicos del ciclo de marcha (Herrero, 2017)

- Longitud de zancada: Parámetro que representa la distancia entre la posición del talón del pie al inicio y al final de un ciclo de marcha.
- Longitud de paso: Definido por la distancia entre las posiciones del talón de un miembro y el otro durante un ciclo de marcha.
- Amplitud de base: También conocida como ancho del paso, hace referencia a la distancia lateral entre un pie y el otro, siendo esta distancia la base de sustentación del cuerpo.
- Altura del paso: Es la distancia entre el pie y el suelo durante la fase de balanceo. Generalmente tiene un valor de 5 cm.
- Cadencia o ritmo del paso: Parámetro que relaciona la longitud y número de pasos con que un individuo realiza diversos ciclos de marcha. Por lo general está sujeto a la estructura corporal y sus valores oscilan entre 90 y 120 pasos/min.
- Velocidad: Este parámetro también está relacionado con la estructura corporal del individuo. Sus valores oscilan entre 2 y 4 km/h, pero se aproxima a 1 m/s.
- Oscilación vertical del centro de gravedad: Su valor asciende hasta los 5 cm durante la marcha, tomando su punto más alto durante el periodo de apoyo intermedio y su punto más bajo durante el periodo en el que el peso se encuentra distribuido entre ambos miembros.
- Ángulo de paso o ángulo de la marcha: Es el ángulo formado entre el pie durante la fase de apoyo y la línea de dirección general de desplazamiento de la marcha.

1.2.2. Análisis biomecánico del miembro inferior en un ciclo de marcha en distintas superficies

El análisis biomecánico del miembro inferior durante un ciclo de marcha está distribuido en un análisis cinemático y cinético. El primero de ellos caracteriza el movimiento de las principales articulaciones involucradas sin tomar en consideración las causas que lo producen; mientras que, el segundo toma en consideración las fuerzas involucradas, tal como la fuerza de reacción del piso. Así, mediante el análisis conjunto se puede determinar la potencia y energía involucradas en el ciclo de marcha (González, 2017).

A. Superficie plana

La Figura 1.5 muestra las curvas típicas obtenidas de desplazamiento angular de la cadera, la rodilla y el tobillo en el plano sagital durante la marcha sobre superficie plana. González (2017) indica que el rango de movimiento del tobillo se extiende desde los 15° de dorsiflexión, en el periodo de apoyo final, hasta los 20° de plantarflexión en el periodo de balanceo inicial. Asimismo, la rodilla se encuentra en todo momento flexionada desde los 0° iniciales hasta los 65° en la fase de balanceo. La cadera por su parte presenta movimientos de flexión y extensión máximos de 30° y 20° respectivamente. Resultados acordes a otros estudios presentados (Lay, 2006; Maceira, 2003).

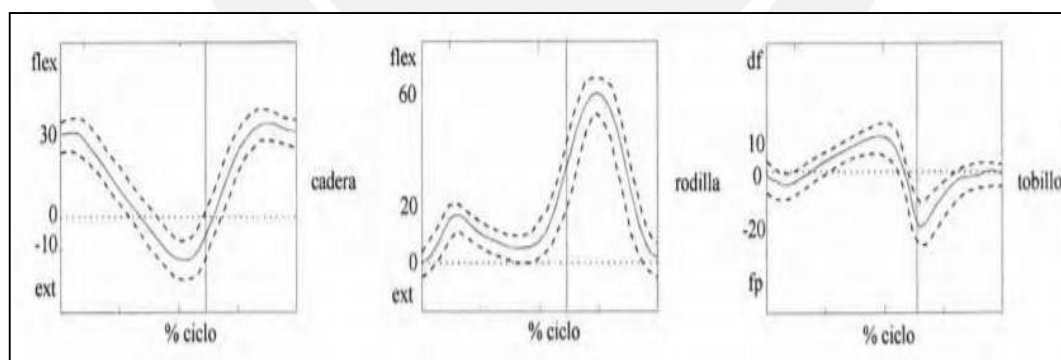


Figura 1.5. Registro cinemático de las articulaciones del miembro inferior durante un ciclo de marcha en superficie plana (Maceira, 2003)

Los registros cinéticos obtenidos durante un ciclo de marcha en superficie plana están basados en determinar las fuerzas de reacción del piso. Las gráficas esperadas para estas fuerzas se muestran en la Figura 1.6. La componente de principal interés en estos estudios es la de reacción vertical debido a la significativa diferencia en magnitud respecto a las otras dos: anteroposterior y medio-lateral. Así, en la gráfica se presencian 2 picos (F_1 y F_3) en esta componente durante la fase de apoyo, correspondientes a la aceptación del peso en el miembro de apoyo y a la posterior desaceleración al encontrarse el peso apoyado en la punta del pie. Por otra parte, en la componente anteroposterior se presenta un cambio de sentido en la fuerza (F_4 , F_5 y F_6) correspondiente a la desaceleración al iniciar el ciclo y a la posterior aceleración durante el progreso de la fase de apoyo.

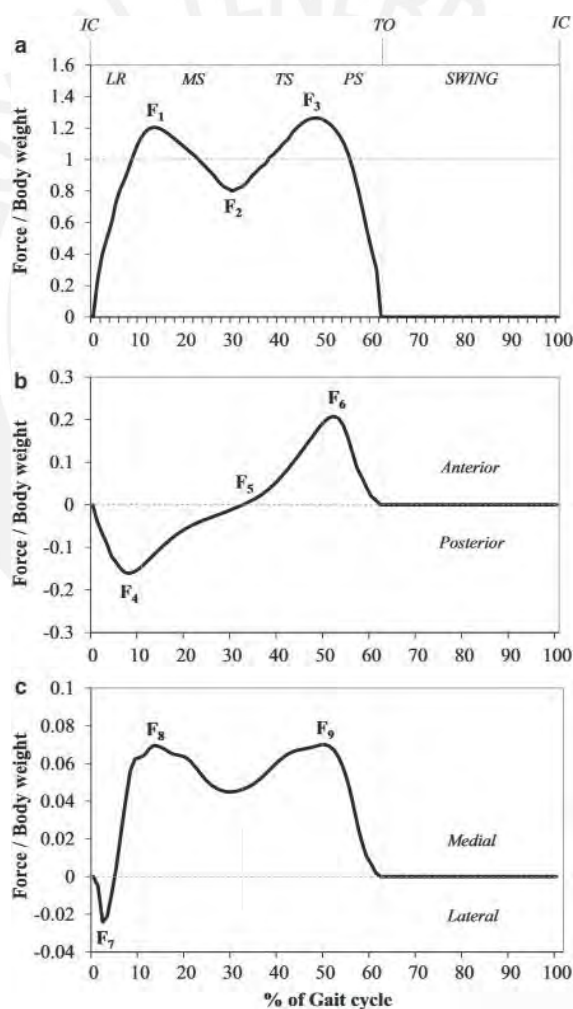
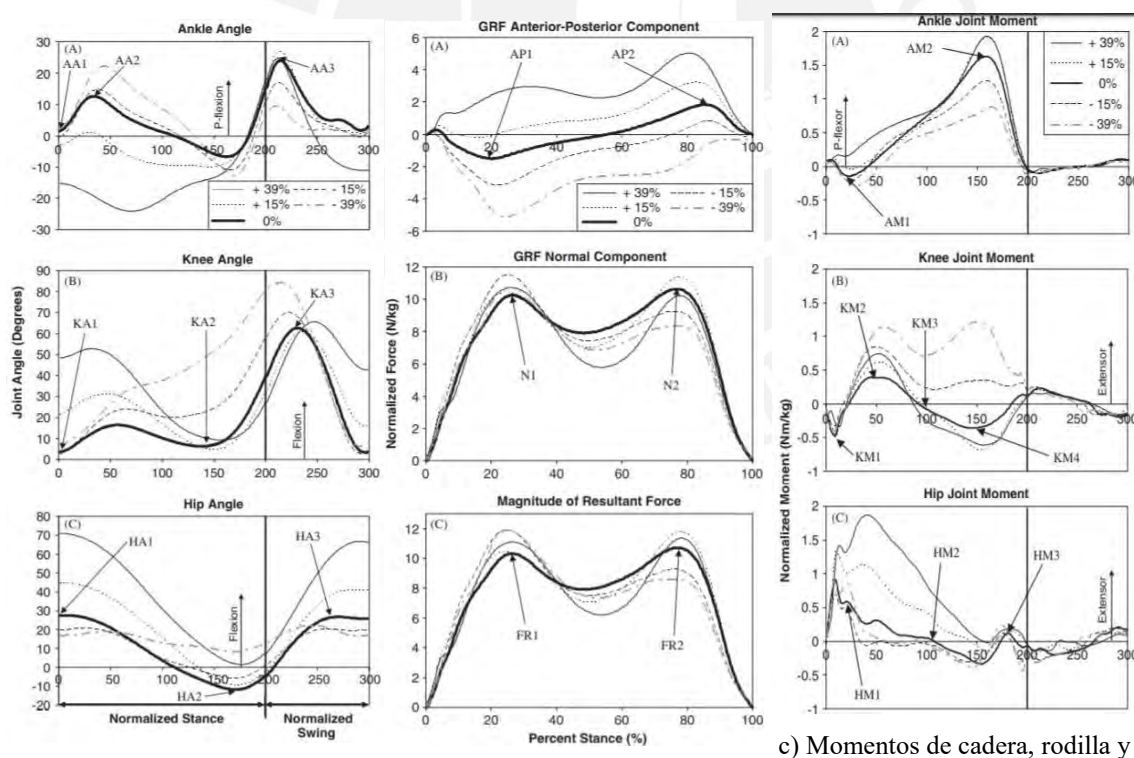


Figura 1.6. Registro cinético de las fuerzas pie-piso durante un ciclo de marcha en superficie plana (Chockalingam, 2016)

B. Superficie inclinada

Lay (2006) realizó un estudio para cuantificar los efectos de la pendiente de la superficie sobre la marcha humana y plasmó sus resultados en las gráficas mostradas en la Figura 1.7. La pendiente considerada tomaba un valor positivo si la marcha era ascendente y un valor negativo si era descendente. Algunas diferencias significativas ocurren a distinta inclinación y orientación. Por ejemplo, el tobillo se mantiene en dorsiflexión casi toda la fase de apoyo para pendiente positiva, mientras que una mayor plantarflexión se presenta a pendientes negativas. En el caso de la cadera y la rodilla, se presenta mayor flexión para pendientes más positivas y pendientes más negativas respectivamente. Por otra parte, solo en la componente anteroposterior de la fuerza de reacción del piso se evidencia significativa diferencia, pues depende del esfuerzo ejercido para detener o propulsar el cuerpo según sea la dirección de la marcha ascendente o descendente. Finalmente, con la información obtenida se realizan las gráficas de momentos de las articulaciones, a partir de lo cual se puede determinar las variaciones de la energía o trabajo involucrados por cada articulación.



a) Desplazamiento angular de cadera, rodilla y tobillo

b) Fuerzas de reacción pie-piso

c) Momentos de cadera, rodilla y tobillo

Figura 1.7. Registro cinético y cinemático durante un ciclo de marcha en superficie inclinada (Lay, 2006)

C. Superficie irregular

La superficie irregular posee la particularidad de presentar una gran variación durante el registro de datos. Así lo constató Voloshina (2013) en un estudio del ciclo de marcha sobre una superficie de trotadora alterada con bloques de madera. Sus resultados se aprecian en la Figura 1.8. A partir de ello se evidencian momentos articulares mayores en la fase de apoyo para estabilizar el cuerpo. Por ello, se presencia un incremento en los momentos de extensión y flexión de cadera, así como en la flexión y extensión de rodilla en los periodos de apoyo intermedio y prebalanceo respectivamente.

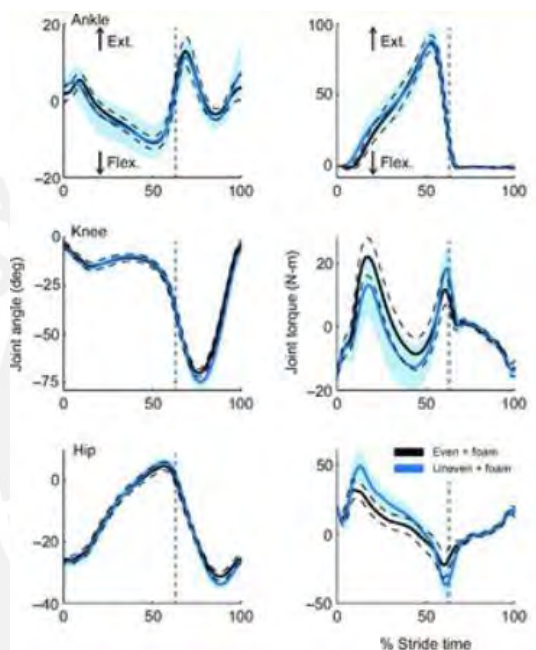


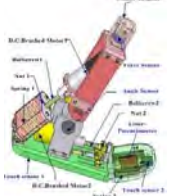




Figura 1.8. Registro cinético y cinemático durante un ciclo de marcha en superficie irregular (Voloshina, 2013)

1.3. Prótesis transtibiales: Descripción y características

Las prótesis transtibiales se denominan así debido a la parte amputada, la cual se encuentra a nivel de la tibia por debajo de la rodilla. Estos dispositivos pueden clasificarse en activos, si requieren de una fuente de alimentación externa, o pasivos, si únicamente son accionadas por la persona (Au, 2008). Las prótesis activas poseen un sistema de control para reducir el esfuerzo realizado por la persona, mientras que las prótesis pasivas poseen elementos capaces de liberar o almacenar energía para cumplir la misma función.

A continuación, se presentan algunas prótesis transtibiales en la Tabla 1.1 junto a las principales características de interés para el módulo de ensayos.

Tabla 1.1. Prótesis transtibiales y sus características

Prótesis transtibiales	PANTOE 1 (Zhu, 2010)	Mecanismo de prótesis robótica (Salazar, 2019)	1C62 Triton Harmony ³	PROPRIO FOOT ⁴	Prótesis de pie-tobillo motorizada (Au, 2008)
Modelo					
Tipo	Activa	Activa	Pasiva	Activa	Activa
Altura (mm)	345	406	195	174 - 188	180
Ancho (mm)	No especifica	96	No especifica	No especifica	No especifica
Profundidad (mm)	265	265	210-300	220-300	270
Masa (kg)	1.47	4	0.655 – 0.84	1.3 – 1.6	2
Grados de libertad	1	2	1	1	3
Movimiento (DF-PF / I-E / RI-RE)	16°-27°	20°-24° / 25°-10°	9°-9°	33° rango de movimiento total	12°-32° / 20°-25° / 30°-25°

Se ha considerado una mayor cantidad de prótesis activas debido a que la gran mayoría se encuentra en desarrollo y son aquellas en las que se realiza mayor número de ensayos. A partir de lo expuesto en la tabla, se aprecia una relativa variabilidad en las alturas y masas.

Asimismo, el principal grado de libertad al cual están enfocadas está referido al plano sagital mediante los movimientos de dorsiflexión (DF) y plantarflexión (PF), a diferencia de los movimientos de inversión (I), eversión (E), rotación interna (RI) y externa (RE).

³ 1C62 Triton Harmony:

<https://professionals.ottobock.com.au/document?mediaPK=8923930099742&attachment=true>. Revisado el 19 de marzo de 2022

⁴ PROPRIO FOOT de ÖSSUR:

<https://assets.ossur.com/library/40415/PROPRIO%20FOOT%20P%20c3%a1gina%20del%20cat%20c3%a1logo%20-%20.pdf>. Revisado el 19 de marzo de 2020

1.4. Módulos de ensayo para prótesis de miembro inferior: Descripción y estado de la tecnología

En esta sección, se presenta una revisión de los módulos de ensayo que realizan la función de evaluar el desempeño y funcionamiento de la prótesis, agilizar la etapa de prototipado y prescindir de un sujeto de prueba para esta etapa. Es decir, el estado del arte de módulos que cumplan una función similar a la deseada. Cabe mencionar que a conocimiento del autor ninguno se encuentra en etapa comercial.

A. Plataforma de simulación y evaluación de marcha

Esta plataforma fue desarrollada para la simulación y evaluación de una prótesis transfemoral. Esta plataforma emula un ciclo de marcha tanto para una prótesis transfemoral como para la misma prótesis junto a una nueva rodilla protésica en estudio en simultáneo. Esta evaluación es llevada a cabo sobre una caminadora eléctrica por su versatilidad para variar la velocidad del ciclo de marcha. Consta de dos cilindros neumáticos para emular el peso de una persona; así como de motores para emular los movimientos de la cadera de ambas prótesis en estudio. Asimismo, el movimiento de rodilla de la prótesis que emula una pierna sana es realizado por un motor, mientras que en la otra es realizado por la rodilla protésica a evaluar. Para la obtención de los datos cuenta con unidades de medición inercial (IMU), un sensor dentro de la rodilla protésica y un transductor de fuerza en el tubo conector de la prótesis (Cao, 2019). Ver Figura 1.9.

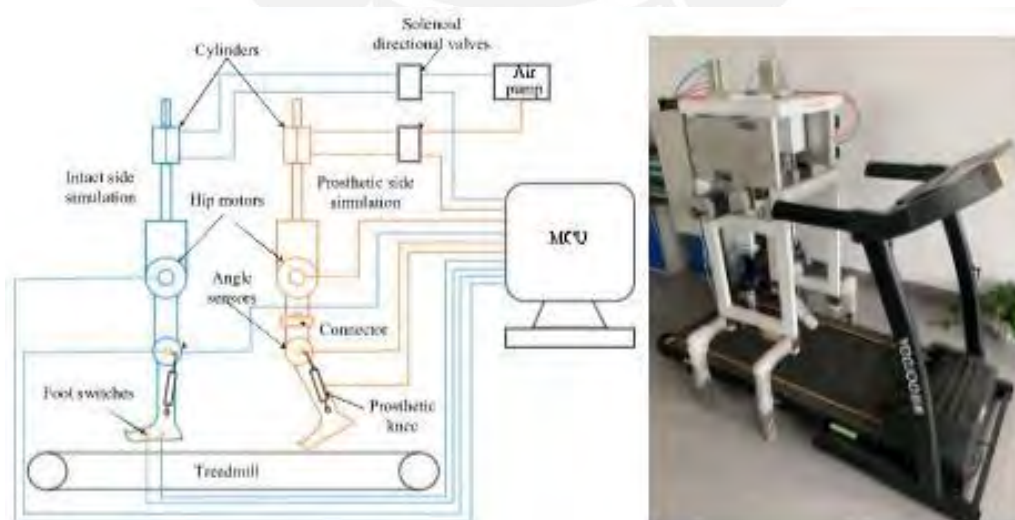


Figura 1.9. Diagrama e implementación de la plataforma de evaluación de marcha (Cao, 2019)

B. Robot para ensayo de prótesis transfemoral

Este robot cuenta con dos grados de libertad para reproducir movimientos realizados por la cadera en el plano sagital a partir de un registro de datos de ensayos de marcha. Según se puede apreciar en la Figura 1.10, el robot cuenta con un mecanismo de husillo de bolas accionado por un servomotor para reproducir movimiento vertical y generar una fuerza de empuje de hasta 1200 N, contando con una retroalimentación por parte de una celda de carga. El movimiento angular de la cadera es realizado por otro servomotor capaz de trabajar a una velocidad máxima de marcha de 1 m/s. De igual manera que en la máquina anterior, se utiliza una caminadora eléctrica para simular la marcha y poder fijar el eje vertical (Richter, 2015).

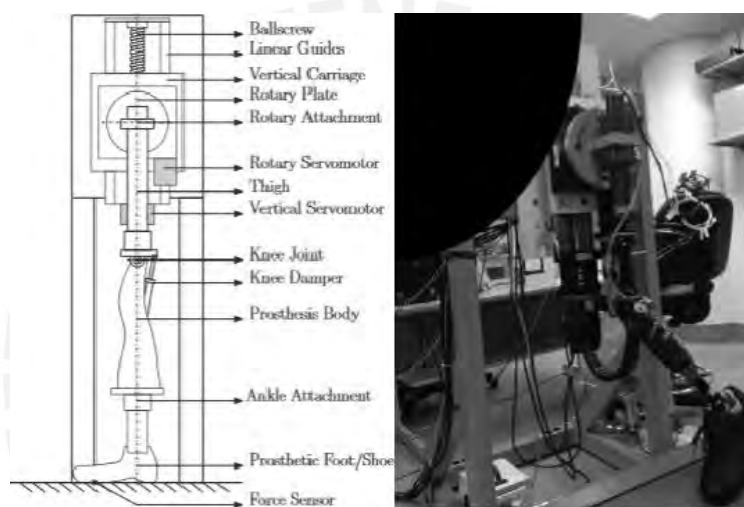


Figura 1.10. Diagrama e implementación de robot para ensayo de prótesis transfemoral (Richter, 2015)

C. Máquina de ensayo MTS alterada

Este módulo de ensayos hace uso de una máquina tipo MTS, la cual es requerida por norma para los ensayos de resistencia de una prótesis de miembro inferior. No obstante, Bergelin (2010) le realizó una modificación para poder evaluar el desempeño de una prótesis transtibial durante una simulación de un ciclo de marcha, tal como se observa en la Figura 1.11. Esta máquina solo se desplaza verticalmente a partir de un registro de datos de un ensayo de marcha y gracias a la fijación de la punta de la prótesis se obtiene una emulación de dicho ensayo. Así, se evalúa el desempeño del tobillo de la prótesis accionado por el motor mediante un sistema de monitoreo en tiempo real en el software dSPACE.



Figura 1.11. Ensayo en prótesis con máquina MTS alterada (Bergelin, 2010)

D. Módulo de ensayos mediante trotadora circular

Esta plataforma, mostrada en la Figura 1.12, fue diseñada para cubrir un aspecto vital de la marcha diaria: no siempre se camina en línea recta. Así, Ficanha (2013) realiza una evaluación de una prótesis activa en todos los tipos de movimiento a la vez del tobillo. Cuenta con motorreductores tanto para accionar la plataforma circular, la cual se desplaza sobre 8 ruedas locas, como para realizar el desplazamiento vertical. El peso de una persona de 118 kg como máximo puede ser emulado gracias a unos discos de pesas ubicados en el extremo de una viga pivotada en F a una velocidad máxima de marcha de 1.63 m/s. La captura de movimiento del pie de la prótesis y su cuerpo se realizó mediante un sistema de cámaras infrarrojas.

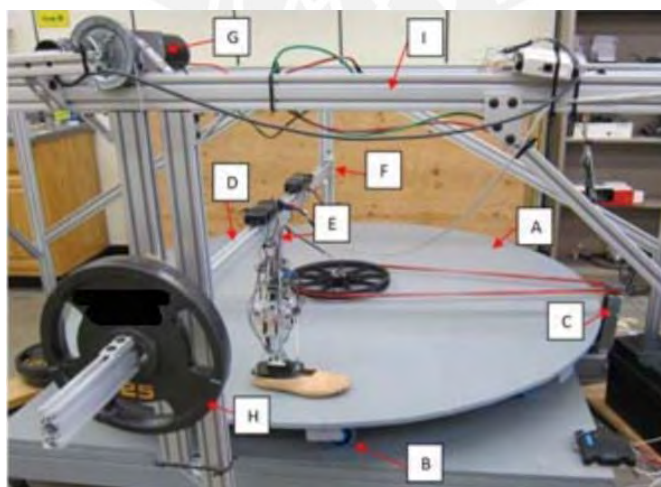


Figura 1.12. Módulo de ensayos con trotadora circular (Ficanha, 2013)

1.5. Diseño conceptual de un módulo de ensayos para prótesis transtibial

A partir de los antecedentes presentados, se elaboró un diseño conceptual de un módulo de ensayos para prótesis transtibial que permita emular una marcha sobre superficies planas, inclinadas e irregulares siguiendo la metodología VDI 2206. Los requerimientos a lograr están definidos en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Lista de requerimientos para el diseño del módulo de ensayos

Área	Descripción
Función principal	Emular un ciclo de marcha para una prótesis transtibial sobre distintas superficies y monitorear su registro cinemático y cinético en tiempo real.
Geometría	Las dimensiones principales de la máquina no deben sobrepasar los 1.5x1.5x1.5 metros. Asimismo, los registros de un ensayo de marcha deben ser para una persona de máximo 1.75 metros de altura. La superficie inclinada debe contar con una pendiente positiva de 15% como máximo.
Cinemática	La prótesis se debe desplazar a una velocidad de marcha máxima de 1.5 m/s.
Fuerzas	La marcha debe ser emulada para una persona de máximo 75 kg. Además, el peso del módulo de ensayos no debe ser mayor a 150 kg.
Energía	La energía a utilizar corresponde a la red eléctrica peruana 220V 60Hz.
Materia	Las prótesis a ensayar deben ser prótesis transtibiales pasivas o activas con hasta 3 grados de libertad del tobillo. Adicionalmente, se debe poder cambiar la superficie de ensayo para uno con superficie irregular.
Señales	Se debe contar con las siguientes señales de ingreso: Encendido/Apagado, Inicio/Pausa, parada, parada de emergencia, modo de operación, velocidad de marcha. De igual modo, se debe contar con las señales de salida visuales en tiempo real: desplazamiento y velocidad angular de tobillo, desplazamiento y velocidad angular de rodilla, fuerza de reacción vertical, tiempo.
Control	Se debe controlar la altura y el desplazamiento angular de la prótesis
Comunicaciones	La interfaz gráfica entre el usuario y la máquina debe mostrar las señales de entrada y salida. Adicionalmente, debe ser intuitiva para el usuario gracias al uso de gráficos y textos.
Seguridad	Se debe contar con un sistema de emergencia que permita detener a la máquina en caso de que algún problema comprometa su integridad o la del usuario.
Montaje	La máquina debe contar con un diseño modular que facilite su ensamblaje.
Ergonomía	El nivel de ruido no debe exceder los 60 dB, nivel que corresponde a una conversación común. Asimismo, los componentes modulares del sistema, a excepción de la estructura, no deben exceder los 25 kg establecidos por la Ley de Seguridad y Salud en el Trabajo.
Transporte	Los componentes modulares de la máquina deben poder ser trasladados en vehículos de carga o automóviles de tamaño familiar. Más aún, el módulo de ensayos debe contar con ruedas que faciliten su traslado.
Mantenimiento	Los elementos que requieran mantenimiento deben ser accesibles y visibles al usuario.

Con estos y tras una evaluación de alternativas en el trabajo de investigación “Diseño conceptual de un módulo de ensayos para prótesis transtibial que permita emular condiciones de marcha en superficies planas, inclinadas y con irregularidades”, se eligió el siguiente diseño conceptual para la máquina, mostrado en la Figura 1.13. Este será desarrollado más adelante tanto en el presente capítulo como en los posteriores.

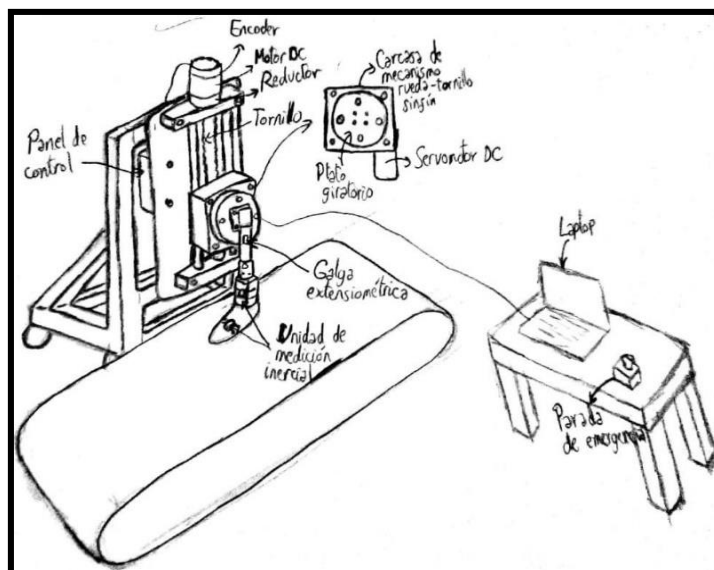
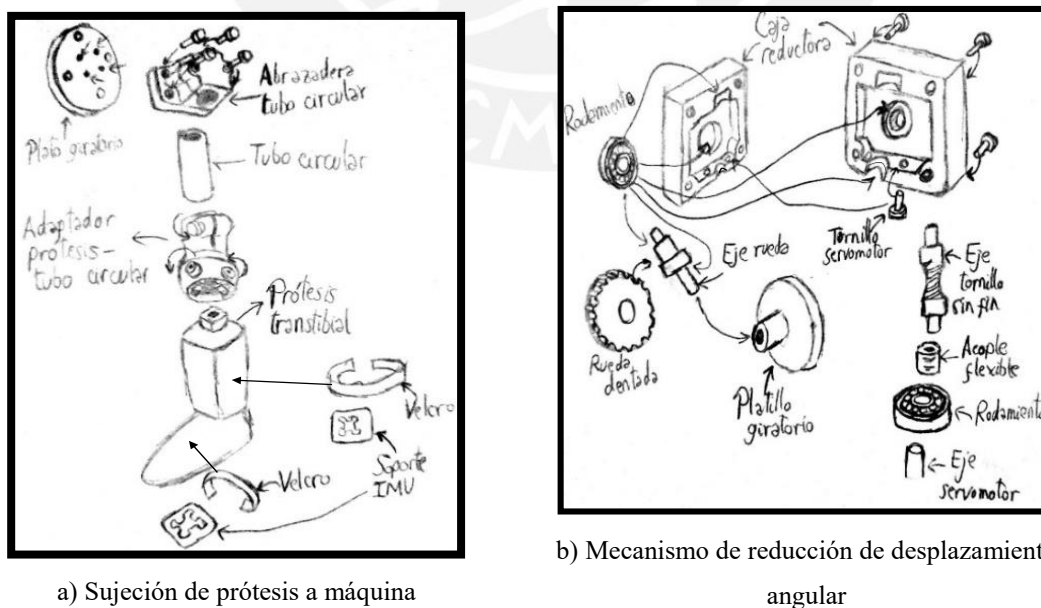


Figura 1.13. Diseño conceptual del módulo de ensayos para prótesis transtibial

La Figura 1.14a detalla cómo se realiza la sujeción de la prótesis a la máquina. En primer lugar, el terminal común de la prótesis es unido a un tubo circular para regular su altura y facilitar su sujeción. Este tubo se une a una abrazadera circular, la cual está sujeta a un plato giratorio. Asimismo, se pueden apreciar las posiciones de las unidades de medición inercial (IMU) para determinar el desplazamiento angular en la prótesis. El plato giratorio presentado se encuentra unido un mecanismo de reducción de rueda-tornillo sin fin para acondicionar la velocidad angular y torque otorgados por un servomotor. Ver Figura 1.14b.



a) Sujeción de prótesis a máquina

b) Mecanismo de reducción de desplazamiento angular

Figura 1.14. Sujeción de prótesis a máquina y mecanismo de reducción de desplazamiento angular

El desplazamiento vertical de la prótesis es realizado por un husillo de bolas y un motor DC, los cuales son mostrados en la Figura 1.15. Por un lado, se aprecia el acople del husillo tanto a la caja reductora como a la estructura por medio de los pernos señalados y las bases superior e inferior. Por otro lado, se aprecia el sensor de retroalimentación para el lazo de control del motor, así como su acople a la base superior.

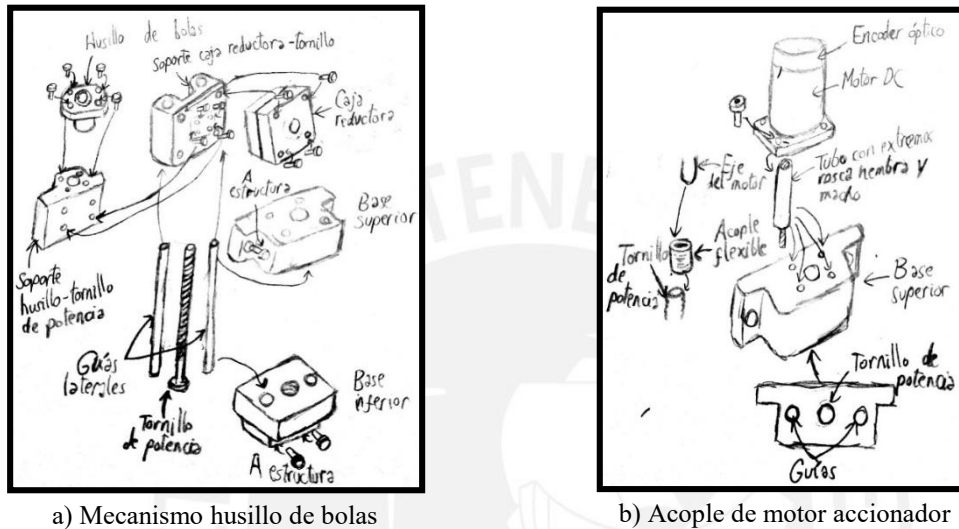
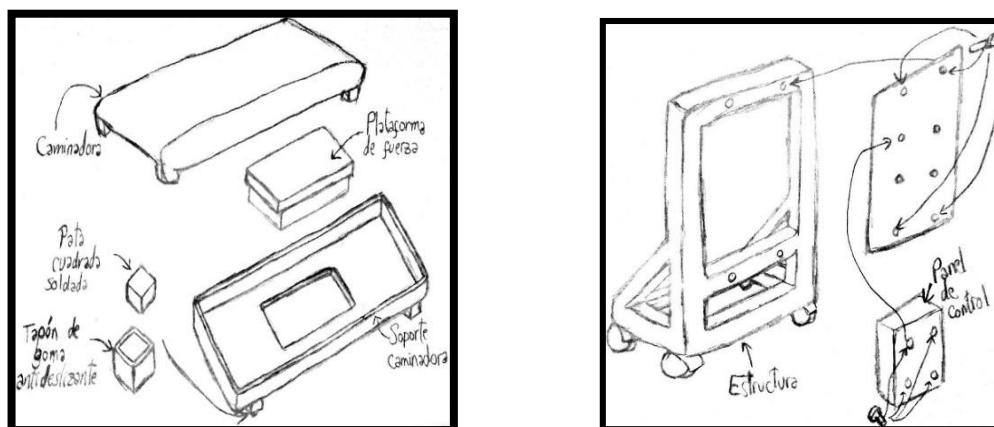


Figura 1.15. Mecanismo de reducción de desplazamiento angular

En el lado izquierdo de la Figura 1.16, se muestra el soporte encargado de alinear la plataforma de fuerza y la caminadora para reducir la variabilidad de resultados. En el lado derecho, se muestra la estructura general del módulo y la posición del panel de control. Todos los componentes presentados serán desarrollados en los capítulos posteriores.



a) Soporte alineador caminadora-plataforma de fuerza

b) Estructura del módulo

Figura 1.16. Componentes estructurales del módulo de ensayos para prótesis transtibial

CAPÍTULO 2

DISEÑO MECÁNICO

Este capítulo aborda todo el diseño mecánico involucrado en el diseño general del módulo de ensayos. En primer lugar, se presenta el diseño mecánico y los cálculos realizados para su dimensionamiento y diseño. Luego, se presenta la selección de los componentes elegidos, según catálogos o diversos fabricantes. Finalmente, se realiza la validación estructural de la estructura metálica y el soporte sobre el cual se desplaza la prótesis por simulación digital.

2.1. Presentación del diseño mecánico

En la Figura 2.1 se observan los principales componentes que conforman el diseño mecánico. Una estructura es la encargada de darle soporte y rigidez a los principales subensambles de la máquina tales como el eje lineal, la caja reductora y el tablero eléctrico. Esta estructura adquiere movilidad gracias al uso de 4 garruchas con freno de 2.5” ubicadas en sus extremos inferiores. Asimismo, se observan los principales mecanismos que dotarán de la movilidad deseada a la prótesis: el eje lineal y la caja reductora. Estos mecanismos son desarrollados más adelante al seleccionar o diseñar sus componentes en base a los cálculos desarrollados. Finalmente, se tienen el subensamble de sujeción de prótesis y el soporte para la caminadora, el cual se encarga de alinearla con las plataformas de fuerza sobre las que se apoya.

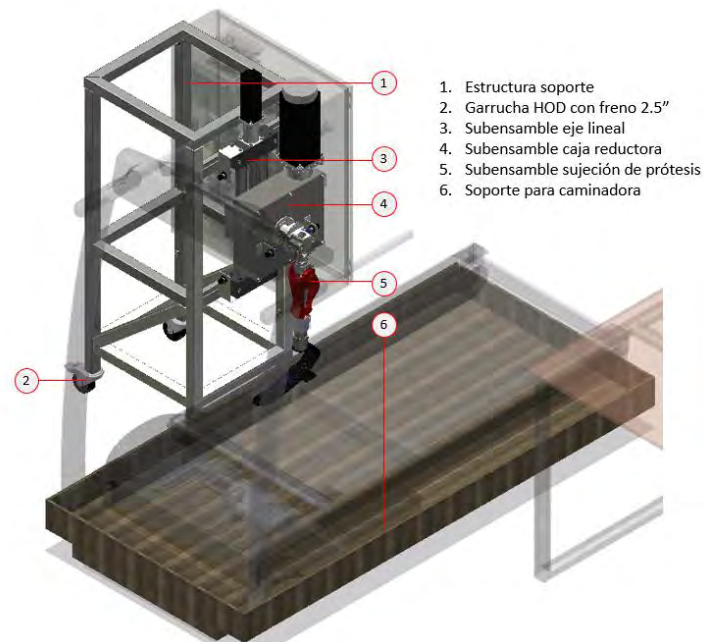


Figura 2.1. Principales componentes del diseño mecánico

A continuación, en las siguientes secciones se presentan a mayor detalle los principales componentes que conforman tanto el eje lineal como la caja reductora. La estructura y el soporte para caminadora son presentadas en la sección de validación estructural.

2.2. Cálculos mecánicos

En esta sección se determinan parámetros de importancia para poder continuar con la selección de componentes tanto mecánicos como electrónicos mediante la aplicación de conceptos mecánicos. Mayor detalle sobre los cálculos se presenta en el Anexo A.

2.2.1. Torque y aceleración para motor de desplazamiento angular

En esta sección se realizan los cálculos necesarios para la selección del motor responsable del giro de la prótesis durante el ciclo de marcha. Para empezar, se toman ciertas consideraciones iniciales previo a los cálculos, las cuales se describen a continuación.

- La masa de la prótesis a considerar es de 4 kg, correspondiente a la prótesis más pesada presentada en la Tabla 1.1. Además, la altura de la prótesis a usarse es de 45 cm, mayor a la altura de la prótesis más grande presentada en la Tabla 1.1 y correspondiente a la de una persona de 1.75 m (Winter, 2009).

- El tamaño del pie de la prótesis es de 30cm, correspondiente a la longitud más grande encontrada en las prótesis transtibiales presentadas en la Tabla 1.3.
- Las posiciones, velocidades y aceleraciones angulares de la cadera, rodilla y tobillo son tomadas en referencia a la Figura 1.7, de acuerdo al estudio en superficies planas e inclinadas presentadas por Lay en 2006.
- La fuerza normal considerada en los cálculos corresponde a la originada por una persona de 75kg. Se considera el peor de los casos. Los casos a analizar corresponden a aquellos en los que se evidencia una mayor fuerza de contacto pie-piso vertical tanto en superficie plana, inclinada e irregular. La superficie irregular está representada por el coeficiente de fricción utilizado, el cual corresponde a 0.8 y es superior a aquellos encontrados en trabajos de investigación para terrenos difíciles (Kim, 2018; Kang, 2008).

En esta sección se trabaja con el subensamble de sujeción de prótesis, pues será accionado por el motor para realizar el movimiento giratorio. El subensamble y sus componentes se muestran en la Figura 2.2. Este está conformado por una abrazadera para tubo circular, un tubo circular de 30 mm de diámetro y un conector para la sujeción de este tubo con la prótesis, la cual es solo referencial.

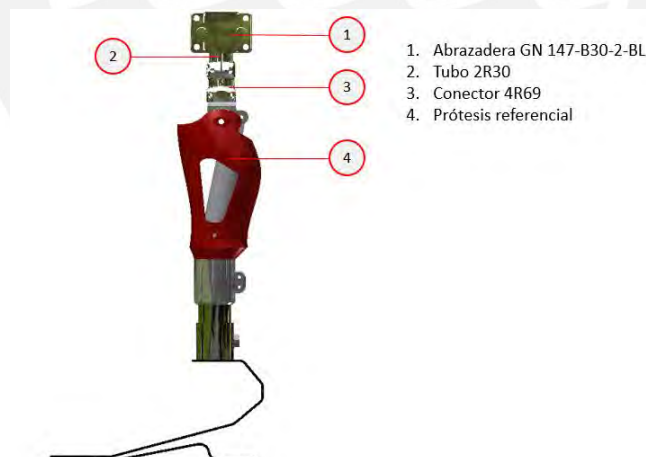


Figura 2.2. Subensamble de sujeción de prótesis

En primer lugar, se determina el momento de inercia respecto al centro de rotación, el cual en este caso corresponde al punto R donde se ubica la abrazadera. Con ayuda del software Inventor, se determina tanto el centro de masa del subensamble como su momento de inercia respecto al eje giratorio que pasa por este centro. La Figura 2.3 muestra estos datos.

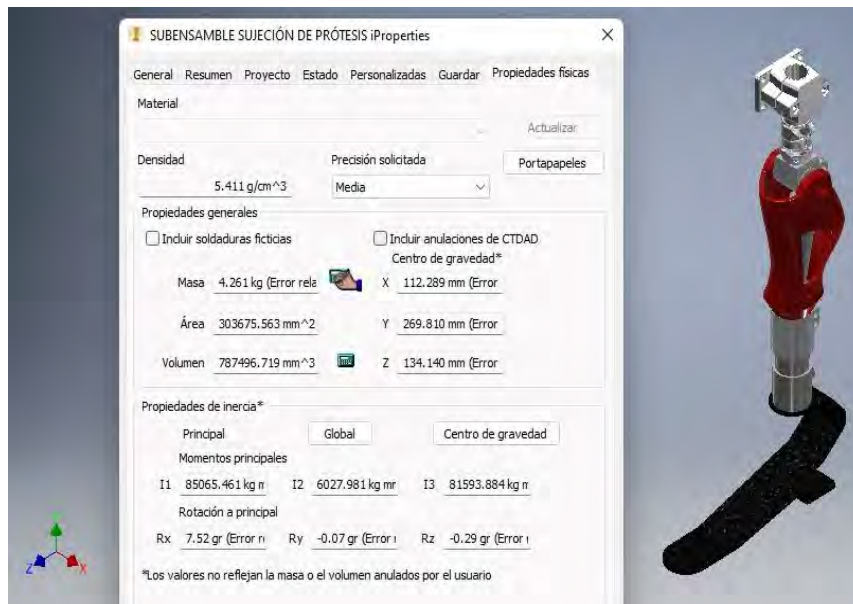


Figura 2.3. Momento de inercia del subensamble de sujeción de la prótesis

Con el fin de determinar el momento de inercia respecto al eje de rotación del subensamble, se usa el teorema de Steiner, Ecuación 2.1, y la distancia entre este eje y el centro de masas, también determinada en el programa Inventor.

$$I = I_{CM} + M * d^2 \quad (2.1)$$

Donde I_{CM} es el momento de inercia respecto al centro de masas, M es la masa de la varilla, L su longitud, I es el momento de inercia respecto a un eje paralelo al del centro de masa y d es la distancia entre el eje del centro de masa y el eje paralelo. Considerando $I_{CM} = 0,085 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $M = 4,261 \text{ kg}$, $d = 0,252 \text{ m}$ y operando las ecuaciones presentadas, se tiene que I_R es igual a $0,356 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

A continuación, se profundiza en la cinemática de la prótesis, con el fin de obtener las aceleraciones requeridas para el análisis cinético. Mayor detalle sobre los pasos y cálculos seguidos se encuentra en el Anexo A.1. En primer lugar, se determina el ángulo de rotación θ , el cual se determina a partir de las posiciones angulares de la cadera y rodilla, según se muestra en la Figura 2.4.

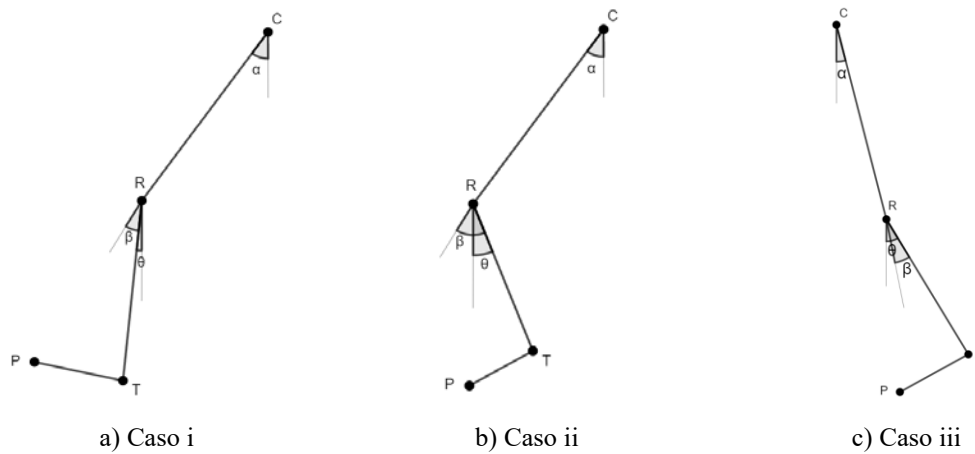


Figura 2.4. Casos para la obtención del ángulo θ

Según el caso correspondiente, se determina el ángulo θ a partir de las Ecuaciones 2.2, 2.3 y 2.4 presentadas debajo.

$$\text{Caso i: } \alpha > 0 \wedge \alpha > \beta \rightarrow \theta = \alpha - \beta \quad (2.2)$$

$$\text{Caso ii: } \alpha > 0 \wedge \alpha < \beta \rightarrow \theta = \beta - \alpha \quad (2.3)$$

$$\text{Caso iii: } \alpha < 0 \rightarrow \theta = |\alpha| + \beta \quad (2.4)$$

Luego, se determina la cinemática del movimiento que describirá el subensamble de sujeción de la prótesis. Este se representa según se muestra en la Figura 2.5.

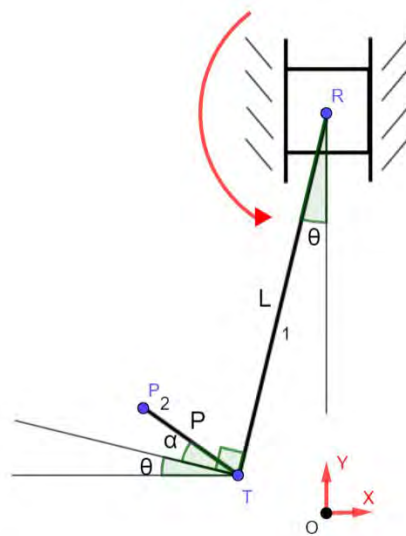


Figura 2.5. Cinemática del subsistema de sujeción de prótesis

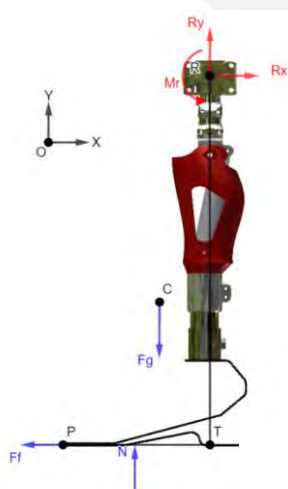
Donde L es la longitud del segmento 1, P es la longitud del segmento 2, θ es el ángulo de rotación definido anteriormente, α es el ángulo de tobillo, R es la posición del eje de rotación, T es el eje de rotación del pie de la prótesis y P es el extremo del pie de la prótesis. De la geometría se establecen las siguientes Ecuaciones 2.5 y 2.6 para obtener las aceleraciones del centroide.

$$\ddot{X}_{CM} = -0,315 \cdot (\ddot{\theta} \cdot \cos \theta - \dot{\theta}^2 \cdot \sen \theta) + 0,06 \cdot [(\ddot{\alpha} + \dot{\theta}) \cdot \sen(\alpha + \theta) + (\dot{\alpha} + \dot{\theta})^2 \cdot \cos(\alpha + \theta)] \quad (2.5)$$

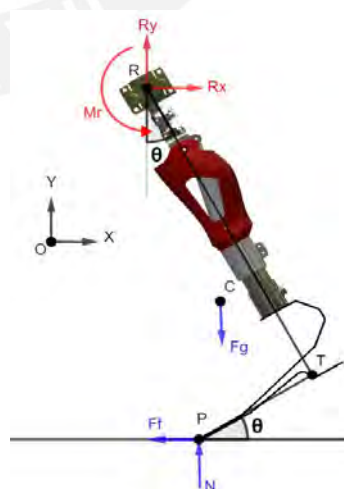
$$\ddot{Y}_{CM} = \ddot{y}_R + 0,315 \cdot (\ddot{\theta} \cdot \sen \theta + \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta) + 0,12 \cdot [(\ddot{\alpha} + \dot{\theta}) \cdot \cos(\alpha + \theta) - (\dot{\alpha} + \dot{\theta})^2 \cdot \sen(\alpha + \theta)] \quad (2.6)$$

Donde \ddot{X}_{CM} es la aceleración del centroide en el eje X, \ddot{Y}_{CM} es la aceleración del centroide en el eje Y, $\ddot{\theta}$ es la aceleración angular del ángulo de rotación θ definido anteriormente, $\dot{\theta}$ es la velocidad angular del ángulo de rotación, $\ddot{\alpha}$ es la aceleración angular del ángulo del tobillo y $\dot{\alpha}$ es la velocidad angular del ángulo del tobillo.

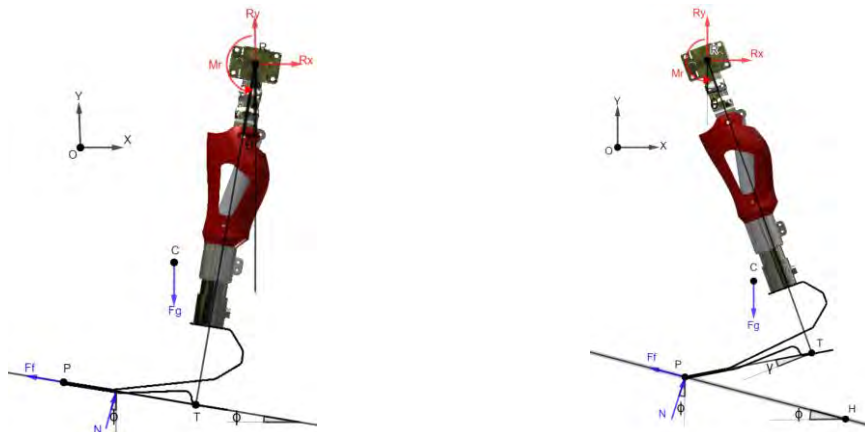
Con ello, se determinan los máximos torques requeridos para desplazar la prótesis. Para ello, se analizan 4 casos principales en los que existe mayor carga en la prótesis a partir de las Figuras 1.6 y 1.7. El diagrama de cuerpo libre (DCL) para estos casos se presenta en la Figura 2.6.



Caso 1: Apoyo intermedio inicial en superficie irregular plana



Caso 2: Apoyo final en superficie irregular plana



Caso 3: Apoyo intermedio inicial en superficie irregular inclinada

Caso 4: Apoyo final en superficie irregular final

Figura 2.6. Diagramas de cuerpo libre para los casos a analizar

A partir del DCL, se evidencia la fuerza de fricción F_f , la fuerza de reacción del piso N , la fuerza de gravedad F_g , y las fuerzas y momento de reacción de la unión de la prótesis a la máquina R_x , R_y y M_r . A partir de la geometría y las dimensiones, se establecen en primer lugar la posición geométrica de los puntos de trabajo P , R y T para cada caso particular. Luego, se desarrolla la Ecuación (2.7) dinámica para hallar el momento requerido para hacer rotar la prótesis y las Ecuaciones (2.8) y (2.9) estáticas para hallar las cargas verticales y horizontales que soportará el eje por el cual rotará la prótesis en cada caso.

$$i. \sum M_{tR} = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (2.7)$$

$$ii. \sum F_x = M * \ddot{X}_{CM} \quad (2.8)$$

$$ii. \sum F_y = M * \ddot{Y}_{CM} \quad (2.9)$$

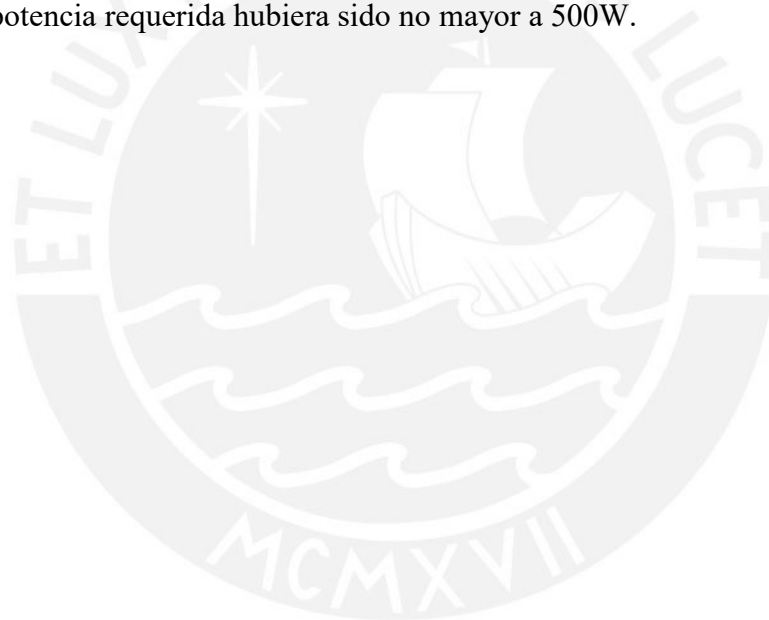
Donde M_{tR} son los momentos respecto a R en N.m, I_R es el momento de inercia calculado anteriormente y $\ddot{\theta}_R$ es la aceleración angular respecto a R en rad/s^2 .

A partir de los casos planteados se observa una mayor demanda de carga en el caso 4, siendo el momento requerido máximo de 384,4 N.m. Para hallar la potencia máxima requerida, se considera que la velocidad angular es aproximadamente $150^\circ/\text{s}$ para todos los casos. Este valor de velocidad fue tomado de Mentiplay (2018) para el caso de velocidad de marcha máxima con valores entre 1,4-1,6 m/s, acorde con la exigencia cinemática planteada anteriormente de 1,5 m/s. Asimismo, se aplica un factor de seguridad de 1,5 debido a factores tales como la variabilidad en superficies irregulares, ligera mayor demanda de velocidad exigida por la

caminadora por algún error de configuración o a un incremento de fuerza de reacción vertical del piso por algún imprevisto. Así, se llega a la siguiente Ecuación 2.10.

$$P_{req} = \frac{FS * (T_{max} * n_1 * \frac{\pi}{180})}{\eta} \quad (2.10)$$

Donde T_{max} es el torque máximo requerido en N.m, n_1 es la velocidad angular requerida en °/s, η es la eficiencia del mecanismo de transmisión y FS es un factor de seguridad. Tras desarrollar la Ecuación (2.10), la potencia requerida es aproximadamente 2 kW. Este valor considerable se debe al alto coeficiente de fricción considerado y a la eficiencia estimada de 0,8 debido al mecanismo de transmisión de tornillo sin fin y corona a utilizar. De haberse considerado solo un coeficiente de fricción 0,1 acorde a una rugosidad estándar de la faja de la caminadora, la potencia requerida hubiera sido no mayor a 500W.



2.2.2. Diseño del mecanismo de transmisión angular

El mecanismo de transmisión angular elegido consta de uno de tipo corona-tornillo sinfín debido a que posee elevadas reducciones en un espacio reducido, lo cual permite elevar considerablemente el torque de salida. En la Figura 2.7 se pueden apreciar sus principales componentes. Se observan los rodamientos elegidos para el eje del tornillo sinfín y para el eje de la rueda. Estos rodamientos son modelos que vienen sellados y fabricados por la empresa SKF, cuyos modelos según orden presentados son 6006-2RS1, 22207 E, 63007-2RS1 y 6207-2RS1. Finalmente, se señala la unión eje-cubo usada para transmitir la potencia del tornillo a la corona, la cual consiste en una chaveta.

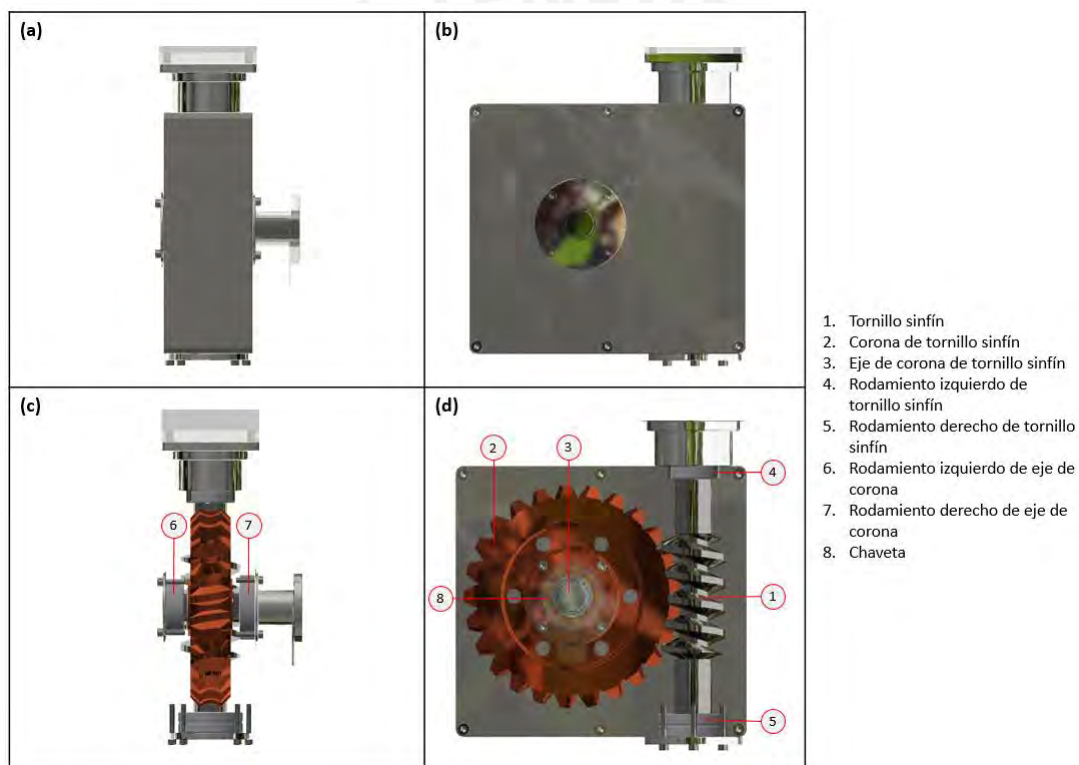


Figura 2.7. Componentes principales del mecanismo giratorio

A. Validación del diseño

Luego de seleccionar el motor en la sección 3.1.4, se sabe que su velocidad angular es de 2500 RPM y la velocidad angular máxima para la rodilla se considera según la presentada en el estudio de Mentiplay, igual a 600 °/s. Entonces, la relación de transmisión a considerar para el diseño está definida por la Ecuación (2.11) y es igual a 25.

$$i = \frac{W_{in}}{W_{out}} \quad (2.11)$$

Donde i es la relación de transmisión, w_{in} es la velocidad angular de entrada y w_{out} es la velocidad angular de salida. El diseño está basado en el procedimiento seguido por García (2018), quien siguió un método recomendado por la American Gear Manufacturer Association (AGMA). Así, las fuerzas a considerar se muestran en la Figura 2.8. A partir de la figura, se observa que la fuerza tangencial de la corona es igual en magnitud y opuesta en dirección a la fuerza axial del tornillo sinfín. De igual manera, las fuerzas axial y radial de la corona son iguales en magnitud y opuestas en dirección a las fuerzas tangencial y radial del tornillo respectivamente.

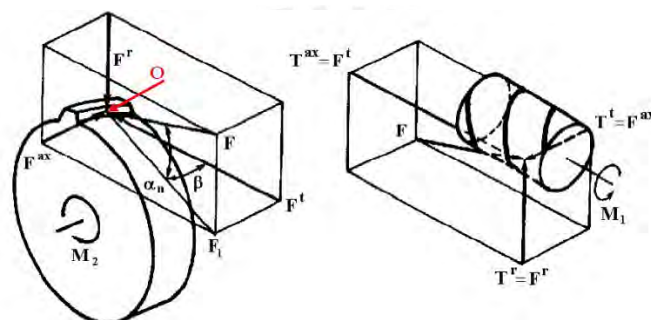


Figura 2.8. Fuerzas entre el tornillo y su rueda (García, 2018)

No obstante, la nomenclatura a seguir para las fuerzas consideradas es: subíndices 1 y 2 para el tornillo y la corona respectivamente; subíndices a, r y t para fuerza axial, radial y tangencial respectivamente.

Los diámetros primitivos del tornillo sin fin y su corona se establecen en 50 y 200 mm respectivamente. Estos valores se hallan a partir de las Ecuaciones 2.12 a 2.15, tomando en consideración un módulo de 8 y velocidad de salida de 100 RPM para la corona de 25 dientes.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.12)$$

$$D_{p2} = m * z_2 \quad (2.13)$$

$$\frac{C^{0,875}}{1,6} < d_{p1} < \frac{C^{0,875}}{3} \quad (2.14)$$

$$C = \left(\frac{d_{p1}}{2} + \frac{D_{p2}}{2} \right) \quad (2.15)$$

Donde z_1 es el número de dientes del tornillo, z_2 es el número de dientes de la rueda, D_{p2} es el diámetro primitivo de la rueda, m es el módulo de la rueda, C es la distancia entre centros del tornillo y la corona en pulgadas y d_{p1} es el diámetro primitivo del tornillo en pulgadas. Asimismo, el paso, la velocidad tangencial del tornillo, el coeficiente de fricción y el ángulo de hélice se obtienen a partir de las Ecuaciones (2.16) a 2.(2.19) descritas debajo. El ángulo de presión fue asumido $\alpha_n = 20^\circ$.

$$L = \pi * m * z_1 \quad (2.16)$$

$$V_{1t} = \frac{\pi * d_{p1} * n_1}{60} \quad (2.17)$$

$$f(V_t) = 0,103 * e^{-1,1855 * V_{1t}^{0,45}} + 0,012, \text{ para } V_{1t} > 0,06 \text{ m/s} \quad (2.18)$$

$$\lambda = \arctg\left(\frac{L}{\pi * d_{p1}}\right) \quad (2.19)$$

Donde L es el avance del tornillo, n_1 es la velocidad angular del tornillo en RPM, V_{1t} es la velocidad tangencial del tornillo en m/s, f es el coeficiente de fricción entre el tornillo y la rueda, y λ es el ángulo de hélice del tornillo. Con los parámetros anteriores establecidos, se procede a determinar las fuerzas actuantes en el tornillo y la corona con las Ecuaciones (2.20) y (2.21). Además, se considera el torque de entrada T_{in} generado por el motor seleccionado, el cual es de 9 N.m.

$$F_{1a} = F_{2t} = \frac{\frac{2 * T_{in}}{d_{p1}}}{\left(\frac{f + \cos(\alpha_n) * \operatorname{tg}(\lambda)}{\cos(\alpha_n) - f * \operatorname{tg}(\lambda)}\right)} \quad (2.20)$$

$$F_{1t} = F_{2a} = F_{2t} * \left(\frac{f * \cos(\lambda) + \cos(\alpha_n) * \operatorname{sen}(\lambda)}{\cos(\alpha_n) * \cos(\lambda) - f * \operatorname{sen}(\lambda)}\right) \quad (2.21)$$

$$N = \frac{F_{2t}}{\cos(\alpha_n) * \cos(\lambda) - f * \operatorname{sen}(\lambda)} \quad (2.22)$$

$$F_f = f * N \quad (2.23)$$

$$F_{1r} = F_{2r} = N * \operatorname{sen}(\alpha_n) \quad (2.24)$$

Y la potencia perdida por fricción P_f , la potencia de salida P_{out} y el torque de salida T_{out} son calculados a partir de las Ecuaciones (2.25), (2.26) y (2.27). Así, sus valores se determinan en 268,8 N; 2131,2 W; y 199,72 N.m respectivamente.

$$P_f = v_t * F_f \quad (2.25)$$

$$P_{out} = P_{in} - P_f \quad (2.26)$$

$$T_{out} = F_{2t} * \frac{D_{p2}}{2} \quad (2.27)$$

Donde P_{in} es la potencia de entrada entregada por el motor en W. Entonces la eficiencia del mecanismo y la eficiencia del contacto se estiman en 88,8% y 86% como se observa en la Ecuaciones 2.28 y 2.29.

$$n = \frac{P_{out}}{P_{in}} * 100\% \quad (2.28)$$

$$\varphi = \frac{\cos(\alpha_n) - \frac{f}{tg(\lambda)}}{\cos(\alpha_n) + f * \cos(\lambda)} * 100\% \quad (2.29)$$

Donde n es la eficiencia del mecanismo y φ es la eficiencia del contacto. La AGMA recomienda la comprobación por: fuerza tangencial máxima permitida, fuerza dinámica máxima, carga estática, carga de desgaste, disipación de calor y potencia máxima para verificar el desempeño adecuado del mecanismo corona-tornillo sin fin. Cabe recalcar que estos cálculos están referidos a la corona debido a que los dientes del tornillo son en esencia más resistentes (Decker, 1980).

a) Fuerza tangencial máxima: La AGMA establece las Ecuaciones 2.30 a 2.34 para verificar la fuerza tangencial máxima que puede admitir el material de la corona.

$$W_{all}^t = \sigma_o * C_v * b * \pi * m * y \quad (2.30)$$

$$v_{2t} = \frac{\pi * D_{p2} * n_2}{60} \quad (2.31)$$

$$c_v = \frac{6}{6 + v_{2t}} \quad (2.32)$$

$$y = 0,154 - \frac{0,912}{z_2} \quad (2.33)$$

$$P_t = W_{all}^t * v_2 \quad (2.34)$$

La recomendación dada por Khurmi (2005) para determinar el ancho de la corona es de aproximadamente el 73% del diámetro primitivo del tornillo, con lo cual se obtiene un valor de 37 mm. Ver Ecuación 2.35.

$$b = 0,73 * d_{p1} \quad (2.35)$$

Con los valores obtenidos se establece la fuerza tangencial máxima permisible a partir de la Ecuación (2.30) como 15603 N, la cual es mucho mayor que la fuerza tangencial actuante en la corona de valor 1997,2 N. De igual modo, la potencia máxima transmisible es mucho mayor que la potencia de entrada de 2400 W y tiene un valor de 16336,3W, definido a través de la Ecuación (2.34).

b) Carga dinámica: Se verifica mediante la carga y potencia dinámicas máximas permisibles que están relacionadas en las Ecuaciones (2.36) y (2.37).

$$W_d = \frac{W_t}{c_v} \quad (2.36)$$

$$P_d = W_d * V_{2t} \quad (2.37)$$

Donde W_d es la carga dinámica máxima permisible en la corona en N, P_d es la potencia dinámica máxima permisible en la corona en W. Estos valores se estiman en 18356,47N y 19219,22W respectivamente. Por lo tanto, se evidencia que la carga dinámica máxima permisible es muy superior a la fuerza actuante en la rueda.

c) Carga estática: La carga estática máxima permisible se calcula a partir del límite de resistencia a la flexión del material de la corona mediante las Ecuaciones (2.38) y (2.39).

$$W_s = \sigma_e * b * \pi * m * y \quad (2.38)$$

$$P_s = W_s * v_{2t} \quad (2.39)$$

Donde W_s es la carga estática máxima permisible en la corona en N, P_s es la potencia estática máxima permisible en la corona en W. Del mismo modo, se obtienen valores, 18356,45 N y 19219,2 W respectivamente, muy superiores a la carga y potencia actuantes.

d) Carga de desgaste: Se obtiene a partir del factor de carga K , el cual según Khurmi tiene un valor de $0,55 \text{ N/mm}^2$ para un contacto entre un tornillo de acero endurecido y una corona de bronce fosforado. Esta carga límite se calcula con la Ecuación 2.40.

$$W_w = D_{p2} * b * K \quad (2.40)$$

El valor de la carga de desgaste obtenido, de 4070 N, también es superior a todas las cargas actuantes en el mecanismo.

e) Disipación de calor: El mecanismo está sometido a altos incrementos de temperatura, por lo cual es necesario verificar que pueda disipar el calor generado por la fricción de contacto, La AGMA recomienda calcular en primer lugar el calor generado con un 33% de sobrecarga y verificar con ello el incremento de temperatura, el cual debe estar en un rango entre $27 \text{ }^\circ\text{C}$ y $38 \text{ }^\circ\text{C}$. Esto se hace con las Ecuaciones (2.41), 2.42 y 2.43, para así determinar el incremento de temperatura con la potencia de ingreso y el área de las superficies de contacto.

$$Q_g = 1,33 * P_{in} * (1 - \varphi) \quad (2.41)$$

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (2.42)$$

$$Q_d = A * \Delta t * K \quad (2.43)$$

Donde A es el área de la superficie de la rueda y del tornillo en m^2 , d es el diámetro de la rueda o el tornillo en m , Δt es el incremento de temperatura en $^\circ\text{C}$, Q_d es el calor generado por el mecanismo y K es la conductividad del material, que según García (2017) es de 378 W/m^2 . Se determina que el incremento de temperatura, igual a $35,4 \text{ }^\circ\text{C}$, se encuentra dentro del rango recomendado por la AGMA.

f) Potencia máxima permisible de entrada: Finalmente, Khurmi recomienda un cálculo adicional para garantizar el correcto funcionamiento del mecanismo. La potencia máxima de entrada permisible se calcula según la Ecuación (2.44).

$$P_q = \frac{3652 * C^{1,7}}{i + 5} \quad (2.44)$$

Donde P_q es la potencia máxima permisible de entrada en W, C es la distancia entre centros del tornillo y su corona en mm e i es la relación de transmisión. El mecanismo diseñado cumple también con esta condición al ser la potencia de entrada (2,4 kW) inferior a la permisible (3,5 kW). Al corroborar nuevamente los cálculos para el torque máximo solicitado de aproximadamente $450 \text{ N} \cdot \text{m}$ a $150 \text{ }^\circ/\text{s}$ se optó por variar el ancho de la rueda b a 45mm con el fin de continuar cumpliendo las verificaciones anteriores. Sin embargo, no es recomendable trabajar mucho tiempo en estas condiciones ya que la eficiencia del contacto disminuye considerablemente, con lo que hay un incremento en el calor que genera. Con ello, se da por concluida la verificación de forma positiva.

Así, se procede a realizar el diseño geométrico del tornillo sin fin y su corona según la norma ANSI/AGMA 6022-C93. Los parámetros requeridos se muestran en la Figura 2.9 y se definen en las Ecuaciones 2.45 a 2.55.

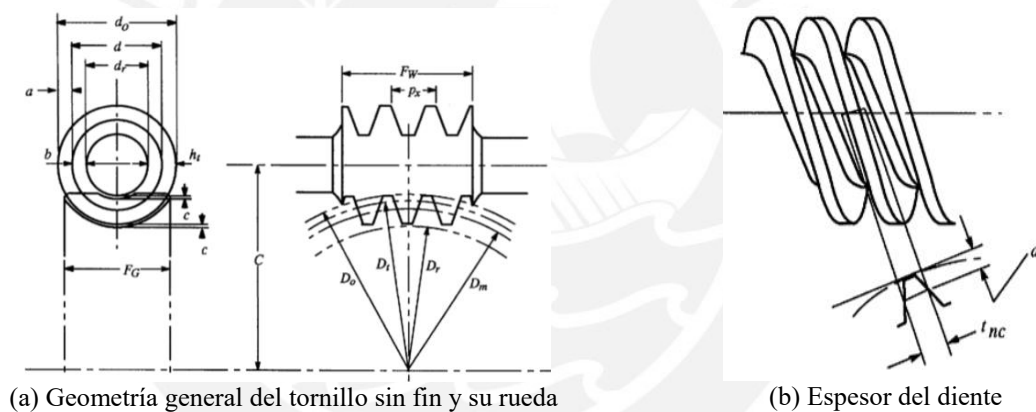


Figura 2.9. Geometría del tornillo sin fin y su rueda

$$p_x = \frac{\pi * D_{p2}}{Z_2} \quad (2.45)$$

$$a = 0.3183 * p_x \quad (2.46)$$

$$b = 0.3683 * p_x \quad (2.47)$$

$$h_t = 0.6866 * p_x \quad (2.48)$$

$$d_o = d_{p1} + 2 * a \quad (2.49)$$

$$d_r = d_{p1} - 2 * b \quad (2.50)$$

$$D_t = D_{p2} + 2 * a \quad (2.51)$$

$$D_r = D_{p2} - 2 * b \quad (2.52)$$

$$D_o = D_t + a \quad (2.53)$$

$$c = b - a \quad (2.54)$$

$$t_{nc} = \left(\frac{p_x}{2} - B \right) * \cos \lambda \quad (2.55)$$

Donde p_x es el paso axial del tornillo, igual al avance L para 1 entrada del tornillo, a es el addendum del tornillo y su corona, b es el dedendum del tornillo y su corona, h_t es la altura total del diente, d_r es el diámetro de raíz del tornillo, d_o es el diámetro exterior del tornillo, D_r es el diámetro de raíz de la corona, D_t es el diámetro de garganta de la corona, D_o es el diámetro exterior de la corona, t_{nc} es el espesor del diente y B es el retroceso.

En la rueda del tornillo se realizó un aligerado de peso definido según se muestra en la Figura 2.11 y sus valores se determinan mediante las Ecuaciones 2.56 a 2.62.

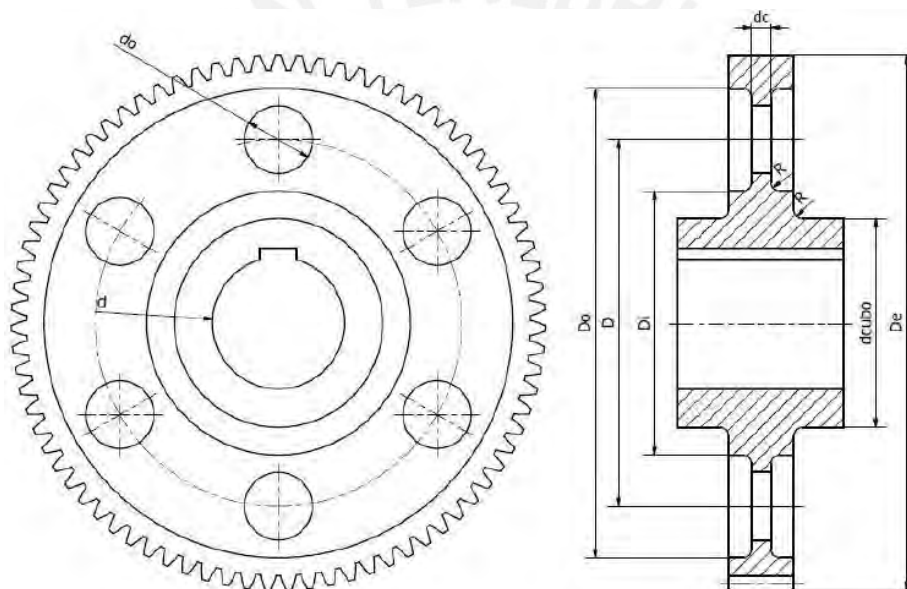


Figura 2.10. Acotado para rueda aligerada

$$dcubo = 1.6 * d \quad (2.56)$$

$$Do = De - 10 * m \quad (2.57)$$

$$Di = D - (Do - D) \quad (2.58)$$

$$do = 0.25 * (Do - dc) \quad (2.59)$$

$$D = 0.5 * (De + dc) \quad (2.60)$$

$$dc = 0.3 * b \quad (2.61)$$

$$R = 2.5 \text{ mm} \quad (2.62)$$

A1. Cálculos de resistencia del tornillo sin fin

Una vez definida la geometría, se procede a validarla ahora mediante los cálculos de resistencia. En primer lugar, se verifica el tornillo sin fin, cuya geometría se encuentra dimensionada en la Figura 2.11. Las fuerzas actuantes son las mostradas en la Figura 2.8 y están recalculadas, según las Ecuaciones (2.20), (2.21) y (2.24) para el momento en que se exige un torque máximo de aproximadamente 450 N.m en el eje de la rueda para mover la prótesis.

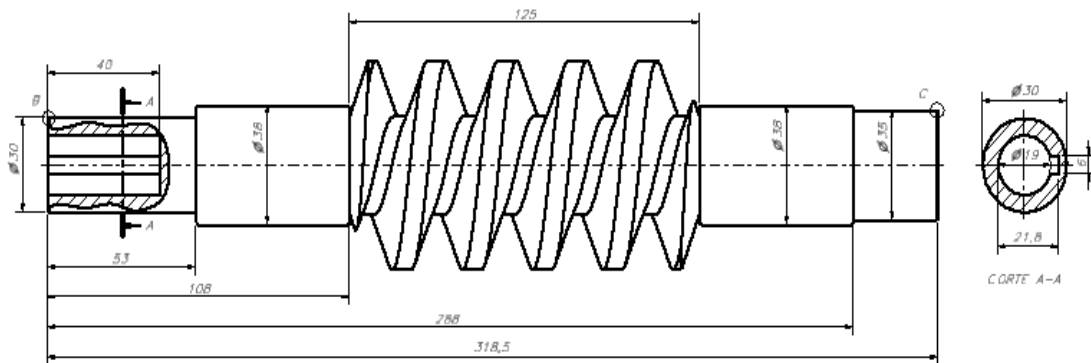


Figura 2.11. Geometría del tornillo sin fin

En el diagrama de fuerzas internas mostrado en la Figura 2.12 se ha invertido la posición del eje debido a la posición de los apoyos, la cual está invertida. Asimismo, la fuerza F_1 actuante corresponde a la fuerza radial en el tornillo; mientras que, el momento mostrado se debe al traslado de la fuerza axial al eje del tornillo desde su diámetro primitivo. Esta fuerza tiene un valor de 4500 N y es soportada por el rodamiento ubicado en el lado derecho del tornillo como se mencionó anteriormente. Por otra parte, el momento torsor proporcionado por el motor ingresa por la parte izquierda del tornillo hasta la zona donde actúan las demás fuerzas. Este momento torsor tiene un valor de 22400 N.mm.

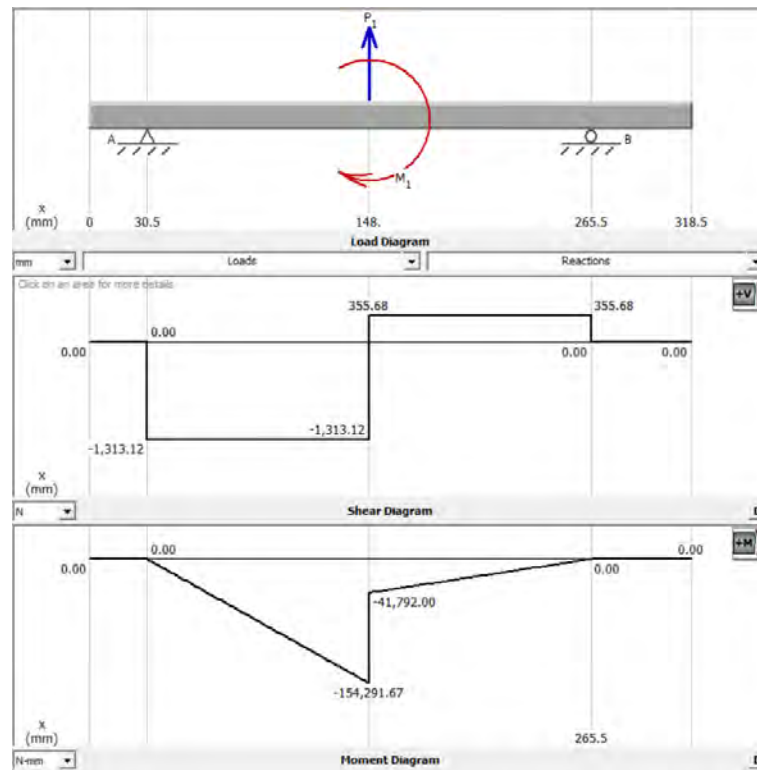


Figura 2.12. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y del tornillo sin fin

En la Figura 2.13 se aprecia el diagrama de fuerzas internas para el tornillo en el plano x-z. La fuerza actuante en este caso corresponde a la fuerza tangencial del tornillo.

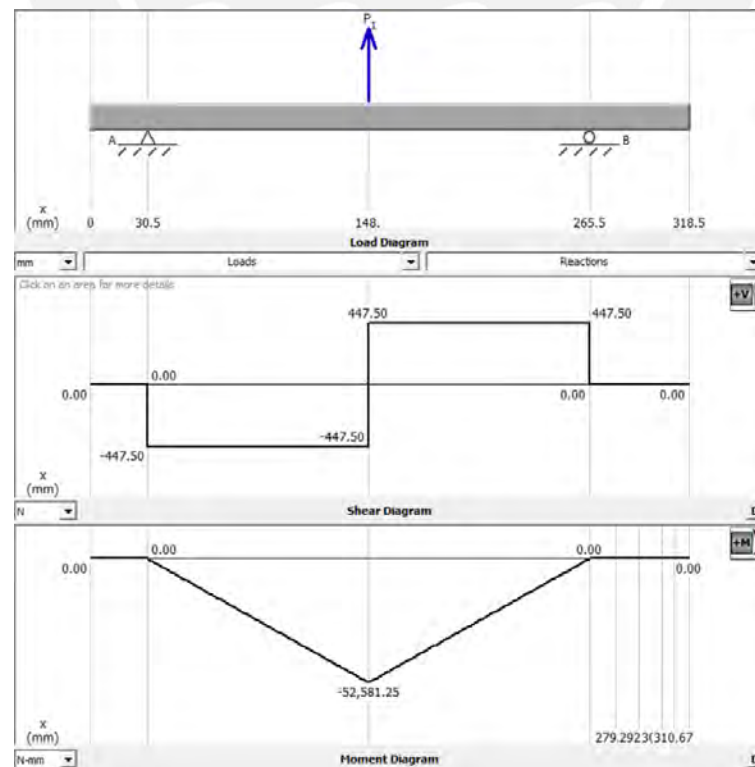


Figura 2.13. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-z del tornillo sin fin

A partir de los diagramas de fuerzas internas y de la geometría en el eje se determina como zona crítica aquella en la que actúan las fuerzas externas (Zona C). En la Tabla 2.1 se muestran propiedades mecánicas del material elegido para el tornillo sin fin.

Tabla 2.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1060 (Rodríguez, 2009)

Propiedad	Valor
Esfuerzo último de tracción (σ_B)	650 MPa
Esfuerzo de fluencia (σ_f)	340 MPa
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Módulo de cizallamiento (G)	81 GPa

A partir de los datos de la Tabla 2.1 y los diagramas de fuerzas internas, se obtiene un factor de seguridad de 4,3 para la sección C. A partir de ello, se concluye que el diseño del tornillo sin fin es capaz de resistir las cargas generadas.

A2. Cálculos de resistencia del eje de la rueda

Ahora se realiza la verificación por resistencia del eje de la rueda del tornillo sin fin, cuya geometría es mostrada en la Figura 2.14. En este caso, las fuerzas actuantes son las mismas que en el tornillo salvo que con diferente dirección. Así, la fuerza radial en la rueda es 1668,8 N; la fuerza axial, 895 N; y la fuerza tangencial, 4500 N. Al igual que con el tornillo, estas fuerzas son trasladadas al centro del canal chavetero que une la rueda y su eje. No obstante, en el eje de la rueda existen dos fuerzas adicionales, a diferencia del tornillo sin fin. Estas fuerzas corresponden a las reacciones generadas por la sujeción de la prótesis y su interacción durante un ciclo de marcha.

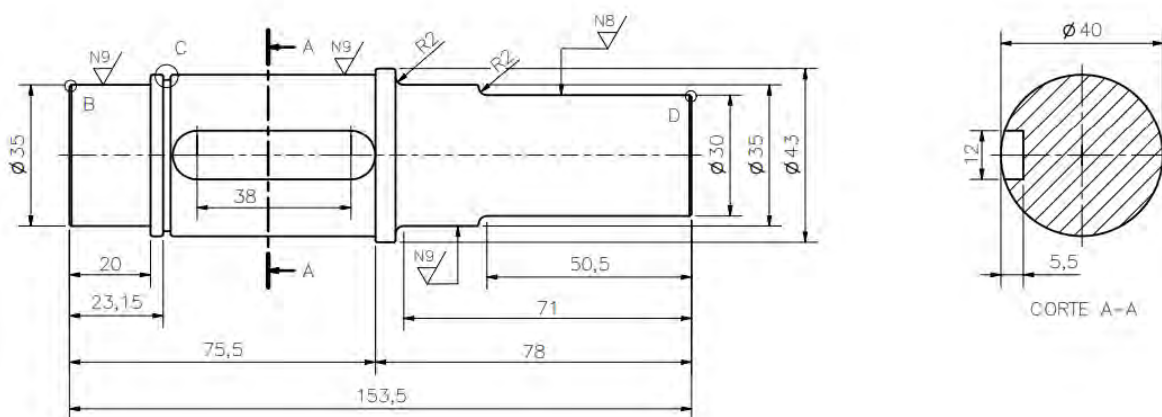


Figura 2.14. Geometría del eje de la rueda

En la Figura 2.15, parte superior, se muestra el diagrama de fuerzas internas para el eje de la rueda en el plano x-y. Esta vez la ubicación de los apoyos sí es correcta y se presencia la fuerza de reacción ubicada en el extremo del eje, correspondiente a la reacción generada por la interacción de la prótesis con el piso. Esta fuerza tiene un valor de 887 N, correspondiente al conjunto de fuerzas de reacción más grande. Asimismo, la fuerza actuante en la ubicación del canal chavetero del eje corresponde a la fuerza radial producida por la interacción entre el tornillo sin fin y la rueda. Cabe mencionar que la fuerza axial no es mostrada en el diagrama de cuerpo libre, mas es soportada por el apoyo derecho fijo. Asimismo, el momento torsor, cuyo valor es 450000 N.mm, generado en la zona del canal chavetero del eje es transmitido por un extremo a la prótesis. Por otra parte, la parte inferior de la misma figura muestra el diagrama de fuerzas internas correspondientes al plano x-z. En este caso, la fuerza de reacción complementaria producida por la reacción de la interacción de la prótesis con el piso es de 534,7 N y la fuerza actuante en la ubicación del canal chavetero del eje corresponde a la fuerza tangencial, producida por la interacción entre el tornillo sin fin y su rueda.

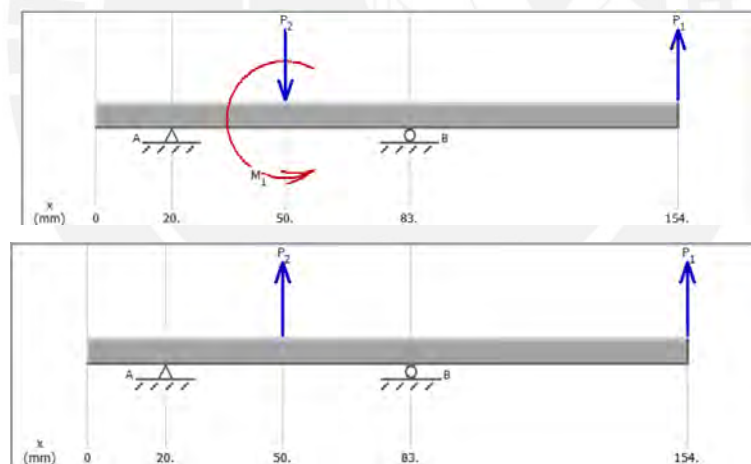


Figura 2.15. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y y x-z del eje de la rueda

Debido a que no se cumplen las condiciones supuestas para realizar el análisis por la teoría clásica de vigas, se emplea el método de análisis de elementos finitos por medio del software Ansys. En este caso, la longitud del eje no es por lo menos 10 veces mayor que su diámetro. En la Figura 2.16 se muestran los resultados obtenidos del software.

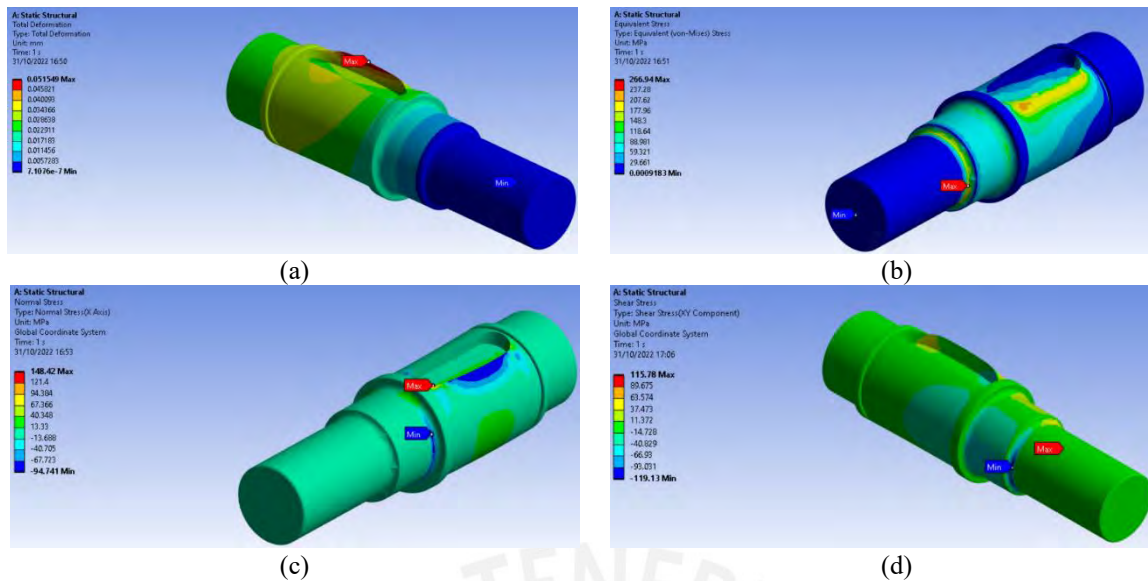


Figura 2.16. Resultados de simulación en Ansys

A partir de los resultados obtenidos, se observa una deformación mínima en el eje. Además, se obtiene un factor de seguridad de 2,8 para la carga estática equivalente de la Figura 2.16b. Los esfuerzos normales y cortantes se utilizan para continuar con el análisis a fatiga. Las propiedades mecánicas del material SAE 4140 que se usan en el análisis se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Propiedades mecánicas del acero SAE 4140 (Rodríguez, 2009)

Propiedad	Valor
Esfuerzo último de tracción (σ_B)	1000 MPa
Esfuerzo de fluencia (σ_f)	750 MPa
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Módulo de cizallamiento (G)	81 GPa

Como es sabido, el esfuerzo cortante toma gran importancia en el esfuerzo equivalente, al estar triplicado. Además, observando las gráficas c y d de la Figura 2.16, se puede apreciar que la zona donde se genera mayor concentración de esfuerzos cortantes, y por ende más intensidad de estos, no presenta relevantes esfuerzos normales. De igual manera, la zona que presenta mayor concentración de esfuerzos normales, presenta poca intensidad en esfuerzos cortantes. Por lo anterior, se procede a realizar el análisis a fatiga para la zona del rodamiento móvil, la cual presenta mayores esfuerzos cortantes y se obtiene un factor de seguridad de 2,4.

B. Cálculos de unión eje-cubo

En esta sección se verifican las uniones eje-cubo usadas en este subsistema. Estas uniones corresponden a dos uniones por chaveta, una para la unión motor-tornillo sin fin y otra para la unión corona-eje de corona, y a una unión por zunchado entre la brida de sujeción de la prótesis y el eje de la corona.

B1. Chaveta 1

La primera chaveta a verificar es la que une el motor de desplazamiento giratorio y el tornillo sin fin. Asumiéndose que el material de la chaveta del motor tiene una resistencia no menor a la de un acero St50 y, ya que cumple con la norma DIN 6885, se le verifica solo por aplastamiento por medio de la Ecuación(2.63), la cual utiliza el criterio de presión por aplastamiento (Paulsen, 2014).

$$L_{ef} \geq \frac{2 * T * FS}{d * (h - t_1) * p_{adm}} \quad (2.63)$$

Donde L_{ef} es la longitud eficaz de la chaveta en mm, T es el momento torsor a transmitir en N.m, FS es el factor de seguridad, d es el diámetro del eje, h es la altura total de la chaveta en mm, t_1 es la altura de la parte de la chaveta que va en el eje en mm y p_{adm} es la presión admisible del material del cubo en MPa.

La longitud efectiva resultante debe ser mayor a 18,7 mm, la cual es menor a la longitud de la chaveta incorporada en el motor de 37 mm, por lo cual se valida esta unión. Esta chaveta se muestra en la Figura 2.17.



Figura 2.17. Chaveta 1 entre servomotor y tornillo sinfin

B2. Chaveta 2

En el caso de la chaveta que une la corona con su eje, se verifica mediante el criterio seguido por Perea (2019) ya que no se cuenta con información suficiente sobre la presión admisible del bronce de la corona. Así, se verifica la chaveta al fallo por aplastamiento y cizalladura según las Ecuaciones (2.64) y (2.65) respectivamente.

$$L_{\text{aplastamiento}} \geq \frac{4 * T * FS}{d * h * \sigma_{\text{fluencia}}} \quad (2.64)$$

$$L_{\text{cizalladura}} \geq \frac{4 * T * FS}{d * b * \sigma_{\text{fluencia}}} \quad (2.65)$$

Donde b es el ancho de la chaveta en mm. Entonces se tienen las longitudes $L_{\text{aplastamiento}} \geq 32,4$ mm y $L_{\text{cizalladura}} \geq 22,4$ mm. Con estos valores, se comprueba que la longitud efectiva de la chaveta, la cual es de 50 mm, es superior a las longitudes eficaces, las cuales corresponden a las longitudes obtenidas aumentadas en b . Esta unión es mostrada en la Figura 2.18.

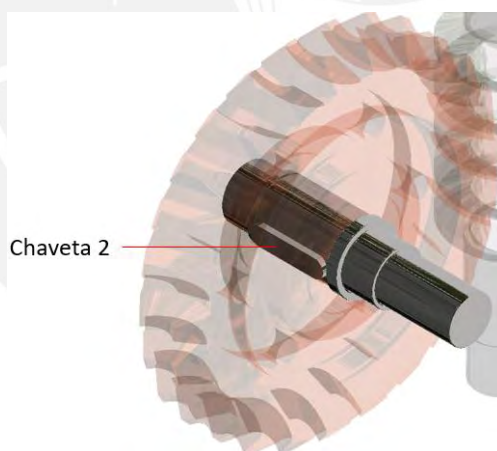


Figura 2.18. Chaveta 2 entre corona y su eje

Existen 2 chavetas adicionales, en eje del otro motor y en el eje lineal. Estas no requieren verificación debido al bajo torque transmitido en comparación a su tamaño.

B3. Unión por zunchado

La brida de sujeción de la prótesis se une al eje de la rueda por medio de esta unión. En la Tabla 2.3 se presentan las características del eje y la brida con las cuales se verificará esta unión.

Tabla 2.3. Propiedades para la verificación de unión por zunchado

Características	Eje	Brida
Material	SAE 4140	A304
Esfuerzo de fluencia ($\sigma_{fluencia}$)	750 MPa	235 MPa ⁵
Factor de seguridad de resistencia (FS)	1,5	1,3
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,3	0,3
Profundidad de rugosidad (R_z)	3 μ m	3 μ m
Coefficiente de fricción (μ)	0,2	
Factor de seguridad contra el resbalamiento (S_R)	1,5	
Longitud de la unión (L)	50 mm	

Primero se determinan las fuerzas que afectan directamente esta unión. Estas fuerzas corresponden a la fuerza axial F_a , cuyo valor es 895 N, y a la fuerza tangencial F_u en el diámetro del eje d producida por el momento torsor según la Ecuación (2.66). Se asume el peor de los casos como si la fuerza axial influyera en la unión.

$$F_u = \frac{2 * T}{d} \quad (2.66)$$

Entonces la fuerza tangencial es igual a 30000 N. Con los valores de la fuerza tangencial y la fuerza axial, se hace uso de la Ecuación (2.67) para determinar la presión mínima requerida por la unión, igual a 47,8 MPa.

$$\sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \frac{\mu * p_{min} * \pi * d * L}{S_R} \quad (2.67)$$

Ahora, se determina la presión máxima que puede soportar la unión. Se verifica por resistencia solo al cubo, debido a que su esfuerzo de fluencia es mucho menor comparado al del eje. La Figura 2.19 describe los esfuerzos que se presentan en esta unión debido a la presión entre las paredes. Dichas expresiones están basadas en tubos de pared gruesa; sin embargo, para este análisis se toma como sección circular completamente sólida para el tubo circunscrito. Entonces se tiene que b representa el diámetro exterior del cubo, mientras que c representa el diámetro del eje. La variable a no se toma en cuenta, pues representa el diámetro interior del eje, el cual es 0.

⁵ Acero Inoxidable AISI 304 Ficha Técnica, Propiedades, Densidad, Dureza:
<https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/>

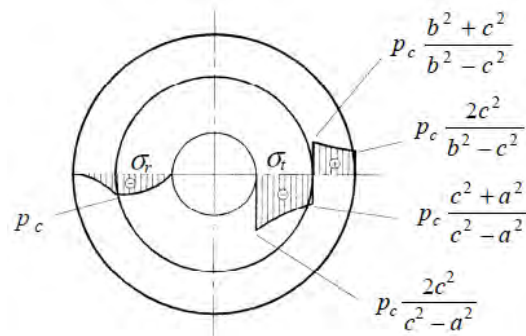


Figura 2.19. Esfuerzos presentes en las superficies del eje y el cubo (Paulsen, 2014)

Se determinan los esfuerzos equivalentes máximos en el diámetro exterior e interior del cubo y se determina la presión máxima, la cual queda como variable, gracias a las Ecuaciones (2.68) y (2.69). Se determina que la presión máxima admisible es 160 MPa.

$$\sigma_{eq} = \sigma_t - \sigma_r \quad (2.68)$$

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{fluencia-cubo}}{FS_{cubo}} \quad (2.69)$$

Debido a que el material del cubo y del eje presentan igual coeficiente de Poisson y módulo de elasticidad, se halla cuál es la interferencia de ajuste según las condiciones de presión dadas por medio de la Ecuación (2.70).

$$p_c = \frac{\delta * E * (b^2 - c^2)}{2 * c * b^2} \quad (2.70)$$

Entonces se tienen $\delta_{min} = 0,0213 \text{ mm}$ y $\delta_{max} = 0,0714 \text{ mm}$. Se hace uso de la Ecuación (2.71) para hallar el valor de la interferencia total considerando rugosidades.

$$U = 2 * \delta + (R_{z-eje} + R_{z-cubo}) \quad (2.71)$$

Entonces se tiene $U_{min} = 0,0486 \text{ mm}$ y $U_{max} = 0,1488 \text{ mm}$. Tras diversas iteraciones, se define el ajuste para la unión por zunchado en **30 H6/x10**. Con este ajuste, se vuelven a recalcular las presiones mínima y máxima logradas aplicando un procedimiento inverso al realizado. Tras este proceso, se determinan las nuevas presiones en la unión, iguales a $p_{min} = 50,4 \text{ MPa}$ y $p_{max} = 159 \text{ MPa}$, con lo cual se verifica que están dentro del rango de presiones

anterior y se concluye positivamente la verificación de esta unión. Además, se requiere una temperatura de 497 °C para lograr esta unión. En la Figura 2.20 se muestra la unión eje cubo en la caja reductora.

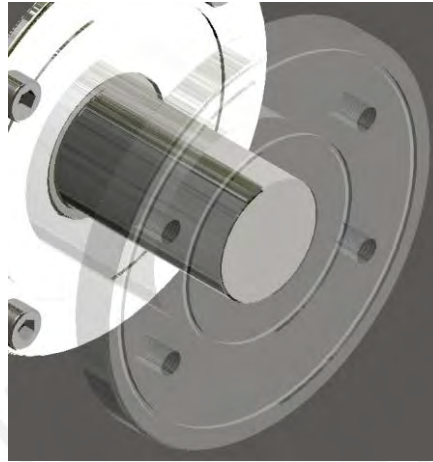


Figura 2.20. Unión eje de la corona y brida de sujeción por zunchado

2.2.3. Selección de mecanismo de desplazamiento vertical

El mecanismo de desplazamiento vertical está basado en un eje lineal accionado por husillo de bolas, debido a su alta eficiencia y precisión. Es necesario para su elección conocer parámetros cinemáticos como la longitud de carrera que debe tener, y la velocidad y aceleración máximas a las que debe operar. Asimismo, es necesario conocer los parámetros dinámicos que se presentan sobre el carro encargado de transportar la carga.

En primer lugar, los parámetros cinemáticos estarán establecidos a partir de data no procesada recogida de Winter (2009). A esta data se le aplicó un filtro pasa baja tipo Butterworth de segundo orden para una frecuencia de corte de 6 Hz. Cabe mencionar que la frecuencia de muestreo de la data procesada era de aproximadamente 60 Hz en base a los datos registrados. En las Figuras 2.21, 2.22 y 2.23 se pueden apreciar la posición, velocidad y aceleración vertical de la rodilla respectivamente una vez procesada la data.

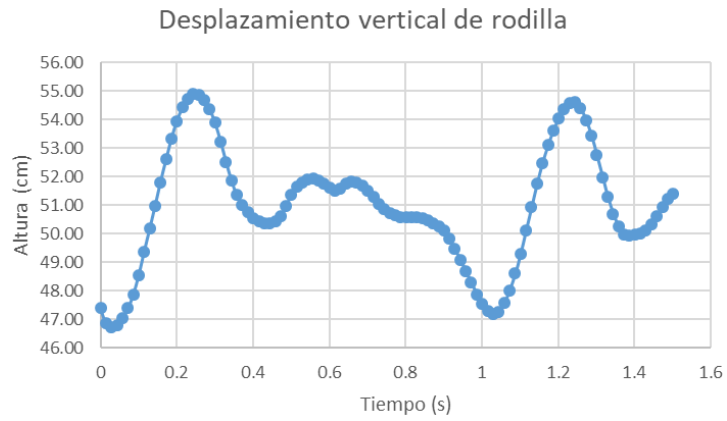


Figura 2.21. Desplazamiento vertical de rodilla

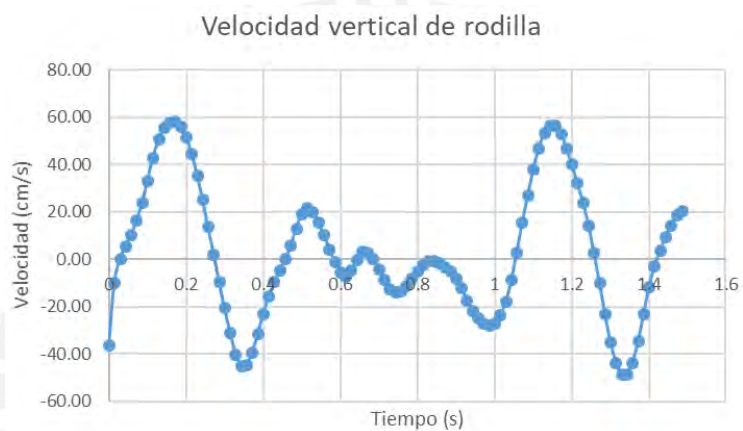


Figura 2.22. Velocidad vertical de rodilla

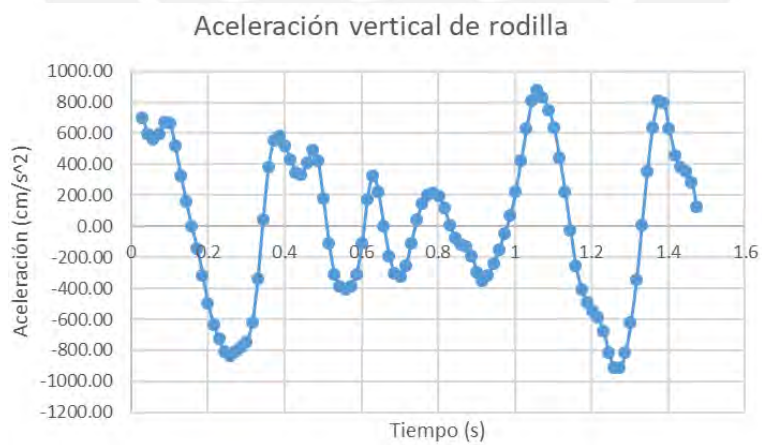


Figura 2.23. Aceleración vertical de rodilla

A partir de la Figura 2.21 y tomando en consideración un rango de 100 mm para diferencias de altura entre las prótesis transtibiales, se estima una longitud de carrera de por lo menos 300 mm o 0.3m. Esta carrera estimada también toma en consideración que, a conocimiento del autor, no se encuentra registrada data sobre la posición vertical de la rodilla en superficies inclinadas o irregulares, además de cierto margen de seguridad entre la posición máxima a alcanzar y la posición máxima establecida por el eje lineal. Los requerimientos para la velocidad y aceleración se estiman en 0,22 m/s y 10 m/s² respectivamente, siendo considerada la velocidad promedio por ser instantes de corta duración y la aceleración máxima para poder alcanzar valores críticos de velocidad en menor tiempo.

Se tienen en consideración la fuerza máxima a generar y el momento máximo generado por esta respecto a la superficie del carro de desplazamiento vertical del eje para los requerimientos dinámicos. Entonces, la fuerza mínima y el momento mínimo, respecto a una distancia de aproximadamente 200 mm por precaución, para la selección del eje son 890 N y 180 N.m.

A. Verificación del mecanismo elegido

En la sección 2.3.3 de selección de componentes mecánicos, se eligió al eje lineal accionado por un husillo de bolas cuyo modelo es EPX-II 40 KG. Una vez definido el mecanismo con el que se trabajará, el fabricante recomienda una evaluación del ciclo de vida estimado a partir de las cargas actuantes. Sin embargo, dado que no se cuenta con esta información, se utiliza la información proporcionada por Winter (2009). Así, se cuenta con las fuerzas de reacción vertical y horizontal generadas durante un ciclo de marcha por una persona de 1.75 m y 56.7 kg. Esta información, si bien no es acorde a los requerimientos establecidos, puede ser usada para predecir el comportamiento o ciertos patrones de lo que se obtendría en caso fuera una persona de 75 kg.

Las Figuras 2.24 y 2.25 muestran las curvas de fuerza vertical y fuerza horizontal de reacción obtenidas por medio de los ensayos hechos por Winter. Esta data fue filtrada usando un filtro Butterworth de igual manera que se describió en la sección 2.1.3.

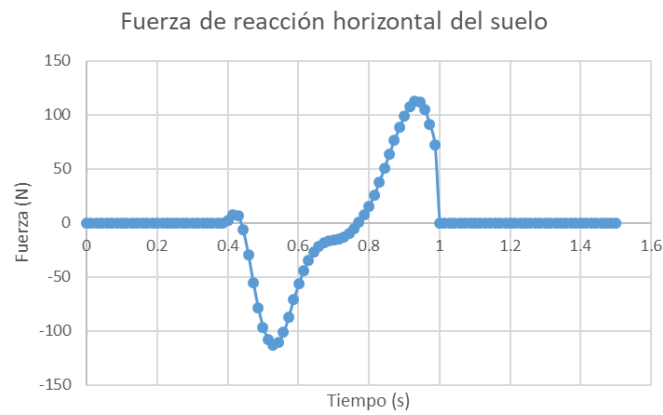


Figura 2.24. Fuerza de reacción horizontal del suelo

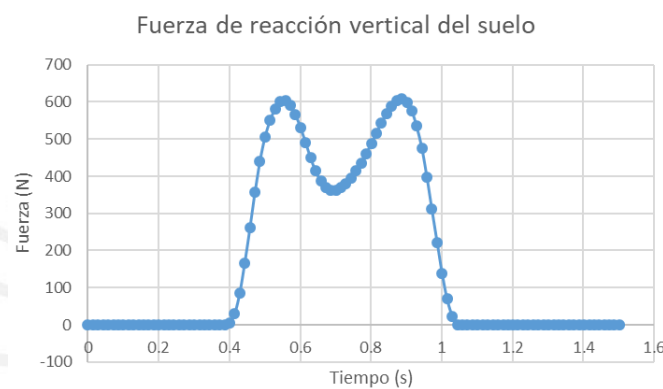


Figura 2.25. Fuerza de reacción vertical del suelo

A partir de esta data de fuerza y los datos cinemáticos registrados en la anterior sección, se obtienen más datos para proceder con la verificación tal como los momentos que estas fuerzas generan en todo momento. Entonces, los momentos que estas fuerzas generan se obtienen a partir de la Ecuación (2.72).

$$M = F * d \quad (2.72)$$

Donde M es el momento generado por la fuerza F aplicada a una distancia d. La distancia a las cuales se considera que se aplican estas fuerzas vertical y horizontal corresponden a 0,155 m y 0,45 m respectivamente. Por otra parte, la fuerza de empuje necesaria para transportar la guía se puede determinar por la siguiente Ecuación 2.73.

$$Fe = m * (g + a) - Ry \quad (2.73)$$

Donde F_e es la fuerza que lineal que ejerce el husillo, m es la masa total a mover estimada en 40 kg, g es la aceleración debido a la gravedad, a es la aceleración vertical de la prótesis transtibial y R_y es la fuerza de reacción vertical ejercida por la prótesis y el piso. A partir de los datos obtenidos por la fuerza lineal F_e ejercida por el husillo, la fuerza de reacción horizontal pie-piso y los momentos generados por la aplicación de las fuerzas horizontal y vertical de la reacción pie-piso, se puede determinar el valor característico de carga B_k . La otra fuerza de reacción de inversión y eversión del tobillo, así como el momento que genera, se desprecia pues su valor es muy pequeño en comparación a las otras fuerzas. La Figura 2.26 muestra las fuerzas y momentos considerados. El valor de B_k se calcula de según la Ecuación 2.74.

$$B_k = \frac{F_x}{F_{x_{max}}} + \frac{F_y}{F_{y_{max}}} + \frac{M_x}{M_{x_{max}}} + \frac{M_y}{M_{y_{max}}} \quad (2.74)$$

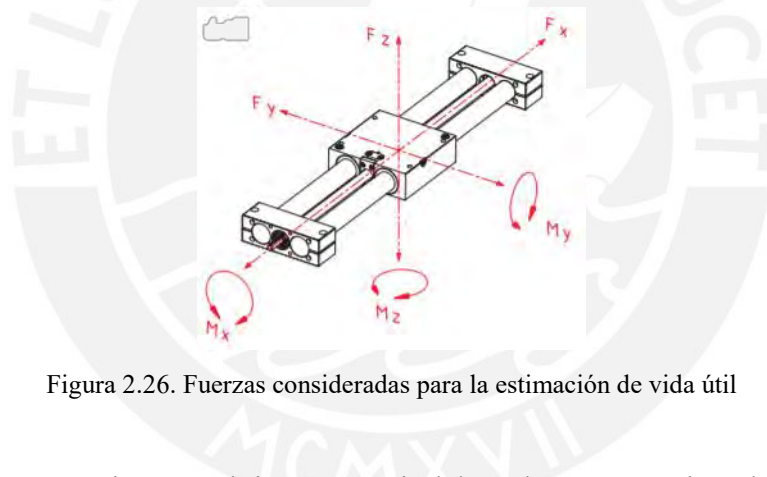


Figura 2.26. Fuerzas consideradas para la estimación de vida útil

Los valores de carga máximos se obtienen a partir del catálogo proporcionado por el fabricante. Este recomienda hacer este cálculo con el promedio de las cargas actuantes, por lo cual, se tomó el promedio para las cargas a usar en la Ecuación (2.74). Con los datos proporcionados por Winter para la fase de apoyo, se obtuvo un valor de 0,5 para B_k . Así, se obtiene un valor mucho menor que el recomendado, que es 1. Con ello, se obtiene un resultado adecuado para estimar que el mecanismo puede soportar las cargas generadas por una persona de 75 kg, pues los valores que cambiarían serían únicamente los valores de fuerza de la fase de apoyo. Evidentemente, se requieren datos confiables generados a partir de un ensayo de marcha por una persona de 75 kg para poder calcular con mayor precisión la vida útil del mecanismo.

2.2.4. Selección de motor de desplazamiento vertical

Con el eje lineal EPX-II 40 KG seleccionado, se establecen los parámetros adecuados que ayudan en la selección del motor que lo acciona. El motor se selecciona a partir de la velocidad de rotación, potencia y torque requeridos, los cuales se determinan a partir de las Ecuaciones (2.75), (2.76) y (2.77). Asimismo, también se tiene en consideración los límites establecidos por el husillo de bolas, tal como la velocidad máxima de giro, la cual no debe exceder los 2700 RPM.

$$n_m = \frac{600 * v_y}{f} \quad (2.75)$$

$$P = \frac{F * v_y}{\eta} \quad (2.76)$$

$$T = \frac{P}{n_m * \frac{\pi}{30}} \quad (2.77)$$

Donde n_m es la velocidad de giro del motor en RPM, v_y es la velocidad lineal del husillo en cm/s, f es el avance del husillo en mm, P es la potencia que requiere el motor en W, F es la fuerza que ejerce el husillo en N, v_y es la velocidad lineal del husillo en m/s y η es la eficiencia del husillo, estimada en 0,9. Las Figuras 2.27 y 2.28 muestran las velocidades de giro y torque que debe proporcionar el motor.

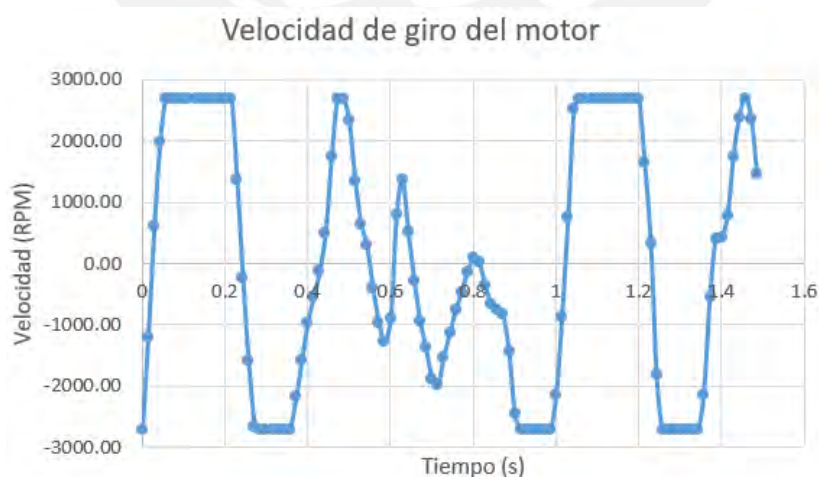


Figura 2.27. Velocidad de giro del motor de desplazamiento vertical

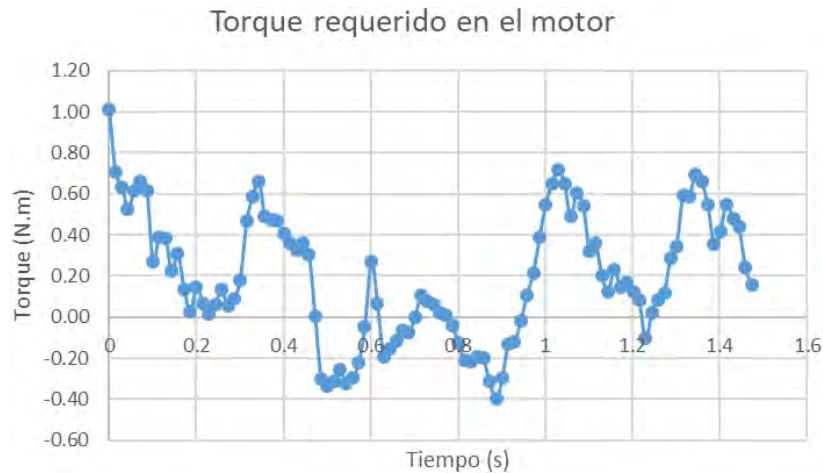


Figura 2.28. Torque requerido en el motor de desplazamiento vertical

Tal como se observa, se requiere alta velocidad para el motor. Asimismo, para determinar la potencia que este requiere se consideran los valores RMS de las fuerzas y velocidad aplicadas, ya que estas actúan en ambos sentidos. Como se aprecia, el torque requerido al inicio es dos veces mayor que el torque máximo que se requiere durante la fase de apoyo, que es la fase en la que aparecen las fuerzas de reacción pie-piso y comprendida entre 0,4 s y 1 s en la gráfica. Con ello, se puede concluir que, aunque la fuerza de reacción vertical aumente durante la fase de apoyo, el torque máximo requerido seguirá siendo de aproximadamente 1 N.m, pues este valor involucra solo la aceleración vertical requerida durante la fase de balanceo. Entonces, la potencia máxima a requerir por el motor se calcula aplicando la Ecuación (2.77) con el valor de torque hallado y la velocidad de giro, cuyo valor es 2700 RPM. Así, la potencia máxima requerida es aproximadamente 287 W. Con estos valores, se procede a elegir un motor en la sección de selección de componentes electrónicos.

2.3. Selección de componentes mecánicos

En esta sección se seleccionan los componentes mecánicos necesarios a partir de los cálculos realizados en la sección anterior.

2.3.1. Selección de rodamientos

Los rodamientos son seleccionados a partir de las condiciones de carga y de velocidad de giro presentadas en la sección de cálculos anterior. Estas condiciones son volcadas a la herramienta de selección de la empresa SKF una vez se hayan elegido los rodamientos para comprobar su buen desempeño. Esto permite ahorrar numerosas iteraciones para seleccionar y validar un rodamiento. En todos los rodamientos se prioriza seleccionar aquellos que vienen con un sello integrado para poder extender su vida útil gracias a la protección brindada.

a) Rodamientos para tornillo sin fin

En la Figura 2.29, se muestran las cargas actuantes en el tornillo sin fin y su velocidad promedio de giro establecidas en la herramienta de selección de SKF.

Requirements system

Bearing supporting the axial load

Left Right None (axial load ignored)

Shaft orientation

Horizontal Vertical

Bearing distance

235 mm

Rotating ring

Load case

Coordinates system	Coordinates			Forces			Speed	Temperature	
	$x r$	$y \theta$	z	$F_x F_r$	$F_y F_\theta$	F_z		Left	Right
<small>Cart (x,y) Polar (r,θ)</small>	<small>mm</small>	<small>mm/deg</small>	<small>mm</small>	<small>kN</small>			<small>r/min</small>	<small>°C</small>	
F1 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	117,5	0	1,669	0	1000	Inner ring	70
+ F2 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	-25	117,5	0,895	0	4,5		Outer ring	65

Right bearing temperature same as left

Figura 2.29. Parámetros para selección de rodamientos del tornillo sin fin

Se seleccionan los rodamientos **6006-2RS1** y **22207 E** mostrados en la Figura 2.30 y se presentan sus principales especificaciones.

BEARING PROPERTIES										
Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		
		Bore d mm	Outer diameter D mm	Width B mm	Dynamic C	Static C ₀		P ₀	Reference n _{ref} r/min	Limiting n _{lim} r/min
Left ▶ 6006-2RS1	Deep groove ball bearing	30	55	13	13.8	8.3	0.355		8000	
Right ▶ 22207 E	Spherical roller bearing	35	72	23	88.8	85	9.3	9000	12000	

Figura 2.30. Rodamientos seleccionados para el tornillo sin fin

b) Rodamientos para eje de rueda

En la Figura 2.31, se muestran las cargas actuantes en el eje de la rueda y su velocidad promedio de giro establecidas en la herramienta de selección de SKF.

Requirements system

Bearing supporting the axial load Left Right None (axial load ignored)

Shaft orientation Horizontal Vertical

Bearing distance: 83.5 mm

Rotating ring:

Load case

Coordinates system	Coordinates			Forces			Speed	Temperature		
	Cart. (x,y) Polar (r,θ)	x r mm	y θ mm/deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ kN		Fz kN	r/min	Left °C
F1 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	50	0	-1.669	0	40	Inner ring	70	
F2 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	100	50	-4.5	0	-0.895		Outer ring	65	
F3 <input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	154	-0.706	0.844	0				

Right bearing temperature same as left

Figura 2.31. Parámetros para selección de rodamientos del eje de la rueda

Se seleccionan los rodamientos **63007-2RS1** y **6207-2RS1** mostrados en la Figura 2.32 y se presentan sus principales especificaciones.

BEARING PROPERTIES										
	Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	
			Bore	Outer diameter	Width	Dynamic	Static	P_U	Limiting	n_{lim} r/min
			d	D	B	C	C_0		mm	
			mm			kN				
Left	63007-2RS1	Deep groove ball bearing	35	62	20	15.9	10.2	0.44	7000	
Right	6207-2RS1	Deep groove ball bearing	35	72	17	27	15.3	0.655	6300	

Figura 2.32. Rodamientos seleccionados para el eje de la rueda

2.3.2. Sello para rodamiento derecho de tornillo sin fin

Los sellos permiten el sellado axial o radial del eje en aplicaciones de transmisión de potencia, cumpliendo una función de protección contra la suciedad y contra el derrame del lubricante al exterior. Así, garantizan un mayor tiempo de vida de los rodamientos y componentes mecánicos que requieran lubricación. Se selecciona un sello de anillo en V para el rodamiento derecho del tornillo sin fin, pues no cuenta con esta protección. Se selecciona el material de caucho por su practicidad, usando como criterio de selección el diámetro de la sección del tornillo sin fin donde irán ubicados. Así, se elige el sello **35 VA R**. Ver Figura 2.33.



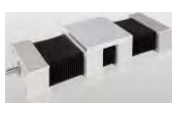


Figura 2.33. Sello de anillo en V 35 VA R

2.3.3. Eje vertical de husillo de bolas

El mecanismo usado para desplazar la prótesis verticalmente consiste en un eje lineal accionado por un husillo de bolas debido a la precisión que permite alcanzar y a las grandes fuerzas que ejerce a partir de un menor torque proporcionado en comparación a los husillos convencionales o a la transmisión por correas. Asimismo, estos husillos poseen una cualidad autobloqueante y una alta eficiencia. En la Tabla 2.4 se presenta una tabla comparativa de ejes lineales comerciales.

Tabla 2.4. Tabla comparativa para selección de eje vertical accionado por husillo de bolas

Características	Requerimientos	Descripción		
Modelo		EGC-BS-KF ⁶	ODS-175SB ⁷	EPX-II 40 KG ⁸
Figura				
Diámetro de husillo / Paso (mm)		25 / 25	20 / 20	20 / 5
Carrera (m)	≥ 0.3	0.3	0.3	0.3
Velocidad (m/s)	≥ 0.22	0.6	1	0.24
Aceleración máx. (m/s ²)	≥ 10	15	10	10
Fuerza vertical (N)	≥ 890	1500	1650	1200
Momento flector por fuerza vertical (N.m)	≥ 180	680	300	190
Precio (\$)		2839.7	3052.3	3652.6

A partir de los modelos presentados, se elige el modelo **EPX-II-40 KG** de la compañía Rose Krieger debido a que satisface los requerimientos mínimos y permite un ensamble de menor complejidad a la estructura, ya que solo se asegura mediante tornillos a diferencia de los otros dos modelos. La diferencia en el precio se debe a que el precio considerado en este componente incluye la importación a Lima, Perú; mientras que, en los otros componentes no, con lo cual se reduciría la diferencia de precios.

2.3.4. Acople flexible

Se usa este tipo de acople para la unión entre el eje del motor y el eje saliente del husillo de bolas. Esto se debe principalmente a su fácil montaje, así como a su capacidad de absorber vibraciones y desalineaciones. La selección se realiza en base a los diámetros de los ejes, a sus chavetas incorporadas y al torque que será transmitido. Estos requerimientos se listan en la Tabla 2.5.

⁶ Ejes de accionamiento por husillo EGC-BS-KF, con guía de rodamiento de bolas:

https://www.festo.com/cat/es-pe_pe/data/doc_es/PDF/ES/EGC-BS_ES.PDF. Revisado el 19 de marzo del 2022.

⁷ ODS – ORIGA DRIVE SYSTEM: https://www.fluidtechnik.eu/resources/upload/data/1127_P-A3P172E_ODS_EN_100319.pdf. Revisado el 19 de marzo del 2022.

⁸ EP(X)-II 30/40: https://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalogue/neuheiten/news_epx_II_es.pdf. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 2.5. Requerimientos para selección de acople flexible

Características	Requerimientos
Diámetro menor de eje (mm)	12
Diámetro mayor de eje (mm)	14
Condición especial	Con canal chavetero
Torque a transmitir (N.m)	1.7

Con los requerimientos dados, se elige el acople flexible **MJC-40K-RD-12-14**⁹ de la empresa NBK. Las principales características de este acople se muestran en la Figura 2.34. Se eligió este modelo porque permite cubrir mayor parte de las chavetas tanto del motor como la del eje lineal, variable L, para mejor recubrimiento, alineación y transmisión del torque. Además, su torque nominal de transmisión es de 17 N.m.

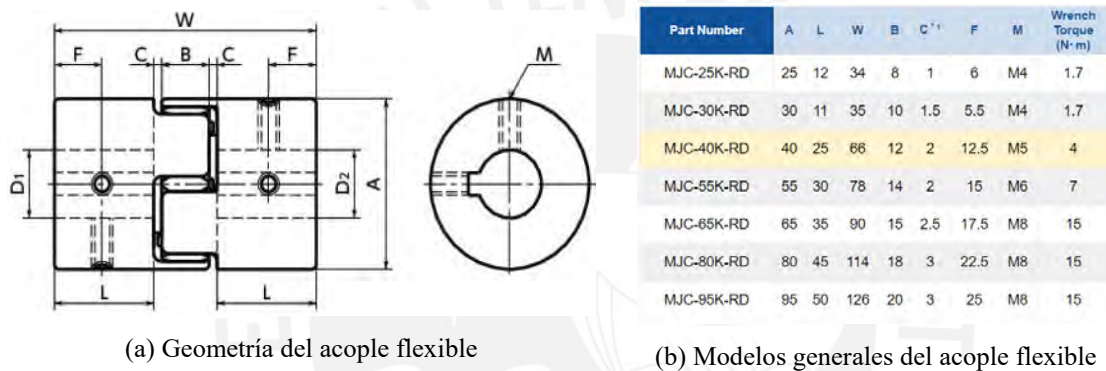


Figura 2.34. Características generales del modelo elegido

2.4. Modelado y validación digital

En esta sección se realiza la simulación digital para validar la estructura del sistema, así como del soporte usado para la caminadora y que la alinea con las plataformas de fuerza. Esto se realiza para facilitar y agilizar los cálculos involucrados en el análisis, así como para comprobar que los esfuerzos y deformaciones se encuentren en un nivel aceptable.

⁹ MJC-K-RD: https://www.nbk1560.com/en/products/coupling/couplicon/jaw_type/MJC-K-RD/. Revisado el 19 de marzo del 2022

2.4.1. Validación de estructura

La estructura utilizada se muestra en la Figura 2.35. Esta está conformada por perfiles cuadrados de acero inoxidable A304 de 40x40x3 mm en su mayoría, a excepción de los perfiles que soportan el eje lineal vertical, los cuales son de 25x25x2,5 mm. Esto último se debe a que mientras más ancho el perfil, se extiende en demasía la longitud del tornillo de sujeción del eje lineal, excediendo las dimensiones máximas impuestas por el programa Autodesk Inventor y dificultando su obtención comercial.



Figura 2.35. Estructura del módulo de ensayos

Se utilizó el mismo programa de modelación, Autodesk Inventor, para realizar el análisis estructural. Se consideraron apoyos fijos los cuatro extremos inferiores conectados a las ruedas, pues estas poseen frenos para evitar su desplazamiento horizontal. Las cargas actuantes en la estructura consideradas en la simulación son: peso de estructura; peso de tablero eléctrico, eje lineal y caja reductora; fuerzas de reacción de piso vertical y horizontal. Estas se sitúan en las posiciones de los agujeros para los tornillos que sujetan los diversos componentes a la estructura. Las cargas actuantes son presentadas en la Figura 2.36; mientras que, su análisis y determinación se presentan en el Anexo A sección 9.

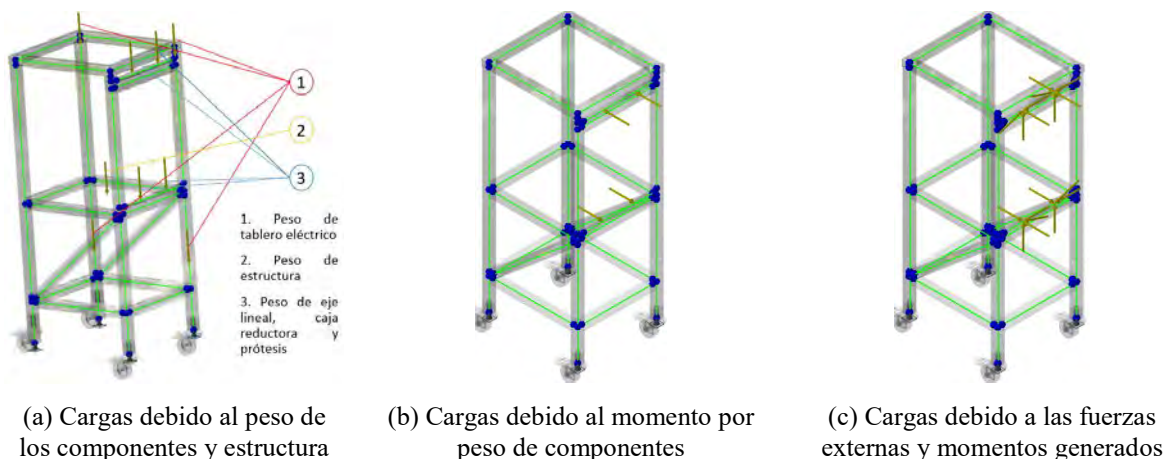


Figura 2.36. Cargas actuantes en la estructura del módulo de ensayos

Los resultados de la simulación se observan en la Figura 2.37a y la Figura 2.37b. En estas figuras se aprecia que la flecha máxima y el esfuerzo máximo generado se encuentran en rangos aceptables, en comparación a la longitud de las vigas y el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable A304 respectivamente. Por lo tanto, se da por validado la estructura modelada para el módulo de ensayos.

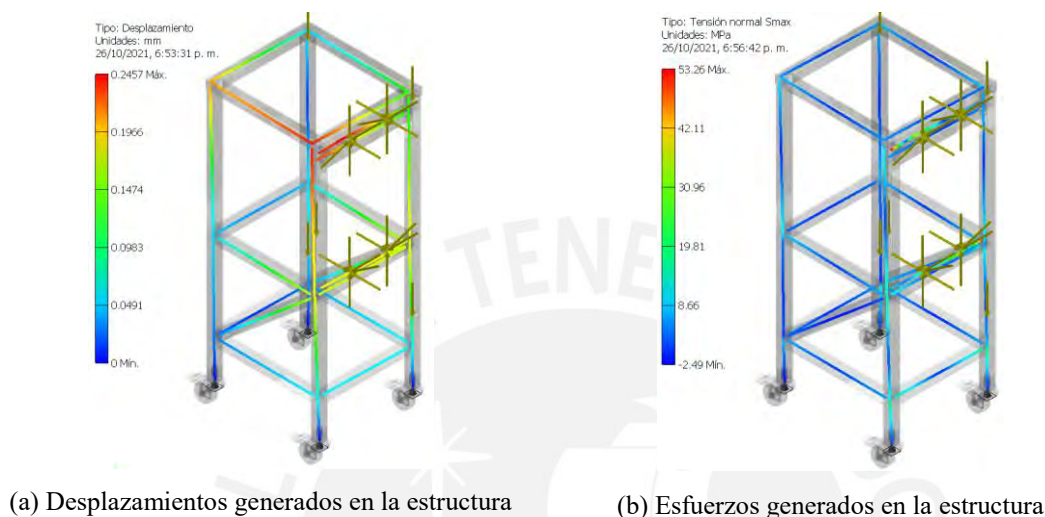


Figura 2.37. Resultados de simulación digital para la estructura

2.4.2. Validación de soporte para trotadora

El soporte para la caminadora se decidió analizar debido a que el componente utilizado es madera, pues es un material muy popular en el Perú por cuestiones económicas, prácticas y ecoamigables. Este soporte es usado para brindar una superficie sobre la cual puedan apoyarse y alinearse en todo momento las plataformas de fuerza, registrando las fuerzas generadas sobre la caminadora y manteniendo su posición respecto a esta. Este soporte se presenta en la Figura 2.38.

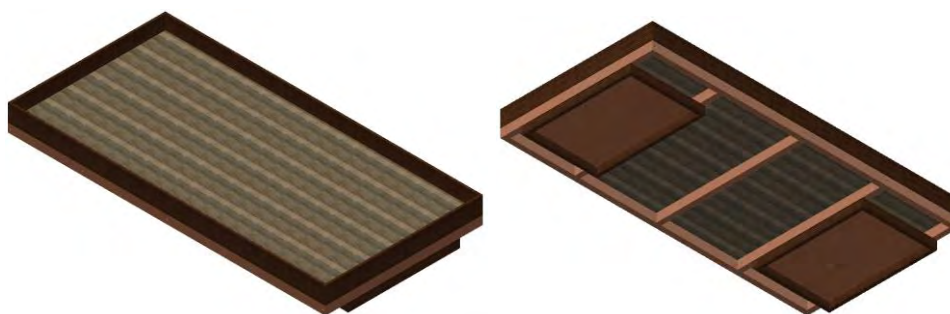


Figura 2.38. Soporte para trotadora del módulo de ensayos

Las cargas consideradas para la simulación son: el propio peso del soporte; el peso de la caminadora sumado a la fuerza de reacción vertical producido por la emulación de un ciclo de marcha de una persona de 75 kg; y la fuerza de reacción anteroposterior generada también durante la marcha. Estas fuerzas de reacción verticales se aplican en los extremos de la base superior del soporte debido a los cuatro apoyos con los que cuenta la trotadora ubicados en estos extremos. La fuerza de reacción horizontal se aplica sobre una cara lateral debido también por la presión que ejerce la trotadora hacia este lado. El peso propio del soporte se representa como una fuerza vertical en el centro de este. Las cargas actuantes se muestran en la Figura 2.39.

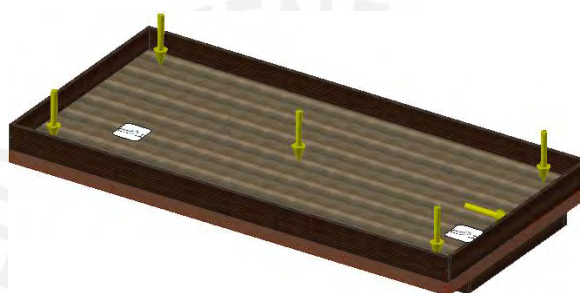


Figura 2.39. Cargas consideradas para el soporte de la trotadora

Las superficies bajo las que se apoyan las plataformas de fuerza se consideran apoyos fijos debido a que las plataformas de fuerza estarán imposibilitadas de moverse por el piso de caucho sobre el que se apoyan, las suelas de las plataformas de fuerza, y a que no será posible un desplazamiento vertical por la configuración de las cargas. Los resultados de la simulación se muestran en la Figura 2.40. Se aprecia que se tiene un desplazamiento permisible para el material utilizado y un gran margen de seguridad para los esfuerzos solicitados. Por lo tanto, queda validado el soporte modelado.

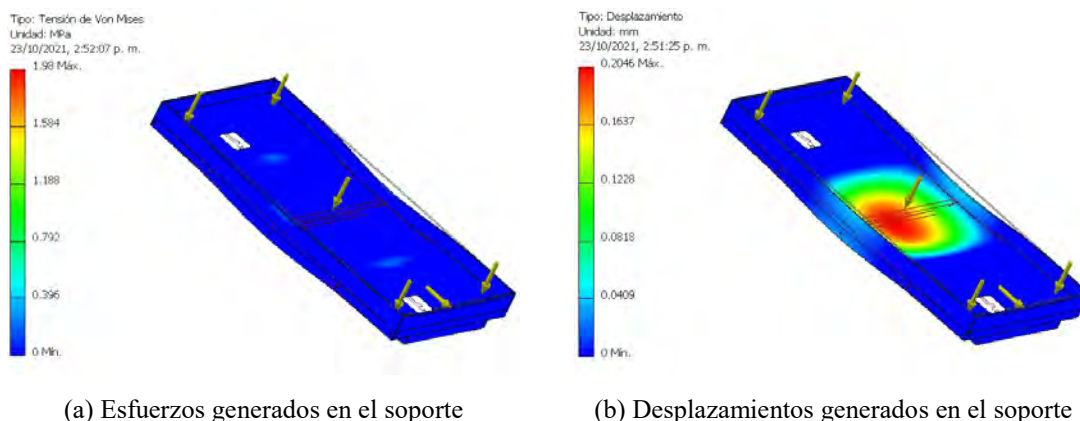


Figura 2.40. Resultados de simulación digital para el soporte para caminadora

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRÓNICO Y DE CONTROL

En esta sección se presenta el diseño electrónico y de control del sistema. En primera instancia, se presenta el diagrama de bloques del sistema, en el cual se aprecian los componentes eléctricos y electrónicos tales como sensores y actuadores, fuentes de alimentación o controlador. Luego, se continúa con la selección de estos componentes y se presenta el sistema electrónico definitivo. Después de ello, se presenta el sistema de control mediante la definición del tipo de control a utilizar y la lógica del funcionamiento general de la máquina mediante un flujograma. Finalmente, se presenta la interfaz usuario-máquina del módulo de ensayos propuesta para la interacción entre el operador y la máquina.

3.1. Selección de componentes electrónicos

En esta sección se realiza la selección de los componentes electrónicos esenciales para el funcionamiento del módulo de ensayos. La Figura 3.1 muestra el diagrama de bloques en el que se identifican los principales componentes que conforman este sistema electrónico, los cuales serán seleccionados y definidos posteriormente.

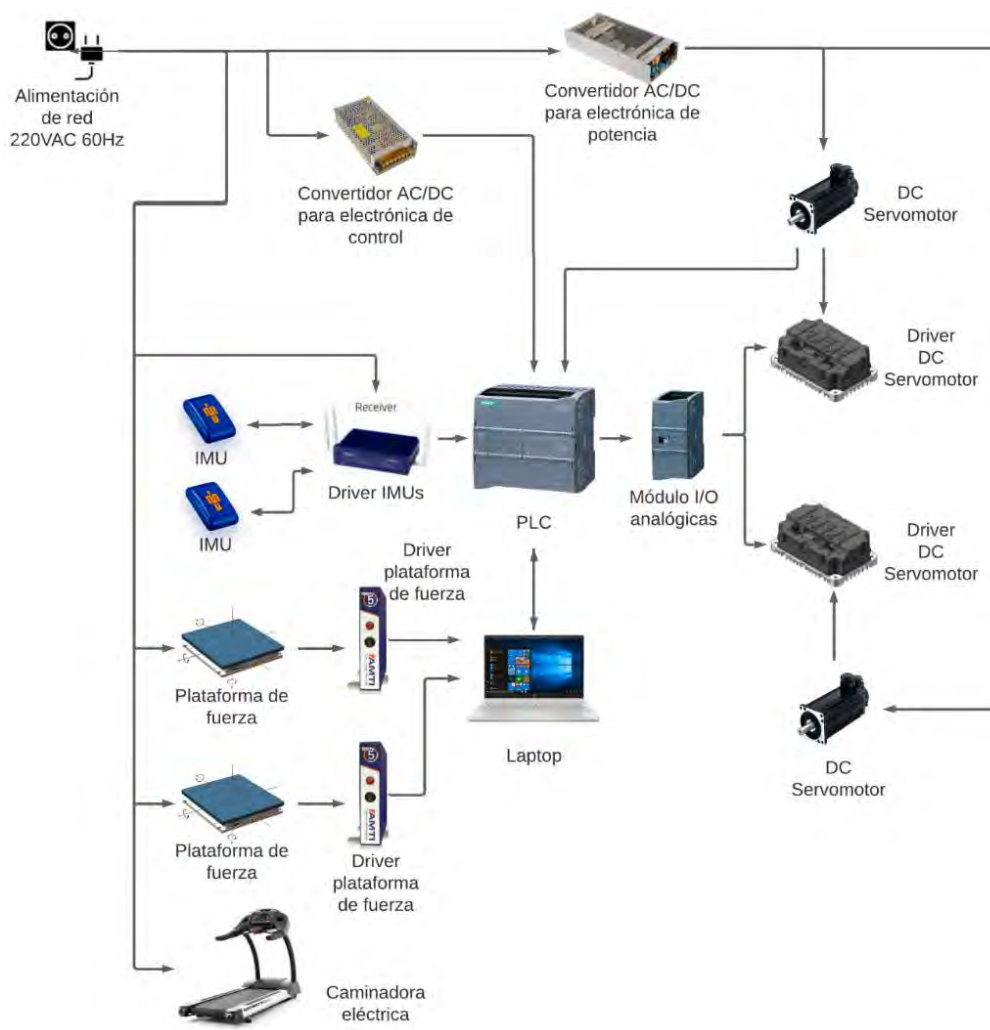


Figura 3.1. Diagrama de bloques del sistema




Como se puede apreciar, el sistema está conectado a la red eléctrica peruana de alimentación. Esta energía alterna bien puede ser rectificadada a una energía de corriente continua o bien puede ser aprovechada directamente por los componentes que así lo requieran. El controlador junto a la interfaz son los encargados de recibir, procesar y visualizar la información recogida por los sensores: unidad de medición inercial, encargado de determinar la posición angular de la prótesis; encoders, para la realimentación de los servomotores DC; y plataforma de fuerza, para la obtención de los valores de la fuerza de reacción del piso. Más aún, los actuadores son mostrados a la parte derecha del controlador: los servomotores DC y sus drivers. Estos actuadores serán los responsables de emular el movimiento de una marcha humana junto a una caminadora eléctrica para la prótesis transtibial a evaluar.

A continuación, se procede a elegir los componentes eléctricos ya sea en base a los cálculos realizados o a un criterio de selección específico.

3.1.1. Selección de trotadora eléctrica

Las caminadoras, también conocidas como trotadoras o corredoras, son elementos usados para la evaluación de la marcha sin recurrir a una cantidad considerable de espacio, pues relativamente no se produce desplazamiento anteroposterior. La Tabla 3.1 presenta una lista comparativa de caminadoras eléctricas comerciales, sus características y algunos requerimientos mínimos a cumplir.

Tabla 3.1. Tabla comparativa de caminadoras eléctricas comerciales

Características	Requerimientos	Descripción		
Modelo		Horizon – Paragon 4 ¹⁰	Impulse – Ryder5 ¹¹	Monark – T602 ¹²
Figura				
Tamaño (cm)	$\leq 200 \times 100 \times 150$	182x90x149	185x86x148	180x86x139
Peso de usuario (kg)	≥ 90	136	110	110
Velocidad (km/h)	≥ 5.5	18	16	20
Inclinación (%)	≥ 15	12	10	15
Visualización de velocidad e inclinación	Sí	Sí	Sí	Sí
Precio (S/.)		5699.9	5487.3	4499

El modelo de caminadora eléctrica elegido corresponde al modelo **T602** de la marca Monark. Esto se debe a la naturaleza del trabajo de tesis, ya que este proyecto es parte del laboratorio LIBRA, y se observa que cumple con los requerimientos mínimos, a diferencia de los otros modelos, establecidos a partir de los requerimientos del módulo de ensayos.

¹⁰ Horizon – Paragon 4 Folding Treadmill: <http://www.sale-sports.com/products/Horizon-%252d-Paragon-4-Folding-Treadmill.html>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹¹ Trotadora Ryder5 Impulse: <https://www.homegyperu.com/product/trotadora-ryder5-impulse-2018/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹² Trotadora Monark – T602: <https://www.monark.com.pe/producto/trotadora-electrica-monark-t-602/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

3.1.2. Selección de plataforma de fuerza

Las plataformas de fuerza son sensores que permiten conocer las fuerzas o momentos que son aplicados sobre su superficie, ya sea durante un ciclo de marcha, cualquier otra actividad deportiva o estudios clínicos¹³. Las cargas actuantes son medidas generalmente tridimensionalmente en una dirección vertical y otras dos perpendiculares correspondientes a fuerzas horizontales. En la Tabla 3.2 se muestra una tabla comparativa de plataformas de fuerza que han sido diseñadas para cubrir estudios del ciclo de marcha.

Tabla 3.2. Tabla comparativa de plataformas de fuerza comerciales

Características	Requerimientos	Descripción		
Modelo		AMTI - BP400600 ¹⁴	KISTLER - Type 9286B ¹⁵	BERTEC - 4060-07-1000 ¹⁶
Figura				
Tamaño (mm)	$\leq 1800 \times 860$	400x600x82.5	400x600x35	400x600x75
Capacidad de fuerza vertical Fz (N)	≥ 1500	4450	12000	5000
Portabilidad	Sí	Sí	Sí	Sí
Frecuencia Fz (Hz)	≤ 100 Hz	380	200	340

El modelo de plataforma de fuerza elegido corresponde al modelo **BP400600** de la marca AMTI. En primer lugar, esto se debe a la naturaleza del trabajo de investigación, ya que este proyecto es parte del laboratorio LIBRA. Con ello, se puede hacer uso de los equipos ya presentes en el laboratorio como la plataforma elegida. Adicionalmente, se puede apreciar que cumple con los requerimientos mínimos de: tamaño, establecido en base a las dimensiones de la caminadora eléctrica; capacidad de fuerza vertical, establecido en base a la carga máxima correspondiente a la fuerza de reacción vertical generada por una persona de 75kg en un ciclo de marcha con un factor de seguridad; portabilidad; y frecuencia de fuerza vertical, establecido en base al control del sistema y su periodo de ejecución de como mínimo 10 milisegundos.

¹³ Elección de una plataforma de fuerza: https://www.amti.biz/fps-guide_es.aspx. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹⁴BP400600:<https://amti.biz/select%20product%20PDFs/Biomechanics%20force%20platforms/BP400600%20brochure.pdf>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹⁵ Multicomponent Force Plate: <https://www.kistler.com/files/document/000-713e.pdf?callee=frontend>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹⁶ForcePlates:<https://static1.squarespace.com/static/5b3256317e3c3a8e8e029991/t/5bdb0d48562fa73fc159b526/1541082445985/Force+Plate+Brochure.pdf>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

3.1.3. Selección de unidad de medición inercial

La unidad de medición inercial (IMU) es la responsable de recolectar los datos cinemáticos durante el ciclo de marcha, tales como la posición y velocidad angular, gracias a las aceleraciones y orientaciones que mide. El laboratorio LIBRA cuenta con una tecnología de 16 sensores IMU inalámbricos para investigación, cuyo modelo es **aktos-t**¹⁷ de la marca Myon. Estos sensores, en conjunto con su driver, y sus características son presentados en la Figura 3.2 y la Tabla 3.3.

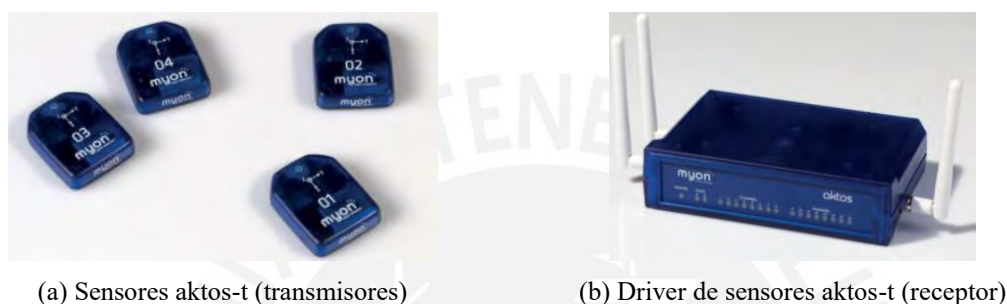


Figura 3.2. Sensores aktos-t y su driver

Tabla 3.3. Características de los sensores IMU y su driver




Característica	Descripción
Dimensiones de los transmisores (mm)	32.7 x 25.8 x 7.8
Duración de batería (h)	6
Tasa de muestreo (Hz)	286
Latencia (ms)	14
Rangos de entrada	Acelerómetro: hasta +/- 16 g Giroscopio: hasta +/- 2000 °/s Magnetómetro: 1 mT

3.1.4. Selección de servomotor DC de desplazamiento giratorio

En primer lugar, se selecciona el servomotor de desplazamiento giratorio debido a su importancia en los primeros cálculos mecánicos, siendo necesaria su elección para poder continuar con ello. Así, en la Tabla 3.4 se muestran alternativas de servo motores DC para el subsistema de desplazamiento giratorio que cumplen con el requisito de entregar valores cercanos a 2200 W de potencia, valor obtenido de la sección 2.2.1 de cálculos mecánicos, además de otros requerimientos.

¹⁷ Aktos-t – Inertial sensors: <https://www.myon.ch/aktos-t>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 3.4. Tabla comparativa de servo motores DC comerciales

Características	Requerimiento	Descripción		
Modelo		KY110AS0420-25 ¹⁸	110ST-09025-48V ¹⁹	ATO-30AS0404-15 ²⁰
Figura				
Potencia (W)	≥ 2000	2000	2400	3000
Velocidad nominal (RPM)	≥ 1875 RPM	2500	2500	1500
Torque nominal (N.m)	≥ 6	7.6	9	19
Dimensiones (mm)	$\leq 120 \times 120$	110x110x293	110x110x331	130x130x273
Voltaje (V)	24-48	48	48	48
Corriente nominal (A)	≤ 60 A	55	58.8	73
Encoder (PPR)	≥ 1080	2500	2500	2500
Precio (\$)		300	380	1384.62

Se selecciona el servomotor **110ST-09025-48V** debido a que entrega un valor superior al requerido. Además, presenta menor área transversal en comparación a los otros servomotores y un mayor torque nominal. Asimismo, se utiliza el driver que este servomotor requiere, el cual es recomendado por el fabricante, para operar en condiciones óptimas. Su modelo es **THF60D96 EXW**.

3.1.5. Selección de servomotor DC de desplazamiento vertical

A partir de los cálculos mecánicos de la sección 2.1.4, se elige un motor para accionar el mecanismo de desplazamiento vertical. Así, en la Tabla 3.5 se muestran alternativas de servo motores DC que cumplen con el requisito de entregar valores cercanos a 287 W de potencia y una velocidad de 2700 RPM, entre otros.

¹⁸ Brushless DC Servomotor: <https://www.keyaservo.com/500w-2000w-dc-servo-motors/57445825.html>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

¹⁹ 600W-2400W DC Servomotor: <https://www.blcdc-wheatstone.com/DC-Servo-Motor/600W-2400W-DC-Servo-Motor.shtml>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²⁰ 3000W 48V 1500 RPM 19 Nm DC Servomotor: <https://www.ato.com/3000w-dc-servo-motor>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 3.5. Tabla comparativa de servo motores DC comerciales

Características	Requerimiento	Descripción		
Modelo		SMC60S-0040-30AAK-3DSH ²¹	KY80AS0204-30B ²²	60ST-M01330-48V ²³
Figura				
Potencia (W)	≥ 286	400	400	400
Velocidad nominal (RPM)	2700-3000 RPM	3000	3000	3000
Torque nominal (N.m)	≥ 1	1.7	1.27	1.3
Voltaje (V)	24-48	48	24	48
Corriente nominal (A)	≤ 15 A	10.1	21	10.4
Precio (\$)		320	129	123

Como se puede apreciar, el tercer servomotor posee buenas prestaciones para la aplicación, posee el menor precio de todos y cumple con los requerimientos. Por lo tanto, el servomotor elegido es **60ST-M01330-48V**. Además, se hace uso de su driver, cuyo modelo es **THF15D72 EXW**.

3.1.6. Selección de sensor inductivo de proximidad

El sensor inductivo se usa como dispositivo de seguridad tanto para la máquina como para el operador. Este dispositivo detecta la presencia de objetos metálicos en un alcance de muy poca distancia, varios milímetros solamente. Su elección como dispositivo de seguridad se debe al movimiento que presenta el mecanismo de desplazamiento giratorio, lo cual pone en riesgo mecánico a un sensor de fin de carrera electromecánico por los altos torques de salida. Esto se evita gracias a que este sensor no requiere de un contacto físico. Además, al operar con electricidad y magnetismo, sus velocidades de accionamiento son muy altas y es un sensor industrial relativamente económico. La Tabla 3.6 muestra una comparación entre sensores inductivos de proximidad comerciales.

²¹ Low-voltage Servo System Catalog: https://en.kinco.cn/download/D_enCatalog/Servo/KincoCatalog_low_voltage_K1C15_190910.pdf. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²² 24v 400w brushless dc motor engine and brake: <https://www.keyaservo.com/200w-400w-dc-servo-motors/57513756.html>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²³ 180W~600W DC Servo Motor: <https://www.blde-wheatstone.com/DC-Servo-Motor/180W-600W-DC-Servo-Motor.shtml>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 3.6. Tabla comparativa de sensores inductivos de proximidad comerciales

Características	Requerimiento	Descripción		
Modelo		PR30-10DN2 ²⁴	XS1M30KP340 ₂₅	PSC1812-P ²⁶
Figura				
Voltaje (V)	5-30	15-30	12-24	12-24
Alcance (mm)	>=5	9-11	10	12
Frecuencia (Hz)	>=50	400	500	500
Precio (\$)		29	125	22

Se elige al sensor cuyo modelo es **PSC1812-P** pues es aquel que presenta menor precio y cubre incluso un mayor rango de alcance, además de cumplir con todos los requerimientos mencionados.

3.1.7. Selección de fuentes de alimentación

Las fuentes de alimentación en este caso son las encargadas de energizar los equipos que requieren corriente continua a partir de la tensión alterna tales como los servomotores o los sensores. Se hace uso de la Ecuación 3.1 para el cálculo de la potencia a elegir. Los datos usados se muestran en la Tabla 3.7.

$$P = \frac{V_{comp} * I_{comp} * n}{\eta} \quad (3.1)$$

Donde P es la potencia requerida, n es el número de componentes, V_{comp} es el voltaje requerido, I_{comp} es la corriente requerida y η es la eficiencia. Cabe mencionar que no se coloca eficiencia para los motores ya que son datos proporcionados por el fabricante; mientras que para los demás sensores se asume de 80% al no conocer su consumo máximo.

²⁴ PR30-10DN2: https://www.autoniconline.com/product/product&product_id=307. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²⁵ XS1M30KP340: <https://www.se.com/pe/es/product/XS1M30KP340/detector-de-proximidad-inductivo-xs1-m30---160mm---bronce---sn10mm---12..24vdc---cable-2m/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.




²⁶ PSC1812-P RIKO SENSOR DE PROXIMIDAD INDUCTIVO TUBULAR, SN=12 MM, M18, 12-24VCD: <https://www.grupoimex.com.mx/product/sensor-inductivo-m18-psc1812-p-riko-sensors/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 3.7. Datos para selección de fuentes de alimentación

Componente	Unidad	Vcomp (V)	Icomp (A)	Eficiencia (%)	Potencia requerida (W)
Motor 400W	1	48	10.4		499.2
Motor 2400W	1	48	58.8		2822.4
Sensor inductivo	4	24	0.1	0.8	12

A partir de estos cálculos, se seleccionan fuentes con valores de potencia cercanos a los requeridos. Las fuentes seleccionadas entonces se muestran en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8. Fuentes de alimentación seleccionadas

Características	Descripción		
Modelo	RSP-3000-48 ²⁷	RSP-500-48 ²⁸	MDR-20-24 ²⁹
Figura			
Voltaje (V)	48	48	24
Potencia (W)	3000	500	20
Dimensiones (mm)	278x177.8x63.5	230x127x40.5	22.5x90x100
Precio (\$)	500	100	15

Las fuentes switchings **RSP-3000-48** y **RSP-500-48** son usadas para la alimentación de los servomotores; mientras que la fuente **MDR-20-24** es usada para la alimentación de sensores. Todas las fuentes pertenecen al fabricante Mean Well.

3.1.8. Selección de dispositivos de protección

Los dispositivos de protección usados constan de una llave termomagnética y un disyuntor diferencial. El primero es usado para proteger al equipo de las sobrecargas; mientras que, el segundo es usado para proteger al usuario de las fugas de corriente. Se hace uso de los datos mostrados en la Tabla 3.9 para la elección. En primer lugar, se halla la corriente alterna que consumirían los dispositivos de interés haciendo una igualdad de potencias mediante la Ecuación 3.2. Luego, se halla la corriente de selección al considerar la eficiencia de las fuentes y un factor de seguridad del 50% mediante la Ecuación 3.3.

²⁷ RSP-3000 Series: <https://docs.rs-online.com/880d/0900766b81621fb8.pdf>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²⁸ RSP-500-48: <https://www.meanwell-web.com/en-gb/ac-dc-single-output-enclosed-power-supply-output-rsp-500-48>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

²⁹ MDR-20-Series: <https://www.mouser.pe/datasheet/2/260/MDR-20-spec-1109707.pdf>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

$$I_{alt} = \frac{V_{comp} * I_{comp} * n}{V_{alt}} \quad (3.2)$$

$$I_{prot} = \frac{I_{alt} * FS}{\eta} \quad (3.3)$$



Donde I_{alt} es el equivalente en corriente alterna del componente en Amperios, n es el número de componentes, V_{alt} es el voltaje alterno igual a 220V, I_{prot} es la corriente requerida para los dispositivos de protección en Amperios, FS es el factor de seguridad, igual a 1,5, y η es la eficiencia de la fuente de alimentación. En esta ocasión, se desprecian las corrientes de los sensores y otros dispositivos, pues son muy pequeñas ante las corrientes consumidas por los motores.

Tabla 3.9. Datos para selección de dispositivos de protección

Componente	Unidad	Vcomp (V)	Icomp (A)	Ialt (A)	Factor de seguridad	Eficiencia F.A	Corriente requerida (A)
Motor 400W	1	48	10.4	2.27	1.5	0.915	3.72
Motor 2400W	1	48	58.8	12.83	1.5	0.905	21.26

A partir de estas corrientes, se eligen los dispositivos de protección mostrados en la Tabla 3.10, tomando en consideración de que se tratan de dispositivos inductivos y la corriente contra la cual se protege es de naturaleza alterna.

Tabla 3.10. Dispositivos de protección elegidos

Características	Descripción	
Modelo	A9F75225 ³⁰	A9R71225 ³¹
Figura		
Tipo	Interruptor termomagnético	Disyuntor diferencial
Voltaje / Frecuencia (V/Hz)	220-240 / 50-60	220-240 / 50-60
Corriente (A)	25	25
Tipo de disparo	Curva D	AC
Dimensiones (mm)	36x78.5x85	36x73.5x91
Precio (S/.)	206.5	195.8

³⁰ Miniature circuit-breaker, Acti9 iC60N, 2P, 25 A, D curve, 6000 A (IEC 60898-1), 10 kA (IEC 60947-2) <https://www.se.com/pe/es/product/A9F75225/miniature-circuit-breaker%2C-acti9-ic60n%2C-2p%2C-25-a%2C-d-curve%2C-6000-a-%28iec-60898-1%29%2C-10-ka-%28iec-60947-2%29/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

³¹ Interruptor diferencial Acti9 iID-2P-25A-30mA-Tipo AC: <https://www.se.com/pe/es/product/A9R71225/interruptor-diferencial-acti9-iid-2p-25a-30ma-tipo-ac/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

3.1.9. Selección de componentes de control de mando

Se usan componentes tales como pulsadores, conmutador de línea, pilotos LED y un botón para controlar la alimentación de los motores en caso de alguna falla, pues son los principales componentes a cuidar y con los cuales tener cuidado. Este control lo realizará el PLC elegido, con ayuda de estos componentes como entradas. Debido a que el PLC trabaja con 24V, se seleccionan pulsadores con LEDs incluidos que operan a este voltaje para botones de Encendido/Apagado. Adicionalmente, un botón de parada de emergencia, también operante a este voltaje, es usado de tal forma que esté al alcance del operario para detener la alimentación de los motores. Los componentes elegidos se presentan en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11. Dispositivos de control de mando elegidos

Características	Descripción			
Modelo	XB4BW34B5 ³²	XB4BW33B5 ³³	XB4BS8445 ³⁴	CA0250002PL2 ³⁵
Figura				
Tipo	Pulsador iluminado	Pulsador iluminado	Pulsador parada de emergencia	Conmutador de línea
Voltaje (V)	24 VDC	24 VDC	24 VDC	220 VAC
Corriente (A)	0.018	0.018	No indica	25
Contacto	1 NA + 1 NC	1 NA + 1 NC	1 NA + 1 NC	0-1
Montaje (mm)	22	22	22	35x75x90
Precio (S/.)	104.1	104.1	300	128.8

Los pulsadores **XB4BW34B5**, **XB4BW33B5** y **XB4BS8445** pertenecen a la compañía Schneider Electric; mientras que, el conmutador de línea **CA0250002PL2** pertenece a la compañía BremaS.

³² Pulsador 22 mm metálico iluminado rojo - NANC -24V:

<https://www.se.com/cl/es/product/XB4BW34B5/pulsador-22-mm-metalico-iluminado-rojo---nanc--24v/>.

Revisado el 19 de marzo del 2022.

³³ Pulsador 22 mm metálico iluminado verde - NANC -24V:

<https://www.se.com/cl/es/product/XB4BW33B5/pulsador-22-mm-metalico-iluminado-verde---nanc--24v/>.

Revisado el 19 de marzo del 2022.

³⁴ Parada de emergencia rojo Ø 22 - cabeza redonda Ø 40 - girar para liberar:

<https://www.se.com/mx/es/product/XB4BS8445/parada-de-emergencia-rojo-%C3%B8-22---cabeza-redonda-%C3%B8-40---girar-para-liberar/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

³⁵ BREMAS Conmutador de línea https://static.websguru.com.ar/var/m_a/af/af9/103893/1570449-BREMAS.pdf. Revisado el 19 de marzo del 2022.

3.1.10. Selección de controlador




Se hace uso de un controlador lógico programable (PLC) para el control de los motores por medio de los sensores con los que se cuenta. Su elección como controlador se debe al tipo de señal con la que trabajan los sensores, las cuales están entre 0-10 V o 4-20 mA y a su confiabilidad a prueba de fallas. Además, estos controladores presentan inmunidad ante el ruido eléctrico, adaptabilidad a distintos protocolos de comunicación escalabilidad en entradas y salidas. Las entradas y salidas, así como su naturaleza, que se requieren para controlar todos los dispositivos anteriores se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.12. Señales requeridas para el PLC

Señal	Descripción	Naturaleza
ES	Botón parada de emergencia	Entrada digital
ON	Botón de encendido de motores	Entrada digital
OFF	Botón de apagado de motores	Entrada digital
F1	Señal de fin de carrera de sensor de proximidad 1	Entrada digital
F2	Señal de fin de carrera de sensor de proximidad 2	Entrada digital
F3	Señal de fin de carrera de sensor de proximidad 3	Entrada digital
F4	Señal de fin de carrera de sensor de proximidad 4	Entrada digital
RD1	Señal de motor listo para iniciar de servomotor 1	Entrada digital
RD2	Señal de motor listo para iniciar de servomotor 2	Entrada digital
A1	Señal A de encoder de servomotor 1	Entrada digital
B1	Señal B de encoder de servomotor 1	Entrada digital
A2	Señal A de encoder de servomotor 2	Entrada digital
B2	Señal B de encoder de servomotor 2	Entrada digital
X1	Señal de posición x de IMU de pierna de prótesis	Entrada analógica
Y1	Señal de posición y de IMU de pierna de prótesis	Entrada analógica
Z1	Señal de posición z de IMU de pierna de prótesis	Entrada analógica
X2	Señal de posición x de IMU de pie de prótesis	Entrada analógica
Y2	Señal de posición y de IMU de pie de prótesis	Entrada analógica
Z2	Señal de posición z de IMU de pie de prótesis	Entrada analógica
O0	Señal para control de fuente RSP-3000-48	Salida digital
O1	Señal para control de fuente RSP-500-48	Salida digital
ST1	Señal de inicio de servomotor 1	Salida digital
ST2	Señal de inicio de servomotor 2	Salida digital
IST	Señal de inicio de medición para sensores IMU	Salida digital
A1-	Salida de referencia para control de servomotor 1	Salida analógica
A1+	Salida de control de servomotor 1	Salida analógica
A2-	Salida de referencia para control de servomotor 2	Salida analógica
A2+	Salida de control de servomotor 2	Salida analógica

A partir de lo expuesto previamente, se requieren: 13 entradas digitales, 6 entradas analógicas, 5 salidas digitales y 2 salidas analógicas. En la Tabla 3.13 se muestran PLCs comerciales con características de interés.

Tabla 3.13. Tabla comparativa de PLCs comerciales

Características	Requerimientos	Descripción		
Modelo		LX3V-1616MT-D ³⁶	6ES7 214-1BG31-0XB0 ³⁷	1762-L40BWA ³⁸
Figura				
Voltaje (V)	220 VAC 60 Hz	85-265 VAC 60 Hz/24 VDC	220 VAC 60 Hz	85-265 VAC 60 Hz
Potencia (W)	<= 60	60	33	No menciona
I / O	13 DI – 6 AI / 5 DO – 2 AO	16DI / 16DO (Relé)	14DI – 2AI / 10DO (Relé)	24 DI / 16 DO (Relé)
Puertos	Compatible con Ethernet	RS422, RS485, 2 BD	Profinet Ethernet	RS-232/RS-485
Memoria (KB)	10	16	100	6
Dimensiones (mm)	<= 180x180x100	175x107x87	110x100x75	104x160x87
Precio (\$)	<= 350	211	330	250

Se elige el PLC **S7-1200 1212C AC/DC/Relé**, cuyo modelo es 6ES7 214-1BG31-0XB0, de la compañía Siemens debido a la amplia información sobre este controlador disponible en Internet y a la mayor familiaridad por parte del autor con él.

3.1.11. Selección de gabinete para tablero eléctrico

Es necesario un gabinete que contenga a los elementos de control y potencia seleccionados previamente con el fin de integrarlos en un tablero eléctrico. Se tomó en consideración las secciones transversales de los componentes que irán en la parte interna del tablero, estos se enlistan en la Tabla 3.14.

³⁶ Wecon 32 I/O PLC : LX3V-1616MT: http://www.we-con.com.cn/en/productsinfo_376.html. Revisado el 19 de marzo del 2022.

³⁷ SIMATIC S7-1200 - CPU 1212C AC/DC/RLY - 6ES7212-1BE40-0XB0 – SIEMENS: <https://www.plc-city.com/shop/es/siemens-simatic-s7-1200-cpu-1214c/6es7214-1bg40-0xb0.html>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

³⁸ Micrologix 1200 PLC,1762-L40BWA 40i/o: <https://es.rs-online.com/web/p/accesorios-para-automatas-programables/3640689/>. Revisado el 19 de marzo del 2022.

Tabla 3.14. Componentes a ubicarse en el gabinete

Componente	Sección transversal (mm)
Fuente de alimentación RSP-3000-48	177.8x278
Fuente de alimentación RSP-500-48	127x230
Interruptor termomagnético	36x85
Interruptor diferencial	36x91
Fuente de alimentación MDR-20-24	22.5x100
PLC S7-1200 1214C AC/DC/Relé	110x100
Módulo E/S Analógicas SM 1234	45x100
Convertidor DC-DC LM2596	21x43
Driver THF60D96	193.4x125.7
Driver THF15D72	100x76

Por otra parte, los elementos de control de mando seleccionados previamente están ubicados en la parte externa del gabinete. Debido a la notable diferencia entre las áreas requeridas para los elementos ubicados en la parte externa e interna, se toma en consideración solo estos últimos para la selección del gabinete. Adicionalmente, se deja lugar a canaletas de 25 mm y bornes de 47,5 mm de altura. Con lo expuesto anteriormente, se seleccionó un gabinete de acero inoxidable y dimensiones 600x760x210 mm, cuyo modelo es **AE 1012.600** de la marca Rittal. Este gabinete se presenta en la Figura 3.3. Más adelante, en la siguiente sección, se muestra la distribución de los elementos dentro del tablero.



Figura 3.3. Gabinete eléctrico Rittal AE 1012.600

3.2. Presentación del sistema electrónico

El sistema electrónico está conformado por los componentes anteriormente seleccionados, sumados a los diversos cables y conectores requeridos. Es importante mencionar que las hojas técnicas de estos componentes se presentan en el Anexo B. En primer lugar, se muestra la disposición de los elementos dentro del gabinete eléctrico en la Figura 3.4.

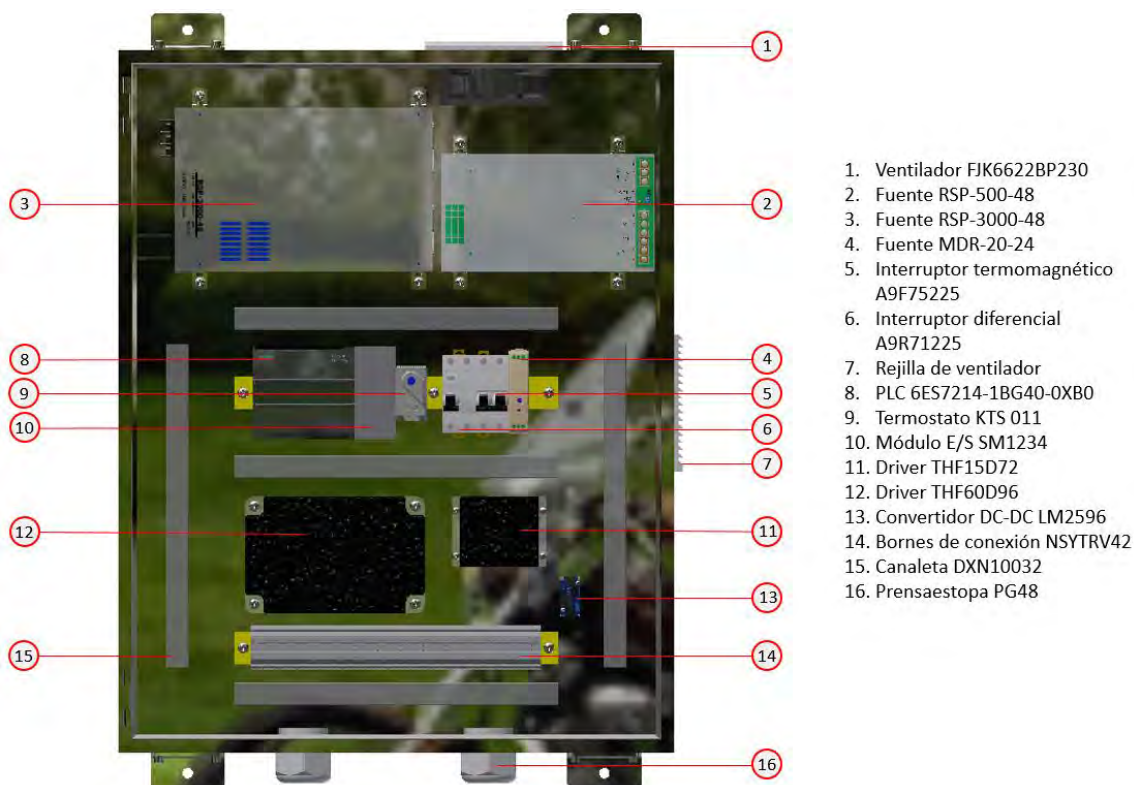


Figura 3.4. Distribución de componentes internos en tablero eléctrico

Se pueden observar canaletas distribuidas por el tablero con el fin de direccionar los diversos cables de conexión. Adicionalmente, se dedica un espacio para borneras con el fin de facilitar y organizar el cableado hacia los drivers de servomotores u otros componentes. Mayor detalle sobre estos componentes y su conexionado se encuentra en el Anexo C, plano eléctrico. Cabe mencionar que se agregó un ventilador de $107 \text{ m}^3/\text{h}$ en la parte superior junto a su termostato y rejilla para disipar el calor generado por los componentes electrónicos dentro del gabinete. El ventilador se activa en caso se sobrepase la temperatura que marca el termostato, la cual se establece en $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Por otra parte, se añaden dos prensaestopas en la parte inferior con el fin de permitir dos puntos de acceso de cables al tablero separados en cables de potencia y de señales de control.

En cuanto a los cables a utilizar para el conexionado, se toma en cuenta las recomendaciones del fabricante de los drivers de los servomotores y se eligen los cables presentados en la Tabla 3.15.

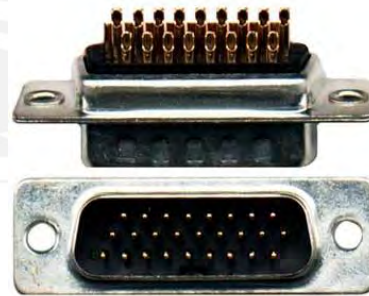
Tabla 3.15. Cables a utilizar en el conexionado

Calibre	Producto	Uso
18 AWG	Cable GPT-3 18 AWG Indeco	Instrumentación y control
14 AWG	Cable GPT-3 14 AWG Indeco	Potencia servomotor 400 W y otros dispositivos
6 AWG	Cable GPT-3 6 AWG Indeco	Potencia servomotor 3000 W

Por otro lado, se requieren terminales de conexión particulares para los drivers de los motores y el driver de los sensores IMU con el fin de utilizar sus entradas o salidas. En la Figura 3.5 se pueden apreciar los terminales de conexión a usar con el fin de poder conectar entre sí los drivers y los cables utilizados. Se usa el primer conector para el driver de los sensores IMU; mientras que, el segundo conector es para cada driver de los servomotores.



(a) Conector SCSI 68 pines a borneras



(b) Conector DB-26 macho

Figura 3.5. Conectores requeridos en el sistema electrónico

Adicionalmente, debido a que la señal de activación para los sensores aktos-t es de 5 VDC y la señal de salida del PLC es de 24 VDC, se requiere un convertidor step-down que pueda ofrecer esta señal de salida. Por lo tanto, se utiliza el convertidor **LM2596** en versión de placa para adaptar esta señal y se pueda instalar al interior del gabinete.

Continuando con el tablero eléctrico, se presenta esta vez los componentes ubicados en la parte exterior. Estos básicamente corresponden a los componentes de control de mando y el conmutador de línea que permite el paso de corriente general a todos los componentes del tablero. Estos se muestran en la Figura 3.6.

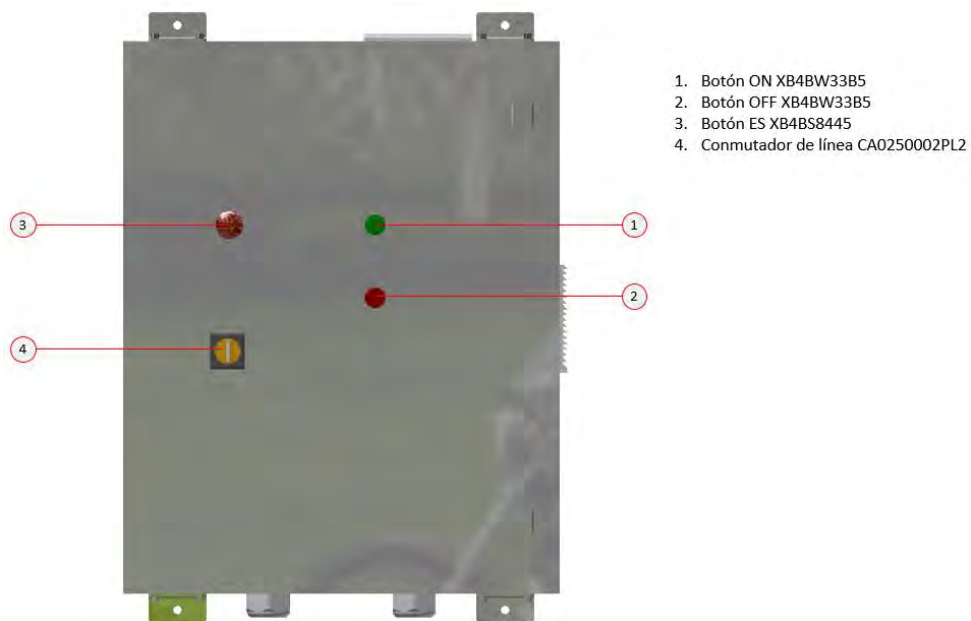
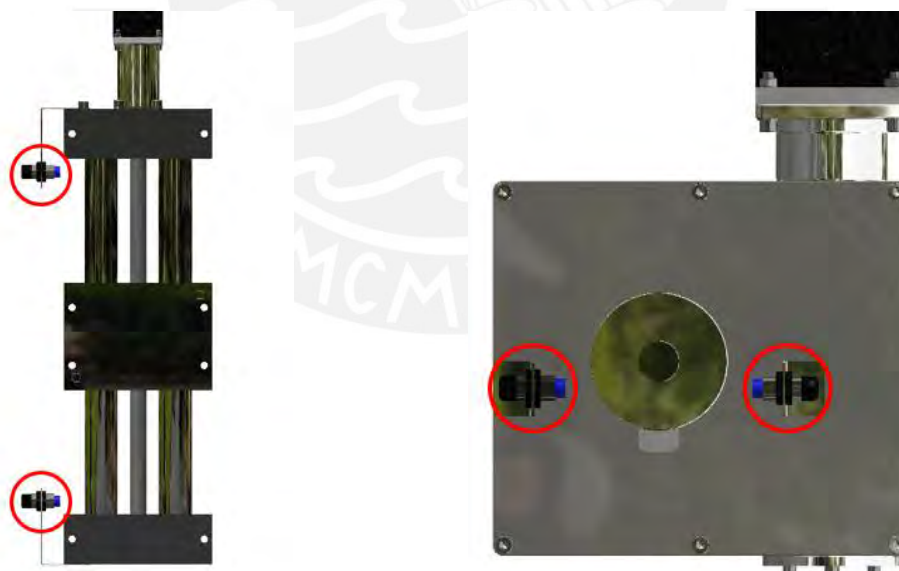


Figura 3.6. Distribución de componentes al exterior del tablero eléctrico

A partir de ahora, se presentan los componentes que están ubicados fuera del tablero eléctrico. En la Figura 3.7 se muestran las posiciones de los sensores inductivos de proximidad, los cuales cumplen la función de sensores de fin de carrera, tanto en el eje lineal como en la caja reductora.



(a) Sensor inductivo en eje lineal

(b) Sensor inductivo en caja reductora

Figura 3.7. Ubicación del sensor inductivo de proximidad

Los sensores IMU se ubican en la parte superior del pie de la prótesis y en la parte lateral de su pierna, asegurándose esta ubicación con la prótesis ubicada recta y con ángulo de rodilla y tobillo de 0° con el fin de tener una posición de referencia para su calibración. La sujeción de estos sensores se da gracias a una tecnología desarrollada en el laboratorio LIBRA, la cual está conformada por velcro, elástico y una pieza impresa en 3D con forma cóncava para adaptarse a cualquier parte del cuerpo humano o indumentaria. La posición de las prótesis y los sujetadores se muestran en la Figura 3.8.

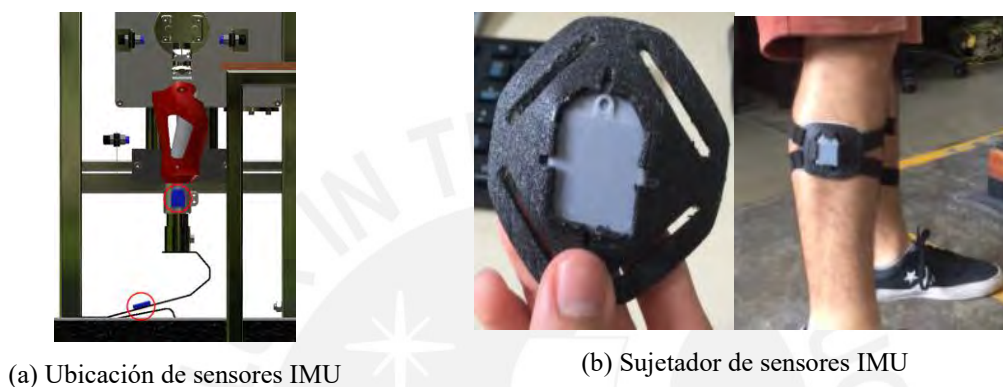


Figura 3.8. Sensores IMU y sus sujetadores

Las plataformas de fuerza por su parte, se encuentran ubicadas debajo de la trotadora, alineadas a esta por medio de un soporte de madera. Estas plataformas se muestran en la Figura 3.9 y siguen una configuración planteada por Willems (2013).

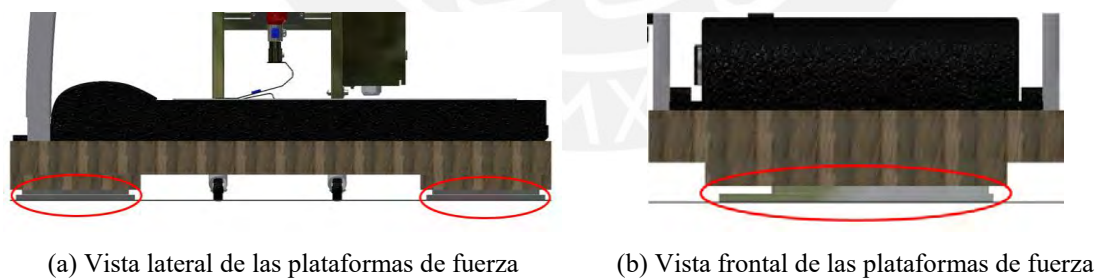


Figura 3.9. Ubicación de las plataformas de fuerza

Finalmente, se tienen los componentes electrónicos correspondientes a los drivers de las plataformas de fuerza y las unidades de medición inercial. Estos componentes se ubican en una mesa de escritorio junto a una laptop, la cual servirá de interfaz de usuario, debido a que su uso en laboratorios es extendido. Ver Figura 3.10.

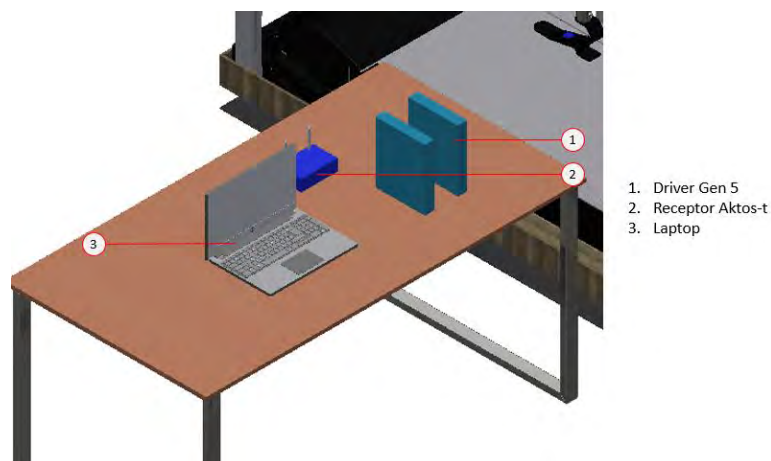


Figura 3.10. Ubicación de las plataformas de fuerza

3.3. Presentación del sistema de control

En esta sección se presenta una propuesta del sistema de control del módulo de ensayos. En la primera parte, se determina la estrategia de control a utilizar; mientras que, en la segunda parte se establece la lógica de funcionamiento del sistema.

3.3.1. Arquitectura del sistema de control

El sistema de control elegido es uno en tiempo real. Esto es debido a la necesidad de que las tareas se lleven a cabo cada cierto periodo muy pequeño de tiempo predefinido con el fin de obtener un ensayo discretizado más preciso. Este sistema se caracteriza por la creación de tareas a ejecutarse de manera concurrente, dando la impresión de ejecutarse en paralelo. Estas tareas son referentes al control de los motores y a la captura y muestra de los parámetros de ensayos obtenidos mediante la interfaz gráfica.

Debido al uso de los servomotores, los cuales cuentan con su lazo de control ya integrado, se opta por un control en cascada para controlar su posición. Si bien los servomotores usados cuentan con control de posición entre sus funciones, se desconocen los límites de giro que posee ese lazo al requerirse un gran número de vueltas tanto en el eje lineal como en la caja reductora. Por lo tanto, se opta por aprovechar su control de velocidad y, en base a ello, implementar un control PID en el controlador realizando una sintonización experimental. El esquema de control se muestra en la Figura 3.11.

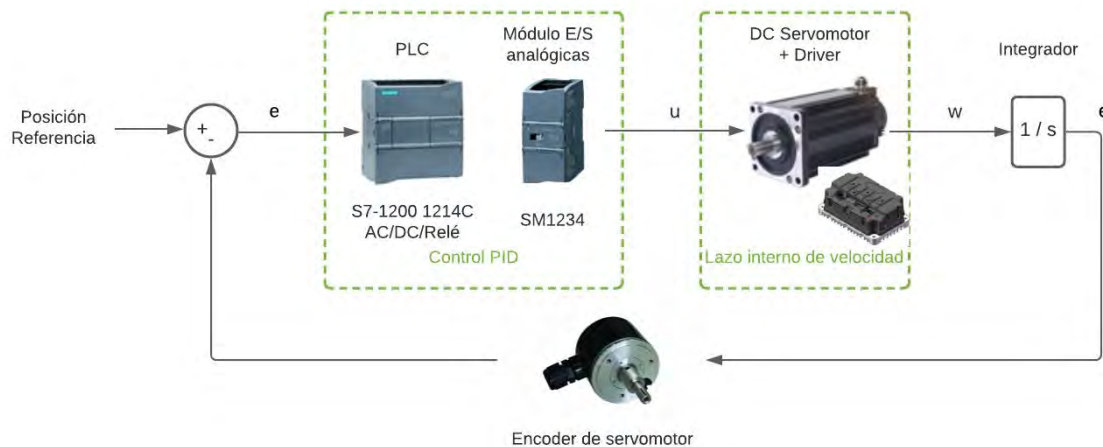


Figura 3.11. Lazo de control cerrado con controlador PID

Cabe mencionar que, para conocer la posición, se usan los mismos encoders incrementales de los servomotores, tomando la posición de inicio, según se muestra en la Figura 2.3, como referencia para conocer las demás posiciones. Esta posición se regula manualmente, previo al ensayo. Así, se cierra el lazo de control. Se usan las variables e , u , w y θ para indicar el error, la señal de control, la velocidad angular y la posición angular respectivamente.

Por otra parte, se aprovecha únicamente el lazo interno de control de velocidad del servomotor de desplazamiento vertical para regular la altura de la prótesis respecto a la faja transportadora. Asimismo, se tiene un control sobre la alimentación de los servomotores gracias a los pulsadores de control de mando ubicados en el tablero eléctrico, que accionan el PLC y las respectivas fuentes de alimentación de los motores, las cuales permiten un control remoto. Así, si se pulsa el botón verde de ON, se energizan los servomotores; si se pulsa el botón rojo de OFF, se desenergizan los motores; si se pulsa el botón de parada de emergencia ES, se desenergizan de igual manera los servomotores, pero permite un accionamiento más brusco. Es importante mencionar también que en la interfaz de control se cuentan con controles de mando de inicio y parada; sin embargo, no están referidos a la alimentación de los motores, sino al control sobre la ejecución del ensayo. Adicionalmente, en la misma interfaz se cuenta con un botón de parada de emergencia por seguridad, el cual sí está referido a la alimentación de los servomotores.

3.3.2. Lógica del funcionamiento general de la máquina

En esta sección se explica la lógica de funcionamiento que tiene el módulo de ensayos. La Figura 3.12 muestra el flujograma que representa esta lógica general. Para iniciar, una vez energizada la máquina, el sistema por medio del controlador y la interfaz realizan la configuración inicial, tanto de entradas como salidas, y se realiza la creación de tareas, las cuales sirven para la ejecución en tiempo real. Previo a realizar el ensayo, se requiere que la prótesis esté en una posición inicial de la cual partir. Por dicha razón, la altura puede ser regulada en caso la prótesis no se encuentre la posición inicial recomendada, la cual se alcanza al tomar la prótesis una posición de L con la suela completamente apoyada sobre la caminadora. Tras ello, se configuran los parámetros de ensayo tales como la velocidad, la inclinación y el modo, el cual puede ser superficie plana, superficie inclinada, superficie irregular plana, superficie irregular inclinada. Cabe recalcar que previo a cualquier modo, se debe contar con una base de datos de referencia; es decir, un ensayo debe ser realizado para obtener data real a reproducir. Asimismo, los modos pueden ser añadidos o modificados según la data añadida; es decir, el término “irregular” presentado anteriormente como parte de un modo puede ser especificado según el ensayo que se haya realizado en alguna superficie distinta a la faja convencional de la trotadora eléctrica. El sistema no podrá ejecutar el ensayo en caso algún parámetro falte definir; caso contrario, procede a ejecutar el ensayo. Una vez este finalice, vuelve a esperar indicaciones desde la regulación de la altura de la prótesis para ejecutar otro ensayo. También se pueden apreciar algunas interrupciones presentes durante todo momento. Por ejemplo, la interrupción parada de emergencia está presente en todo momento pues solo depende de la activación del botón parada de emergencia. Por otro lado, la interrupción lectura de encoder está sujeta a ser procesada por el controlador y sirve para determinar el periodo entre flancos de la lectura del sensor, el cual está intrínsecamente relacionado con la velocidad de giro y posición de los servomotores.

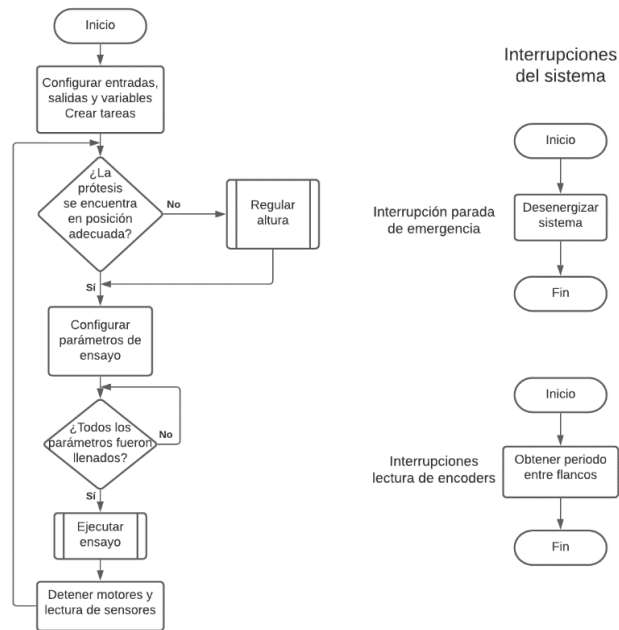


Figura 3.12. Flujograma general e interrupciones del sistema

Uno de los procesos predefinidos anteriormente es el de regular altura. En la Figura 3.13 se muestra el flujograma predefinido para este proceso. En primer lugar, se habilitan los comandos de desplazamiento en la interfaz gráfica. Más adelante, es decisión del operador el desplazar la prótesis hacia arriba o hacia abajo presionando los comandos de desplazamiento. El sistema procesa esta información y acciona a los servomotores a desplazarse a una velocidad lenta para regular la altura. Una vez la altura correcta sea definida, lo cual es establecido por el operario al indicarlo en la interfaz gráfica, termina el proceso; caso contrario, el sistema continúa esperando indicaciones.

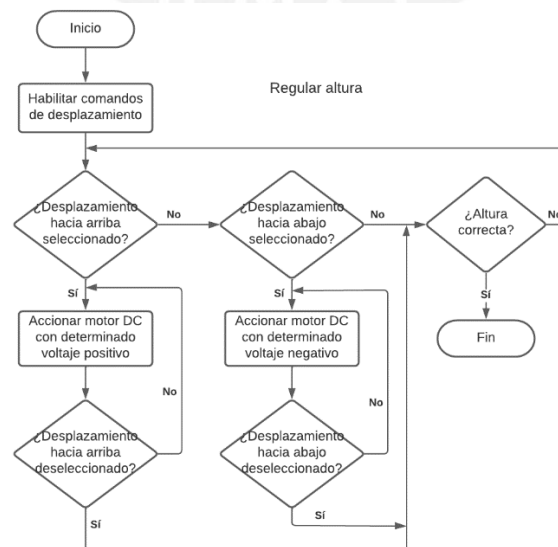


Figura 3.13. Flujograma de función Regular altura

El flujograma de otro proceso predefinido, Ejecutar ensayo, se muestra en la Figura 3.14. Este proceso carga en primera instancia los parámetros de referencia según el modo seleccionado previamente. Luego, se lleva a la prótesis a una posición inicial predefinida para dar inicio al ciclo de marcha. Así, mediante un proceso continuo el sistema compara los datos de referencia con las posiciones actuales de la prótesis, las cuales están intrínsecamente relacionadas con las posiciones de los motores. Durante este proceso se puede pausar el ensayo o detenerlo. El primero solo realiza una espera a que se reanude el ensayo; mientras que el segundo termina el proceso.

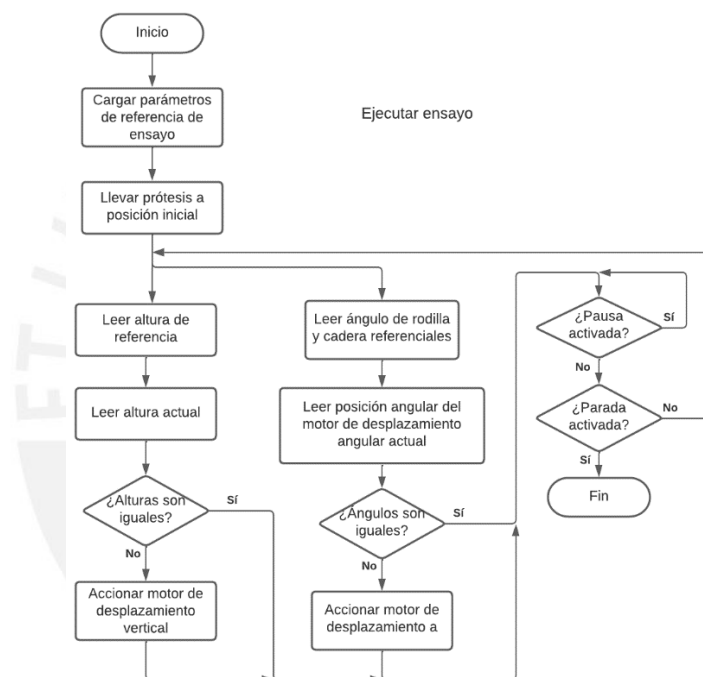


Figura 3.14. Flujograma de función Ejecutar ensayo

3.4. Presentación de la interfaz de usuario

Como se mencionó anteriormente, una laptop actúa como interfaz de usuario. El software que se propone es Labview debido a la amplia cantidad de librerías con las que cuenta y su uso extendido en trabajos con PLCs o sistemas de adquisición y monitoreo de datos. La comunicación entre Labview y las entradas y salidas de controladores PLC se realiza por medio de un servidor OPC de National Instruments. Este servidor tiene un canal específico para conectarse con el PLC S7-1200 empleado. Con ello aclarado, se procede a presentar la interfaz propuesta en la Figura 3.15. Cabe mencionar que, debido a que no se cuenta con el programa de Labview o su licencia, se asumen otras gráficas.



Figura 3.15. Flujograma de función Ejecutar ensayo

En primer lugar, se muestra la ventana general de la interfaz. En ella aparece la máquina diseñada y los logotipos de la PUCP y el grupo GIRAB, quienes desarrollan sus actividades en el laboratorio LIBRA. Además, aparecen dos opciones: Nuevo ensayo y Visualizar ensayo. La primera de ellas inicia un nuevo ensayo; mientras que, la segunda permite visualizar un ensayo pasado. En caso de seleccionarse la primera opción, se muestra la ventana de la Figura 3.16.

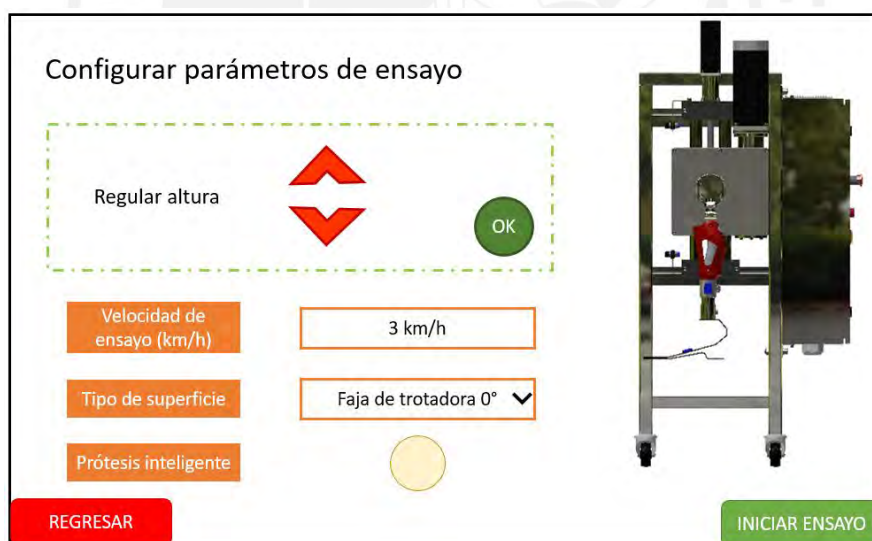


Figura 3.16. Ventana de nuevo ensayo

En esta ventana se configuran los parámetros de ensayo principales. En caso sea requerida, se regula la altura de la prótesis por medio de los botones de subir y bajar. Si la altura se encuentra en adecuada posición, aquella en la que la prótesis se visualiza en forma de L de perfil, tal como en la Figura 2.3, se selecciona el botón OK y se habilitan los demás parámetros. Luego, se especifican la velocidad de ensayo y el tipo de superficie sobre la cual se trabajará.

Es importante mencionar que estos dos parámetros cargan un conjunto de datos de referencia de un ensayo de marcha en una persona que se haya ejecutado a dichas condiciones. Por lo tanto, es necesario asegurarse de que existan los datos de referencia para rellenar estos datos. Estos datos no se configuran en la interfaz gráfica, sino se cargan en la misma interfaz de Labview. Finalmente, se tiene la opción de seleccionar si la prótesis es inteligente o no, con el fin de decidir si se muestran o no los datos de esta, los cuales se deben conectar internamente con el programa Labview. Una vez se hayan configurado estos datos y se haya seleccionado iniciar ensayo, se muestra la siguiente ventana de la Figura 3.17.

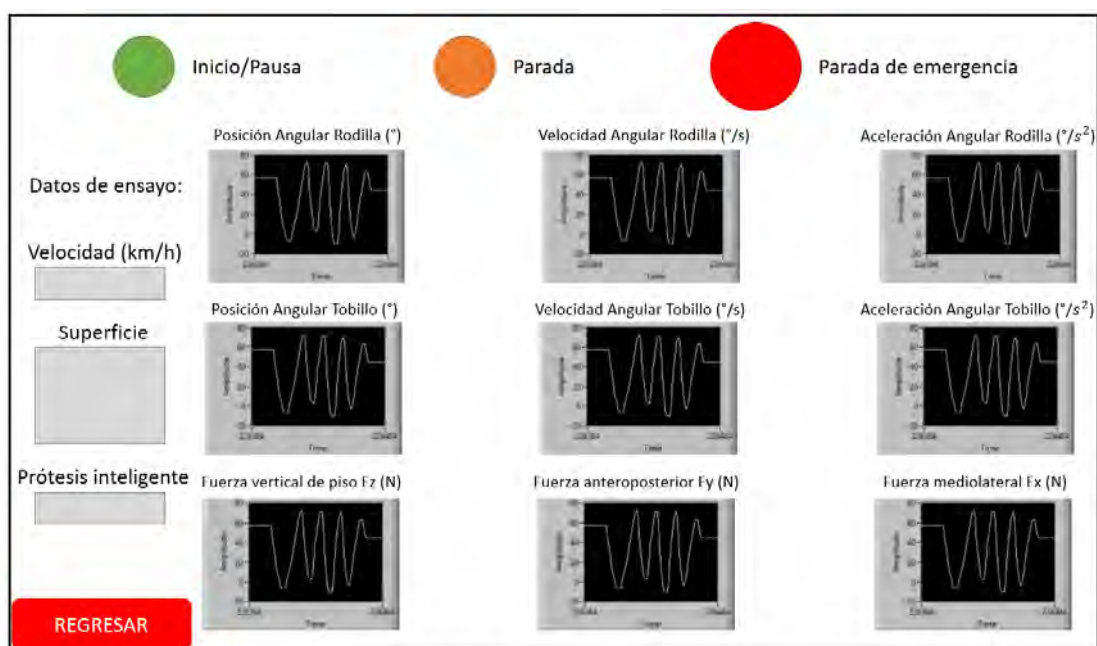


Figura 3.17. Ventana tras iniciar ensayo

Como se puede apreciar, se muestra la información registrada por los sensores IMU y las plataformas de fuerza, así como los datos previamente configurados. Además, se muestran los controles de mando en la parte superior: Inicio/pausa, parada y parada de emergencia. Los dos primeros controlan el ensayo en sí; mientras que, el segundo desenergiza los motores, además de terminar con el ensayo, y regresa a la pantalla principal. En caso se seleccione la opción de prótesis inteligente, se superpondría la información correspondiente en las gráficas de la Figura 3.17 con el fin de poder compararse con los datos obtenidos en el módulo de ensayos.

En caso se halla seleccionado en la ventana principal la opción de visualizar ensayo, se muestra la ventana de la Figura 3.18. En la parte superior se encuentra la opción de seleccionar archivo, a partir del cual se carga la información de algún ensayo pasado.

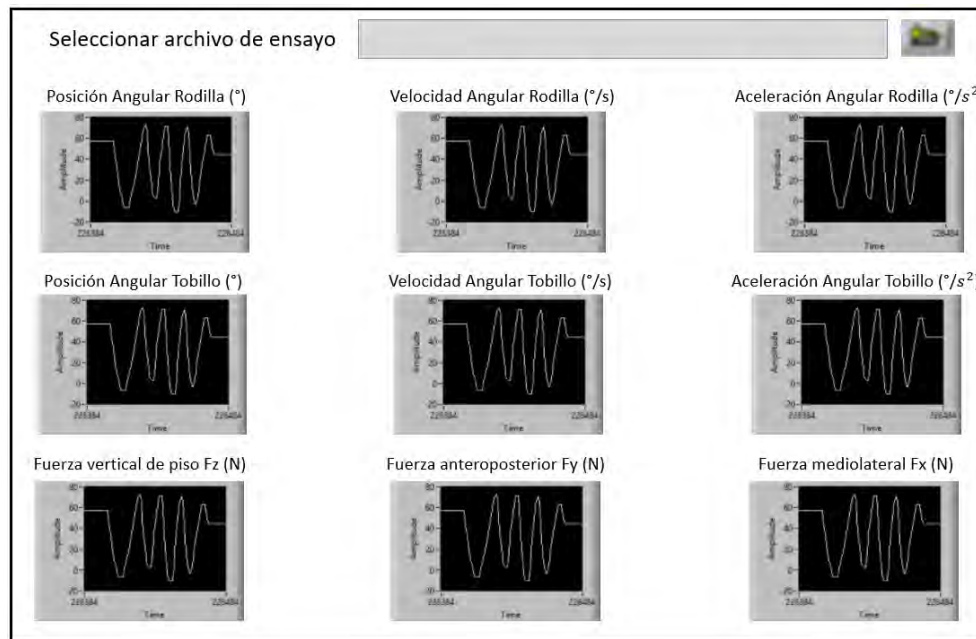


Figura 3.18. Ventana de visualización de datos de ensayo pasado



CAPÍTULO 4

DISEÑO INTEGRADO, PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

En este capítulo se brinda una integración completa del sistema desarrollado previamente en los dominios mecánico, electrónico y de control. Posteriormente, se presenta los planos mecánicos de ensamble y despiece y los planos eléctricos. Finalmente, se presenta la estimación de costos de diseño y fabricación.

4.1. Integración completa del sistema

En la Figura 4.1 se puede apreciar todo el conjunto de componentes y subensambles que conforman el módulo de ensayos propuesto. En primer lugar, los subensambles principales son fijados gracias a la estructura soporte. Estos subensambles corresponden al eje lineal y al tablero eléctrico, fundamentales para seguir escalando en el montaje y funcionamiento. Luego, al eje lineal se le acopla la caja reductora, la cual en su extremo conecta con el subensamble de una prótesis ya lista para montar. Mayores detalles de los subensambles son brindados en el Anexo C de planos. Como se observa, la prótesis tiene como base a la trotadora eléctrica. Esta se apoya en un soporte de madera encargado de alinearla con las plataformas de fuerza y brindarle una base estable. Estas plataformas se apoyan por su parte en un piso de caucho con el fin de que este pueda absorber vibraciones y evite el desplazamiento de estos sensores. Por otro lado, sobre la mesa se tienen los drivers de los sensores correspondientes tales como las IMUs y las plataformas de fuerza. Estos drivers se conectan a una laptop, la cual actúa de interfaz de usuario de todo el sistema mediante el programa Labview.

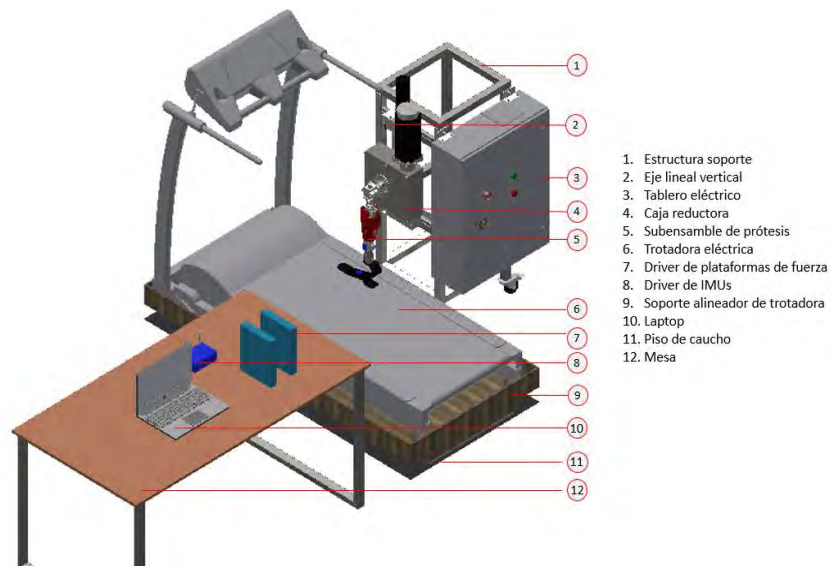


Figura 4.1. Módulo de ensayo diseñado y sus componentes

En tanto, los componentes que no se pueden apreciar bien en la Figura 4.1, como son las unidades de medición inerciales (IMU) y las plataformas de fuerza se muestran a continuación en la Figura 4.2.

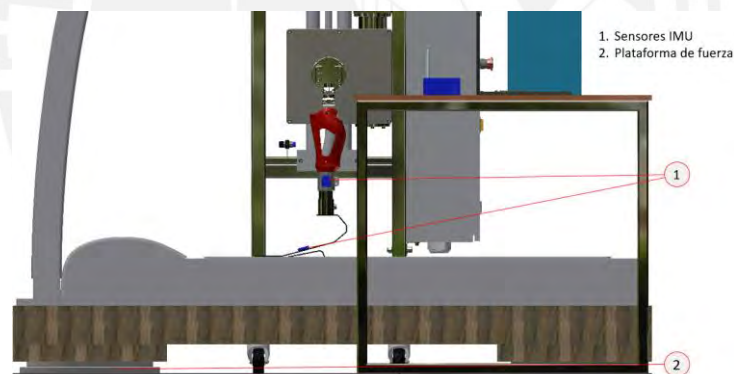


Figura 4.2. Componentes restantes del módulo de ensayos

Adicionalmente, se usa una pieza de 10 mm de espesor como elemento separador entre el eje lineal y la caja reductora para aproximar más la prótesis al centro de la trotadora eléctrica. Este elemento se muestra en la Figura 4.3.



Figura 4.3. Elemento espaciador entre caja reductora y eje lineal

4.2. Planos definitivos

En esta sección se muestran los planos requeridos para la fabricación y ensamble de la máquina. Estos planos están identificados por la codificación visualizada en la Tabla 4.1. Esta codificación está dada por XX.XX-PP-T, donde XX equivale al número de plano; PP, al tipo de página; y T, al tipo de plano. Este puede ser E si se trata de un plano de ensamble o D si se trata de un plano de despiece. Por otra parte, debido a la extensión del nombre del proyecto Módulo de Ensayos para Prótesis Transtibiales en Distintas Superficies, se usa un acrónimo denominado MEPTEDS.

Tabla 4.1. Codificación de planos

Código	Nombre de plano
01-A1-E	Ensamble general
02-A3-E	Subensamble estructura soporte
03-A3-E	Subensamble eje lineal vertical
04-A2-E	Subensamble caja reductora
05-A1-E	Subensamble tablero eléctrico
06-A3-E	Subensamble sujeción de prótesis
01-A3-D	Soporte trotadora
02-A3-D	Unión caja reductora – eje lineal
03-A3-D	Estructura
04-A3-D	Plano de soldadura de estructura
05-A3-D	Acople garrucha – estructura
06-A3-D	Acople motor-eje lineal
07-A3-D	Acople de sensor de proximidad – eje
08-A3-D	Tornillo sin fin
09-A3-D	Corona de tornillo sin fin
10-A3-D	Eje de rueda
11-A3-D	Chaveta para rueda
12-A3-D	Tapa derecha de eje de rueda
13-A3-D	Tapa izquierda de eje de rueda
14-A3-D	Tapa derecha de tornillo sin fin
15-A3-D	Tapa izquierda de tornillo sin fin
16-A3-D	Carcasa lateral izquierda
17-A3-D	Carcasa lateral derecha
18-A3-D	Brida de sujeción
19-A3-D	Acople de sensor de proximidad
20-A3-D	Indicador de proximidad
21-A3-D	Acople tablero – estructura
22-A3-D	Acople fuente 3000W – tablero
23-A3-D	Acople fuente 500W – tablero

Los planos definitivos se muestran acorde a la codificación presentada en la Tabla 4.1 en el Anexo C.

4.3. Estimación de costos

En los siguientes apartados se expresan los costos estimados para la fabricación total del módulo de ensayos, siendo estos subdivididos en costos por diseño, componentes y materiales, fabricación y ensamble, y costo total.

4.3.1. Costos por diseño

La información considerada para la estimación de este costo se presenta en la Tabla 4.2. Estos valores fueron asignados por el autor del presente documento.

Tabla 4.2. Estimación de costos de diseño

	Costo por hora (S/. / h)	Tiempo (h)	Honorarios (S/.)
Diseñador	50	200	10000

4.3.2. Costos por componentes y materiales

Estos costos se subdividen en componentes y materiales. Los primeros se subdividen en tornillería y componentes comerciales con los que se trabaja y los segundos son acordes a los materiales necesarios a partir de los cuales se efectuarán los procesos de manufactura correspondientes. Esta información es mostrada en la Tabla 4.3, la Tabla 4.4 y la Tabla 4.5.

Tabla 4.3. Estimación de costos de tornillería

Componente	Cantidad	Costo unitario (S/.)	Total (S/.)
Perno allen hueco hexagonal M5x20	4	0.35	1.4
Perno allen hueco hexagonal M6x25	8	0.6	4.8
Perno allen hueco hexagonal M6x30	8	0.68	5.44
Perno allen hueco hexagonal M6x40	6	0.88	5.28
Perno allen hueco hexagonal M6x50	4	1.08	4.32
Perno allen hueco hexagonal M8x20	4	1.44	5.76
Perno allen hueco hexagonal M8x50	4	1.88	7.52
Perno allen hueco hexagonal M8x80	10	3	30
Perno allen hueco hexagonal M12x60	4	3.6	14.4
Arandela plana A 5.3	4	0.2	0.8
Arandela plana A 6.4	4	0.36	1.44
Arandela plana A 8.4	4	0.54	2.16
Arandela plana A 13	4	0.88	3.52
Tuerca hexagonal M5	4	6	24
Tuerca hexagonal M6	4	6	24
Tuerca hexagonal M8	8	6	48
Tuerca hexagonal M12	4	8	32
Total (S/.)			214.84

Tabla 4.4. Estimación de costos de componentes seleccionados

Componente	Cantidad	Costo unitario (S/.)	Total por componente (S/.)
Garrucha HOD 2.5" con freno	4	30	120
Abrazadera GN 147-B30-2-BL	1	495.3	495.3
Adaptador de prótesis 4R69	1	150	150
Tubo 2R30	1	80	80
Rodamiento de bolas 6006-2RS1	1	49.7	49.7
Rodamiento de rodillos 22207 E	1	241.5	241.5
Rodamiento de bolas 63007-2RS1	1	98.8	98.8
Rodamiento de bolas 6207-2RS1	1	52.5	52.5
Sello 35 VA R	1	18	18
Eje lineal EPX-II 40 KG	1	11426.6	11426.6
Acople MJC-40K-RD-12-14	1	1107.2	1107.2
Servomotor 110ST-09025-48V	1	1400	1400
Driver THF60D96 EXW	1	1778	1778
Servomotor 60ST-M01330-48V	1	430.5	430.5
Driver THF15D72 EXW	1	805	805
Sensor de proximidad PSC1812-P	4	77	308
PLC S7-1200 1214C AC/DC/Relé	1	1200	1200
Módulo de E/S analógicas SM1234	1	1000	1000
Interruptor A9F75225	1	208.7	208.7
Interruptor A9R71225	1	195.8	195.8
Fuente RSP-3000-48	1	1750	1750
Fuente RSP-500-48	1	350	350
Fuente MDR-20-24	1	52.5	52.5
Pulsador XB4BW34B5	1	104.1	104.1
Pulsador XB4BW33B5	1	104.1	104.1
Pulsador XB4BS8445	1	300	300
Conmutador CA0250002PL2	1	128.8	128.8
Convertidor de voltaje LM2596	1	12	12
Gabinete Rittal AE 1012.600	1	2112.1	2112.1
Borne NSYTRV42	50	2	100
Canaleta ranurada 25x25 Dexson	1	8.9	8.9
Riel Din NSYSDR200BD	1	24	24
Cable GPT-3 18 AWG Indeco	3	80	240
Cable GPT-3 14 AWG Indeco	3	120	360
Cable GPT-3 6 AWG Indeco	3	465	1395
Conector SCSI 68 pines a borneras	1	223.2	223.2
Conector DB-26 macho	1	24.5	24.5
Total (S/.)			28514.8

Tabla 4.5. Estimación de costos de materiales requeridos

Componente	Cantidad (kg)	Costo unitario (S/./kg)	Total (S/.)
Acero AISI 4140 2" x 160 mm	2.5	5	12.5
Acero A304 2.75" x 120 mm	4	13.7	54.8
Acero A304 4.5" x 120 mm	6.7	13.7	91.8
Plancha acero A304 500x1000x10 mm	40	13.7	548
Plancha acero A304 500x1000x3 mm	12	13.7	164.4
Plancha acero A304 500x1000x1.6 mm	6.4	13.7	87.7
Bronce SAE 640 ϕ 240 x 60 mm	23	62.6	1439.8
Total (S/.)			2399

4.3.3. Costos por fabricación

En la Tabla 4.6 se aprecian precios referenciales respecto al proceso de fabricación de las piezas en función al costo horario manejado por el taller mecánico de la Sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP, con excepción de la fundición que equivale al costo por kilo, y la plataforma y la estructura que incluye el costo total de fabricación.

Tabla 4.6. Estimación de costos de fabricación

Proceso de manufactura	Tiempo total (h)	Costo hora hombre (S/. / hora)	Honorarios (S/.)
Torneado CNC	11.8	125	1475
Fresado CNC	5.5	125	687.5
Soldadura	0.6	50	30
Corte	3.2	20	64
Doblado	3	20	60
Perforado	3.5	20	70
Fundición	9	120	1080
Estructura			1400
Soporte trotadora			500
Total (S/.)			5166.5

4.3.4. Costos por montaje

El montaje se realiza entre dos personas: un técnico calificado y un técnico de apoyo. Este montaje es posible de realizar en 2 días con dos jornadas de 8 horas. Esto se muestra en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7. Estimación de costos de ensamble

	Tiempo (h)	Costo hora hombre (S/. / h)	Honorarios (S/.)
Diseñador	16	30	480

4.3.5. Costo total del sistema

En la Tabla 4.8 se presenta a modo de resumen el costo total del sistema con los costos estimados previamente. Asimismo, se incluye una reserva del 10% de los costos estimados anteriores para imprevistos.

Tabla 4.8. Estimación de costo total del sistema

Concepto	Costo (S/.)
Costo de diseño	10000
Costo de componentes	31128.64
Costo de fabricación	5166.5
Costo de ensamble	480
Imprevistos	4437.62
Total	51212.76

CONCLUSIONES

- El sistema permite obtener variables cinemáticas y cinéticas sobre el ensayo de la prótesis transtibial tal como la posición, velocidad y aceleración angular por medio de dos unidades de medición inercial **aktos-t**, y fuerzas ejercidas en el contacto pie protésico – piso por medio de dos plataformas de fuerza **BP400600**. Los datos obtenidos son procesados y visualizados en la interfaz de usuario, por medio del software Labview, y los módulos de entrada/salida analógicos del PLC **S7-1200 1214C AC/DC/Relé**, para su posterior análisis.
- El módulo de ensayos permite emular una marcha humana en el plano sagital durante las fases de apoyo y balanceo para una prótesis transtibial. Esto es logrado gracias al uso de un actuador lineal de husillo de bolas **EPX-II-40 KG**, junto a un servomotor DC **60ST-M01330-48V** de 400 W, para el desplazamiento vertical y un mecanismo reductor de rueda y tornillo sinfin para el desplazamiento giratorio, junto a un servomotor DC **110ST-09025-48V** de 2400 W. Los requerimientos geométricos, cinemáticos y dinámicos establecieron las bases de cálculo para el diseño y selección de estos componentes.
- La seguridad eléctrica para el módulo y el operario se priorizó en el diseño por medio de distintos componentes tal como interruptores termomagnético **A9F75225** y diferencial **A9R71225**, sensores inductivos de proximidad **PSC1812-P** como elementos de fin de carrera, y elementos de mando como una parada de emergencia.
- El diseño modular mediante subensambles, permite obtener una disposición accesible de los elementos que requieren mantenimiento, tal como los componentes del tablero eléctrico, así como también facilita su transporte y montaje, pues el peso total de los componentes del módulo es de 265 kg.
- El diseño presentado se diferencia de aquellos módulos de ensayo presentados en el estado del arte en su capacidad de operar en superficies tanto planas como inclinadas, así como con distintas superficies gracias a la versatilidad del cambio de faja de la trotadora, y la potencia máxima que debe ser ejercida por el servomotor de desplazamiento giratorio. Esta potencia es de 2,2 kW para cuando la prótesis se encuentra en el periodo de apoyo intermedio con 0% de inclinación en la trotadora; mientras que, los otros módulos llegan a 500 W.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Es necesario que la prótesis transtibial se encuentre ubicada en una posición inicial, según se muestra en la Figura 2.3, para una correcta calibración de sensores tales como las unidades de medición inercial, así como los encoders de los servomotores.
- Todo el control de mando es realizado por el controlador PLC, incluso la parada de emergencia, gracias a su capacidad a prueba de fallas y su facilidad de operación. No obstante, podría considerarse el implementar una parada de emergencia independiente del controlador para incrementar aún más la seguridad.
- Los cálculos mecánicos fueron desarrollados en base a información publicada de un ensayo de marcha realizado en una persona de 1,75 m de altura y 56 kg de peso, lo cual difiere del requerimiento de peso de 75 kg. No obstante, no se contó con información referente a este ensayo en superficies inclinadas o irregulares. A pesar de que esta información permitió validar ciertos cálculos, se recomienda realizar ensayos de marcha propios a las condiciones no contempladas mencionadas previamente para tener una fuente más confiable de validación.
- Se optó por el diseño de una caja reductora para facilitar su integración a los demás componentes del módulo de ensayos y debido a que, en base a una búsqueda de productos nacionales e internacionales, no se encontraron cajas reductoras comerciales orientadas a velocidades muy variables. Asimismo, esto permitió evaluar directamente su resistencia mecánica a las condiciones solicitadas y conseguir un espesor reducido, el cual es importante al limitar la resistencia del eje lineal vertical.
- Se puede continuar con el proyecto realizando un software que permita un análisis de los valores obtenidos en el ensayo o su comparación con resultados de otras prótesis ensayadas a las mismas condiciones y pueda brindar sugerencias para el rediseño de la prótesis transtibial.

BIBLIOGRAFÍA

Agudelo, A., Briñez, T., Guarín, V., Ruiz, J., & Zapata, M. (2013). Marcha: descripción, métodos, herramientas de evaluación y parámetros de normalidad reportados en la literatura. *CES Movimiento y Salud*, 1, 29-43.

American Gear Manufacturers Association (1993). Design Manual for Cylindrical Wormgearing (ANSI/AGMA 6022-C93).

Au, S., & Herr, H. (2008). Powered ankle-foot prosthesis. *IEEE Robotics & Automation Magazine*, 15(3), 52–59.

<https://doi.org/10.1109/MRA.2008.927697>

Bergelin, B. J., Mattos, J. O., Wells, J. G., Jr, & Voglewede, P. A. (2010). Concept Through Preliminary Bench Testing of a Powered Lower Limb Prosthetic Device. *Journal of mechanisms and robotics*, 2(4), 41005–41013.

<https://doi.org/10.1115/1.4002205>

Cao, W., Yu, H., Chen, W., Meng, Q., & Chen, C. (2019). Design and Evaluation of a Novel Microprocessor-Controlled Prosthetic Knee. *IEEE Access*, 7, 178553-178562.

<https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2957823>

Cerda, A. (2010). Evaluación del paciente con trastorno de la marcha. *Revista Hospital Clínico Universidad de Chile*, 21(4), 326–36. Recuperado de

http://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/124202/evaluacion_paciente_con_trastorno_marcha.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Chockalingam, N., Healy, A., & Needham, R. (2016). Interpreting Ground Reaction Forces in Gait. *Handbook of Human Motion*, 1–15.

https://doi.org/10.1007/978-3-319-30808-1_31-1

Delgado, J. (2017). *Diseño De Prótesis Robótica Para Miembros Inferiores Con Tecnología Arduino Monitoreadas Mediante Conexión Bluetooth Desde Una Pc* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Altiplano, Puno, Perú.

Ficanha, E. (2013). *Ankle impedance and ankle angles during step turn and straight walk: Implications for the design of a steerable ankle-foot prosthetic robot* (Informe de maestría). Michigan Technological University, Michigan, Estados Unidos.

García, P. (2017). *Diseño de un reductor de dos etapas de engranajes cilíndricos de dientes rectos con tornillo sin fin para el accionamiento de una criba rotativa para lavado de roca* (Tesis de pregrado). Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España.

González, P. (2017). *Análisis biomecánico del ciclo de marcha mediante un modelo analítico de dinámica inversa en pacientes con alteración del equilibrio sagital del raquis* (Tesis doctoral). Universidad Autónoma de Barcelona, Barcelona, España.

Gutiérrez, W. (2017). *Diseño y simulación de prótesis de pie* (Tesis de pregrado). Universidad Piloto de Colombia, Bogotá, Colombia.

Hernández-Castillo, A., Álvarez-Camacho, M., & Sánchez- Arévalo, F.M. (2013). Protocolo para el análisis funcional de prótesis para pacientes con amputación parcial de pie. *Revista mexicana de ingeniería biomédica*, 34(1), 97-107. Recuperado de http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0188-95322013000100007

Herrero, A. (2017). *Estudio de los parámetros espaciales de la marcha en la población anciana española y su asociación con resultados adversos de salud* (Tesis doctoral). Universidad Internacional de Cataluña, Barcelona, España.

IETSI (2018). Reporte de Evidencias N°4. Recomendaciones para la prescripción de prótesis de miembro inferior. Recuperado de http://www.essalud.gob.pe/ietsi/pdfs/guias/RE_Prescripcion_de_Protesis_Final.pdf

Instituto Nacional de Rehabilitación (2019). Estadística. Recuperado de <http://www.inr.gob.pe/home/pages/verPagina/45>

Estimation of the Maximum Friction Coefficient of the Rough Terrain to Control the Mobile Robots. (2008). *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, 14(10), 1062–1072. <https://doi.org/10.5302/j.icros.2008.14.10.1062>

Instituto Alemán de Normalización (1968). Chavetas paralelas (DIN 6885).

Kang, H., Kwak, Y., Choi, H., Jeong, H., & Kim, S. (2008). Estimation of the Maximum Friction Coefficient of the Rough Terrain to Control the Mobile Robots. (2008). *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, 14(10), 1062–1072. <https://doi.org/10.5302/j.icros.2008.14.10.1062>

Khurmi, R., & Gupta, J. (2005). *A textbook of machine design (S.I. Units)*, Nueva Delhi, India: Eurasia Publishing House.

Kim, J., Park, Y., Lee, H., & Lee, J. (2018). Estimation of Friction Coefficient for Exploring Robot around Rough-Terrain under Small-Slip or Less-Traction Condition. *Proceedings of the 2018 4th International Conference on Mechatronics and Robotics Engineering*, 59-62. <https://doi.org/10.1145/3191477.3191490>

Lay, A., Hass, C., & Gregor, R. (2006). The effects of sloped surfaces on locomotion: A kinematic and kinetic analysis. *Journal of Biomechanics*, 39(9), 1621–1628. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2005.05.005>

Liu, M., Zhang, F., & Huang, H. (2020). An Adaptive Classification Strategy for Reliable Locomotion Mode Recognition. *Sensors 2017*, 17(9). <https://doi.org/10.3390/s17092020>

Maceira, E. (2003). Análisis cinemático y cinético de la marcha humana. *Revista del pie y tobillo*, 17(1). Recuperado de <https://fondoscience.com/sites/default/files/articles/pdf/rpt.1701.fs031008-analisis-cinematico-cinetico-marcha-humana.pdf>

Madusanka, D., Wijayasingha, L., Sanjeevan, K., Ahamed, M., Edirisooriya, J., & Gopura, R. (2014). A 3 DOF Transtibial Robotic Prosthetic Limb. *7th International Conference on Information and Automation for Sustainability*, 1-6. <https://doi.org/10.1109/ICIAFS.2014.7069617>

Martín, A., Calvo, J., Orejuela, J., Barbero, F., & Sánchez, C. (1999). Fases de la marcha humana. *Revista iberoamericana de fisioterapia y kinesiología*, 2(1), 44-49. Recuperado de <https://www.elsevier.es/es-revista-revista-iberoamericana-fisioterapia-kinesiologia-176-articulo-fases-marcha-humana-13012714>

Medina, S. (2017). *Diseño mecánico de una prótesis activa transfemoral* (Tesis de maestría). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.

Mentiplay, B., Banky, M., Clark, R., Kahn, M., & Williams, G. (2018). Lower limb angular velocity during walking at various speeds. *Gait & Posture* 65, 190-196.

<https://doi.org/10.1016/j.gaitpost.2018.06.162>

National Institute of Biomedical Imaging and Bioengineering de los Estados Unidos (2010). Piernas Robóticas Motorizadas – Saltando Hacia el Futuro. Recuperado de <https://www.nibib.nih.gov/espanol/ciencia-highlights/piernas-rob%C3%B3ticas-motorizadas-%E2%80%93-saltando-hacia-el-futuro>

Olivares, A., Broche, L., Díaz, C., Garlobo, L. & Sagaró, R. (2011). Análisis de la funcionabilidad de prótesis ortopédicas transfemorales. *Revista Cubana de Ortopedia y Traumatología*, 25(2), 102-116. Recuperado de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

Perea, A (2019). *Diseño y cálculo resistente a fatiga y deformación de un reductor de dos etapas para una máquina elevadora de carga* (Memoria). Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España.

Plagenhoef, S., Evans, F. G., & Abdelnour, T. (1983). Anatomical Data for Analyzing Human Motion. *Research Quarterly for Exercise and Sport*, 54(2), 169–178.

<https://doi.org/10.1080/02701367.1983.10605290>

Richter, H., Simon, D., Smith, W., & Samorezov, S. (2015). Dynamic modeling, parameter estimation and control of a leg prosthesis test robot. *Applied Mathematical Modelling*, 39, 559-573.

<https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.06.006>

Salazar, C. & Abarca, V. (2019). Design Of A Mechanism For A Robotic Transtibial Prosthesis. *International Journal of Scientific & Technology Research*, 8(9), 1416-1422. Recuperado de <http://www.ijstr.org/final-print/sep2019/Design-Of-A-Mechanism-For-A-Robotic-Transtibial-Prosthesis.pdf>

SaluDigital (2019). Una prótesis similar a un trípode permite caminar en terrenos difíciles con más seguridad. Recuperado de https://www.consalud.es/saludigital/163/una-protesis-similar-a-un-tripode-permite-caminar-en-terrenos-dificiles-con-mas-seguridad_64981_102.html

Smith, C. (2013). Anatomy and Physiology: Anatomical Planes and Cavities. Recuperado de <https://www.visiblebody.com/blog/anatomy-and-physiology-anatomical-planes-and-cavities>

Thompson, D. (2003). Kinematics of the knee during gait. Oklahoma, Estados Unidos: The University of Oklahoma Health Sciences Center. Recuperado de <https://ouhsc.edu/bserdac/dthompsoweb/pk/kneegraf.htm>

Viladot, A. (2003). Anatomía funcional y biomecánica del tobillo y el pie. *Revista Española de Reumatología*, 30(9), 469-477. Recuperado de <https://www.elsevier.es/es-revista-revista-espanola-reumatologia-29-pdf-13055077>

Voloshina, A. S., Kuo, A. D., Daley, M. A., & Ferris, D. P. (2013). Biomechanics and energetics of walking on uneven terrain. *The Journal of experimental biology*, 216(21), 3963–3970. <https://doi.org/10.1242/jeb.081711>

Willems, P., & Gosseye, T. (2013). Does an instrumented treadmill correctly measure the ground reaction forces? *Biology Open*, 2, 1421–1424. <https://doi.org/10.1242/bio.20136379>

Winter, D. (2009). *Biomechanics and Motor Control of Human Movement*, Ontario, Canadá: John Wiley & Sons, 296-360. Recuperado de <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/9780470549148.app1>.

Zhu, J., Wang, Q., & Wang, L. (2010). PANTOE 1: Biomechanical design of powered ankle-foot prosthesis with compliant joints and segmented foot. *2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 31-36. <https://doi.org/10.1109/AIM.2010.5695879>





ANEXO A

CÁLCULOS MECÁNICOS

A.1. Cálculo del momento de inercia

El primer objetivo es determinar el momento de inercia respecto al centro de rotación, el cual en este caso corresponde al punto equivalente a la rodilla. En primer lugar, se obtiene la posición del centro de masa y el momento de inercia respecto a este, en el eje de rotación x, gracias al software Inventor. Este se muestra en la figura A.1. Luego, se obtiene en el mismo programa las coordenadas x, y, z (112,289; 521,377; 124,895) del punto a partir del cual se produce la rotación, en la abrazadera superior. Finalmente, se aplica el teorema de Pitágoras para hallar la respectiva distancia entre ejes paralelos con el fin de aplicar el teorema de Steiner.

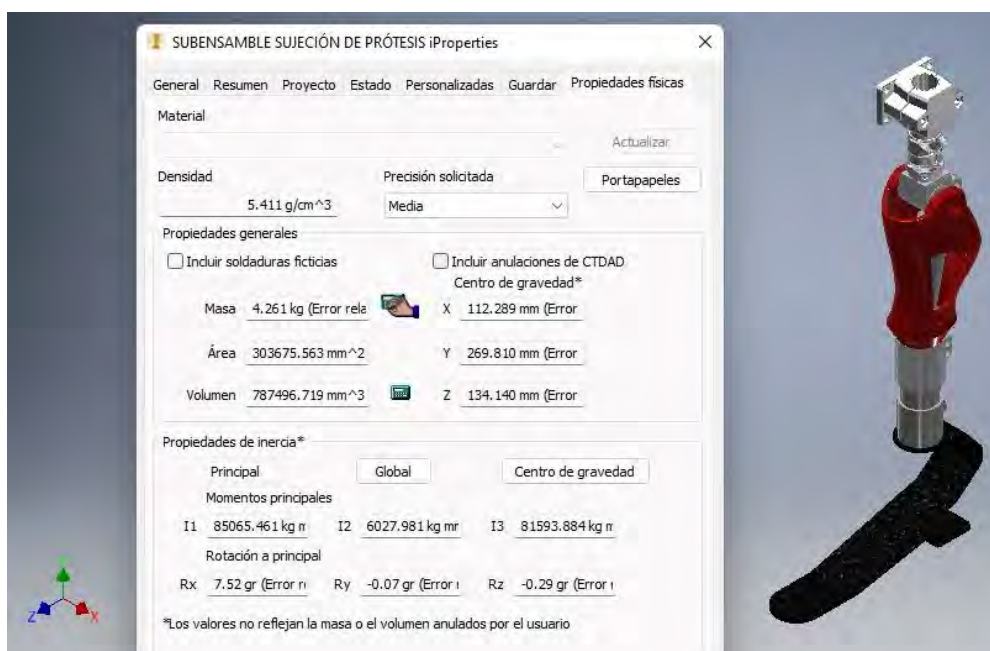


Figura A.1. Momento de inercia del subensamble de sujeción de la prótesis

Se sabe que el teorema de Steiner es:

$$I = I_{CM} + M * d^2 \quad (A.1)$$

Donde I_{CM} es el momento de inercia respecto al centro de masas, M es la masa del subensamble, I es el momento de inercia respecto a un eje paralelo y d es la distancia entre el eje del centro de masa y el eje paralelo.

A partir de los datos del software Inventor, se sabe que $I_{CM}=0,085 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ y $d=0,252 \text{ m}$. Considerando la ecuación A.1 y $M=4,261 \text{ kg}$, finalmente se tiene que $I=0,356 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

A.2. Cálculo de potencia para motor de desplazamiento angular

En primer lugar, se determina el ángulo de rotación θ . Este ángulo se determina a partir de las posiciones angulares que presentan las articulaciones cadera y rodilla según los casos mostrados en la Figura A.2.

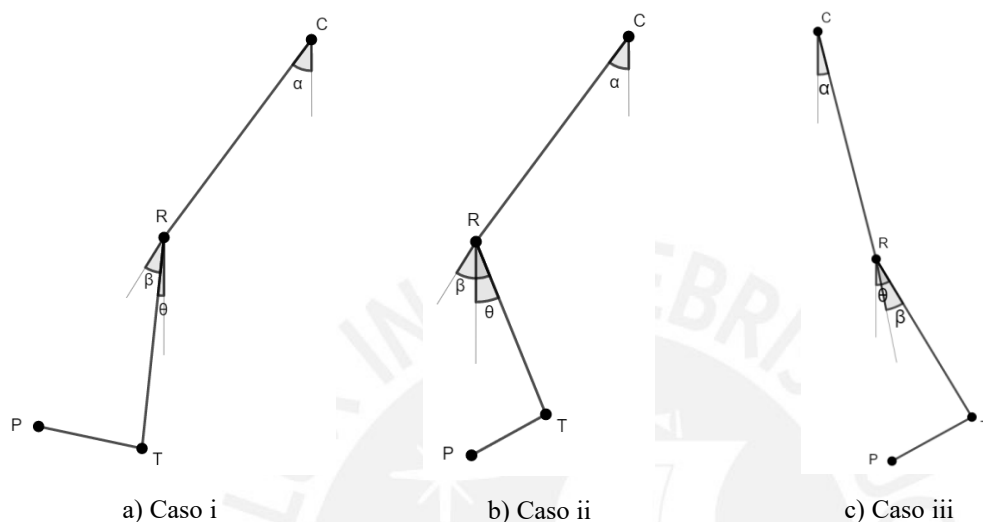


Figura A.2. Casos para la obtención del ángulo θ

Según el caso correspondiente, se determina el ángulo θ a partir de las Ecuaciones A.2, A.3 y A.4.

$$\text{Caso i: } \alpha > 0 \wedge \alpha > \beta \rightarrow \theta = \alpha - \beta \quad (\text{A.2})$$

$$\text{Caso ii: } \alpha > 0 \wedge \alpha < \beta \rightarrow \theta = \beta - \alpha \quad (\text{A.3})$$

$$\text{Caso iii: } \alpha < 0 \rightarrow \theta = |\alpha| + \beta \quad (\text{A.4})$$

Luego, se determina la cinemática del movimiento que describirá el subensamble de sujeción de la prótesis. Este se representa según se muestra en la Figura A.3.

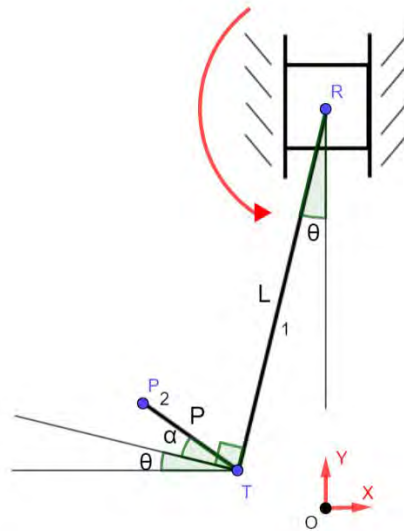


Figura A.3. Cinemática del subsistema de sujeción de prótesis

Donde L es la longitud del segmento 1, P es la longitud del segmento 2, θ es el ángulo de rotación definido anteriormente, α es el ángulo de tobillo, R es la posición del eje de rotación, T es el eje de rotación del pie de la prótesis y P es el extremo del pie de la prótesis. De la geometría se establecen las siguientes relaciones.

$$R = (0; y_R) \quad (\text{A.5})$$

$$T = (-L \cdot \text{sen } \theta; y_R - L \cdot \text{cos } \theta) \quad (\text{A.6})$$

$$P = (-L \cdot \text{sen } \theta - P \cdot \text{cos}(\alpha + \theta); y_R - L \cdot \text{cos } \theta + P \cdot \text{sen}(\alpha + \theta)) \quad (\text{A.7})$$

A partir de ellas, se hallan los centroides para los segmentos 1 y 2, con una simple relación de punto medio entre R y T , y P y T respectivamente. Con ello, se puede obtener el centroide total aplicando las ecuaciones A.8 y A.9.

$$X_{CM} = \frac{L * \left(\frac{\overline{RT}_x}{2}\right) + P * \left(\frac{\overline{PT}_x}{2}\right)}{L + P} \quad (\text{A.8})$$

$$Y_{CM} = \frac{L * \left(\frac{\overline{RT}_y}{2}\right) + P * \left(\frac{\overline{PT}_y}{2}\right)}{L + P} \quad (\text{A.9})$$

Entonces, se obtienen las siguientes relaciones para el centroide.

$$X_{CM} = A \cdot \text{sen } \theta + B \cdot \cos(\alpha + \theta) \quad (\text{A.10})$$

$$Y_{CM} = y_R + A \cdot \cos \theta + C \cdot \text{sen}(\alpha + \theta) \quad (\text{A.11})$$

Donde los factores A, B y C están determinados por las siguientes relaciones.

$$A = \frac{-(2PL + L^2)}{2(P + L)} \quad (\text{A.12})$$

$$B = \frac{-P^2}{2(P + L)} \quad (\text{A.13})$$

$$C = \frac{P^2}{P + L} \quad (\text{A.14})$$

Reemplazando $P=0,3$ m y $L=0,45$ m en A.12, A.13 y A.14, se tiene que $A=-0,315$, $B=-0,06$ y $C=0,12$. Con el fin de obtener la aceleración del centroide, primero se derivan las ecuaciones A.10 y A.11 respecto del tiempo para obtener la velocidad. Consecuentemente, se las deriva una vez más para obtener la aceleración. Estas se representan en las ecuaciones A.15, A.16 y A.17, A.18 respectivamente.

$$\dot{X}_{CM} = -0,315 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta + 0,06 \cdot (\dot{\alpha} + \dot{\theta}) \cdot \text{sen}(\alpha + \theta) \quad (\text{A.15})$$

$$\dot{Y}_{CM} = \dot{y}_R + 0,315 \cdot \dot{\theta} \cdot \text{sen } \theta + 0,12 \cdot (\dot{\alpha} + \dot{\theta}) \cdot \cos(\alpha + \theta) \quad (\text{A.16})$$

$$\ddot{X}_{CM} = -0,315 \cdot (\ddot{\theta} \cdot \cos \theta - \dot{\theta}^2 \cdot \text{sen } \theta) + 0,06 \cdot [(\ddot{\alpha} + \ddot{\theta}) \cdot \text{sen}(\alpha + \theta) + (\dot{\alpha} + \dot{\theta})^2 \cdot \cos(\alpha + \theta)] \quad (\text{A.17})$$

$$\ddot{Y}_{CM} = \ddot{y}_R + 0,315 \cdot (\ddot{\theta} \cdot \text{sen } \theta + \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta) + 0,12 \cdot [(\ddot{\alpha} + \ddot{\theta}) \cdot \cos(\alpha + \theta) - (\dot{\alpha} + \dot{\theta})^2 \cdot \text{sen}(\alpha + \theta)] \quad (\text{A.18})$$

Con las relaciones cinemáticas estableciendo la aceleración del centroide tanto para el eje x como el eje y, se desarrollan ahora las relaciones cinéticas para los casos críticos determinados. Es importante mencionar que las velocidades y aceleraciones angulares se determinan a partir de la información de posición angular para superficies planas e inclinadas del estudio de Lay y colegas en 2006, representada en la Figura 1.7a del documento principal. La aceleración vertical de la rodilla se obtiene a partir de la Figura 2.23 del documento principal.

Caso 1: Apoyo intermedio inicial en superficie irregular plana

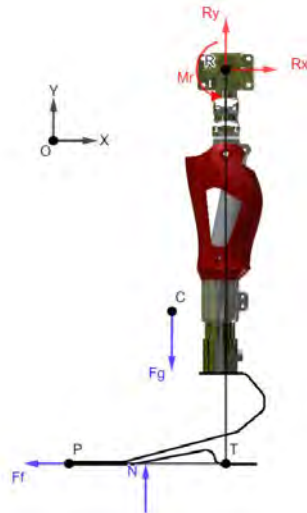


Figura A.4. DCL de prótesis para Caso 1

Resolviendo las ecuaciones A.8 y A.9, desplazando el centro del sistema de coordenadas a R, se tiene $X_{CM} = 0,06 \text{ m}$ y $Y_{CM} = 0,135 \text{ m}$. A partir de la dinámica rotacional del sistema, se tiene la Ecuación (A.19).

$$i. \sum M_{tR} = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (A.19)$$

Donde M_{tR} son los momentos respecto a R en $\text{N}\cdot\text{m}$, I_R es el momento de inercia calculado anteriormente y $\ddot{\theta}_R$ es la aceleración angular respecto a R en rad/s^2 . Los valores de las fuerzas y aceleración angular se obtienen a partir de los datos de la Figura 1.7. Desarrollando la Ecuación (A.19) se tiene:

$$M_R - N * \frac{P}{2} - F_f * L + F_g * X_{CM} = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (A.20)$$

Donde M_R es el momento generado para desplazar la prótesis, N es la componente vertical de la reacción del piso, F_f es la fuerza de fricción definida por $\mu \cdot N$, μ es el coeficiente de fricción de la superficie y F_g es la fuerza de gravedad de la masa de la prótesis. Así, reemplazando valores en la ecuación (A.20) se tiene $M_R = 384,4 \text{ N}\cdot\text{m}$. Por otra parte, las fuerzas de reacción a considerar, Rx y Ry, para los cálculos de resistencia del eje que pasa por R se obtienen según las Ecuaciones (A.21) y (A.22).

$$\text{ii. } \sum F_x = M * \ddot{X}_{CM} \quad (\text{A.21})$$

$$\text{ii. } \sum F_y = M * \ddot{Y}_{CM} \quad (\text{A.22})$$

Desarrollando las Ecuaciones (A.21) y (A.22), se obtienen las Ecuaciones (A.23) y (A.24).

$$R_x - F_f = M * \ddot{X}_{CM} \quad (\text{A.23})$$

$$R_y - F_g + N = M * \ddot{Y}_{CM} \quad (\text{A.24})$$

Entonces, resolviendo estas ecuaciones se obtiene $R_x = 586,1 \text{ N}$ y $R_y = -715,2 \text{ N}$.

La nomenclatura usada para los puntos de interés mostrados en el DCL y las ecuaciones físicas son las mismas para todos los casos subsiguientes, así como la manera de determinar las componentes del centroide X_{CM} y Y_{CM} .

Caso 2: Apoyo final en superficie irregular plana

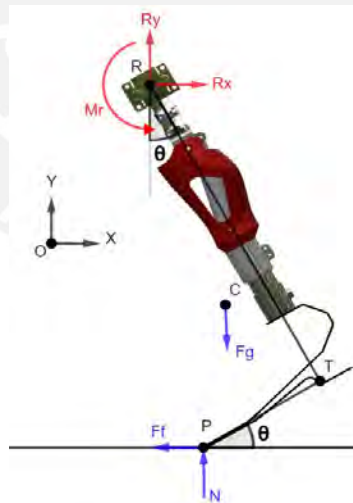


Figura A.5. DCL de prótesis para Caso 2

El centroide, definido anteriormente en (A.10) y (A.11), es $\bar{C} = (0,1403; 0,2369) \text{ m}$. Desarrollando la ecuación (A.19) con las particularidades de este caso se llega a la ecuación descrita debajo.

$$M_R - N * \frac{R_x}{2} - F_f * R_y - F_g * (X_{CM} - R_x) = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (A.25)$$

Entonces se tiene $M_R = 366,18 \text{ N} \cdot \text{m}$. En los ejes X e Y, desarrollando las Ecuaciones (A.21) y (A.22), se llega a las mismas expresiones que en las Ecuaciones (A.23) y (A.24). Así, las reacciones se definen como $R_x = 597,1 \text{ N}$ y $R_y = -712,16 \text{ N}$.

Según la información de las Figuras 1.7 del documento principal, en el periodo de análisis se da el Caso iii, con $\alpha = -10^\circ$, $\beta = 20^\circ$ y $\theta = 30^\circ$.

Caso 3: Apoyo intermedio inicial en superficie irregular inclinada

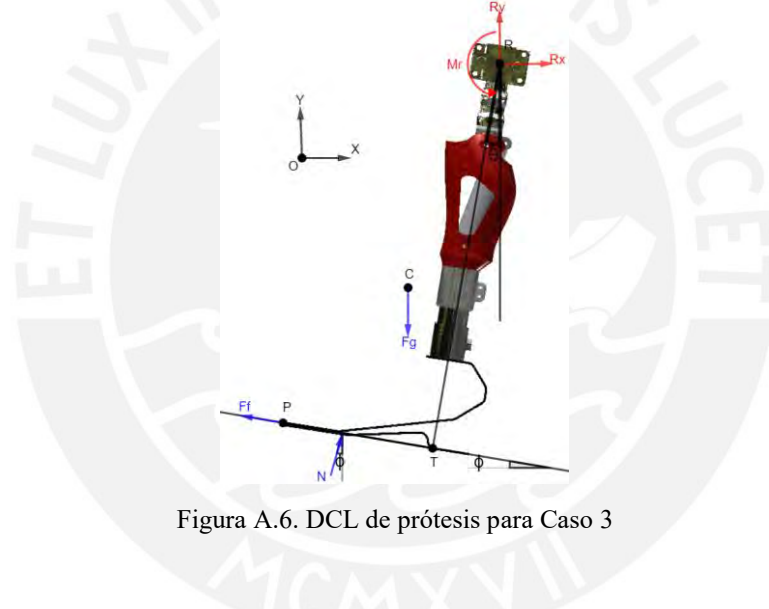


Figura A.6. DCL de prótesis para Caso 3

De la geometría, se determinan las Ecuaciones (A.26) y (A.27) a partir de establecer el punto $\bar{T} = (0; 0) \text{ m}$.

$$\bar{R} = (L_1 * \text{sen}\theta; L_1 * \text{cos}\theta) \quad (A.26)$$

$$\bar{P} = (-L_2 * \text{cos}\phi; L_2 * \text{sen}\phi) \quad (A.27)$$

Donde ϕ es la máxima pendiente de la superficie igual a 9° (15%), según exigencia. Reemplazando valores se establecen los puntos $\bar{R} = (0,0704; 0,4445) \text{ m}$ y $\bar{P} = (-0,296; 0,047) \text{ m}$. El centroide se dicen entonces como $\bar{CM} = (-0,0381; 0,1427) \text{ m}$. Desarrollando la Ecuación (A.19) con las particularidades de este caso se llega a la ecuación descrita debajo.

$$M_R - N * \frac{P}{2} - F_f * L + F_g * (R_x - X_{CM}) = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (\text{A.28})$$

Entonces se tiene $M_R = 383,7 \text{ N} \cdot \text{m}$. En los ejes X e Y, desarrollando las Ecuaciones (A.21) y (A.22) se llega a las Ecuaciones (A.29) y (A.30).

$$R_x - F_f * \cos\phi + N * \sin\phi = M * \ddot{X}_{CM} \quad (\text{A.29})$$

$$R_y - F_g + N * \cos\phi + F_f * \sin\phi = M * \ddot{Y}_{CM} \quad (\text{A.30})$$

Así, las reacciones se definen como $R_x = 478,5 \text{ N}$ y $R_y = -816,6 \text{ N}$.

El valor de la pendiente ϕ en este caso es aproximadamente igual al ángulo θ a partir de los datos presentados en la Figura 1.7, y tras corroborar al determinar θ mediante el Caso i presentado previamente. Por lo tanto, el ángulo del tobillo se considera 0° . Además de ello, el valor de la componente normal de la reacción del piso N se determina como el valor de la componente normal, presentado en la Figura 1.7, dividido entre el coseno de ϕ a partir de la relación geométrica observada en la Figura A.6.

Caso 4: Apoyo final en superficie irregular final

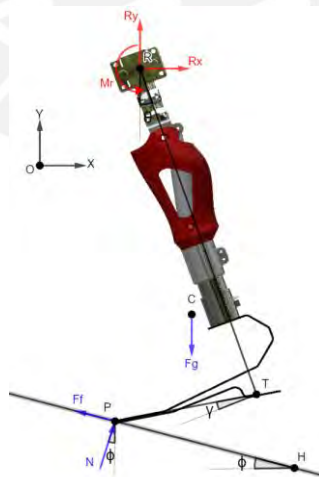


Figura A.7. DCL de prótesis para Caso 4

De la geometría, se determinan las Ecuaciones (A.31) y (A.32) a partir de establecer el punto $\bar{P} = (0; 0)$ m.

$$\bar{T} = (P * \cos(\theta - \alpha); P * \text{sen}(\theta - \alpha)) \quad (\text{A.31})$$

$$\bar{R} = (P * \cos(\theta - \alpha) - L * \text{sen}\theta; P * \text{sen}(\theta - \alpha) + L * \cos\theta) \quad (\text{A.32})$$

Donde α es el desplazamiento angular del tobillo, igual a 10° según Figura 1.7 del documento principal. Reemplazando valores se establecen los puntos $\bar{T} = (0,2954; 0,0521)$ m y $\bar{R} = (0,1415; 0,475)$ m. El centroide C es entonces $(0,1459; 0,1685)$ m.

Desarrollando la Ecuación (A.19) con las particularidades de este caso se llega a la ecuación descrita debajo.

$$M_R - N_y * R_x + N_x * R_y - F_{fx} * R_y - F_{fy} * R_x - F_g * (X_{CM} - R_x) = I_R * \ddot{\theta}_R \quad (\text{A.33})$$

Entonces se tiene $M_R = 381,6$ N · m. En los ejes X e Y, desarrollando las Ecuaciones (A.21) y (A.22) se llega a las Ecuaciones (A.34) y (A.35).

$$R_x - F_{fx} + N_x = M * \ddot{X}_{CM} \quad (\text{A.34})$$

$$R_y - F_g + N_y + F_{fy} = M * \ddot{Y}_{CM} \quad (\text{A.35})$$

Así, las reacciones se definen como $R_x = 534,72$ N y $R_y = -887$ N.

A partir de los casos planteados se observa una mayor demanda de carga en el caso 4, siendo el momento requerido máximo 384.4 N.m. Para hallar la potencia máxima requerida, se considera que la velocidad angular es aproximadamente 150 °/s para todos los casos. Este valor de velocidad fue tomado de Mentiplay (2018) para el caso de velocidad de marcha máxima con valores entre 1,4-1,6 m/s, acorde con la exigencia cinemática planteada anteriormente de 1,5 m/s. Asimismo, se aplica un factor de seguridad de 1,5 debido a factores tales como la variabilidad en superficies irregulares, ligera mayor demanda de velocidad exigida por la caminadora por algún error de configuración o a un incremento de fuerza de reacción vertical del piso por algún imprevisto. Así, se llega a la siguiente Ecuación A.36.

$$P_{req} = \frac{FS * (T_{max} * n_1 * \frac{\pi}{180})}{n} \quad (A.36)$$

Donde: $-T_{max}$ =Torque máximo requerido (N.m)

$-n_1$ =Velocidad angular requerida ($^{\circ}/s$)

$-n$ =Eficiencia del mecanismo de transmisión

$-FS$ =Factor de seguridad

Tras desarrollar la Ecuación (A.36), la potencia requerida es aproximadamente 2 kW. Este valor considerable se debe al alto coeficiente de fricción considerado y a la eficiencia de 0,8 debido al mecanismo de transmisión a utilizar. De haberse considerado solo un coeficiente de fricción 0,1 acorde a una rugosidad estándar de la faja de la caminadora, la potencia requerida hubiera sido no mayor a 500W.

A.3. Validación del mecanismo corona-tornillo sin fin

Luego de seleccionar el motor, se sabe que su velocidad angular es de 2500 RPM y la velocidad angular máxima para la rodilla se considera ligeramente mayor a la presentada en el estudio de Mentiplay, igual a 600 $^{\circ}/s$. Entonces, la relación de transmisión a considerar para el diseño está definida por la Ecuación A.37:

$$i = \frac{w_{in}}{w_{out}} \quad (A.37)$$

Donde: $-i$ = Relación de transmisión

$-w_{in}$ = Velocidad angular de entrada (rad/s)

$-w_{out}$ = Velocidad angular de salida (rad/s)

El mecanismo de transmisión considerado para el diseño debido a la alta relación de transmisión, con un valor igual a 25, y a la necesidad de compacticidad requerida es un mecanismo de rueda-tornillo sin fin.

El diseño está basado en el procedimiento seguido por García (2018), quien siguió un método recomendado por la American Gear Manufacturer Association (AGMA). Así, las fuerzas a considerar se muestran en la Figura A.8. A partir de la figura, se observa que la fuerza tangencial de la corona es igual en magnitud y opuesta en dirección a la fuerza axial de la corona. De igual manera, las fuerzas axial y radial de la corona son iguales en magnitud y opuestas en dirección a las fuerzas tangencial y radial del tornillo.

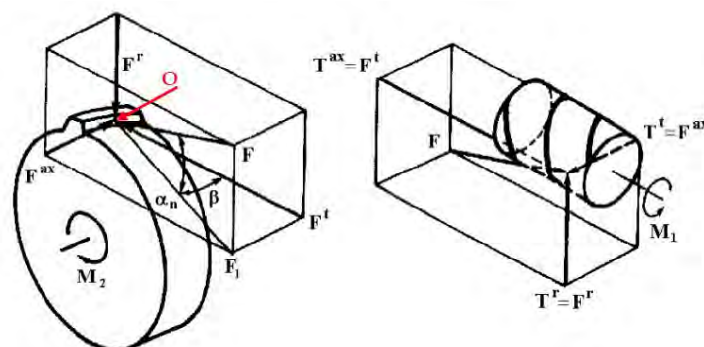


Figura A.8. Fuerzas entre el tornillo y su rueda (García, 2018)

No obstante, la nomenclatura a seguir para las fuerzas consideradas es: subíndices 1 y 2 para el tornillo y la corona respectivamente, subíndices a, r y t para fuerza axial, radial y tangencial respectivamente.

Luego de repetidas iteraciones, se estableció un módulo de 8 para la corona y un tornillo de una entrada ($z_1=1$). Con estos datos se establece un número de dientes para la corona de 25, una velocidad de salida de 100 RPM y un diámetro de 200 mm mediante las Ecuaciones (A.38) y (A.39).

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{A.38})$$

$$D_{p2} = m * z_2 \quad (\text{A.39})$$

Donde: $-z_1$ = Número de dientes del tornillo

$-z_2$ = Número de dientes de la rueda

$-D_{p2}$ = Diámetro primitivo de la rueda

$-m$ = Módulo de la rueda

Se sigue la recomendación de la AGMA para determinar el diámetro del tornillo, el cual establece que un apropiado dimensionamiento sigue la relación descrita por la ecuación mostrada debajo para dimensiones en pulgadas. El diámetro primitivo del tornillo elegido es de 50 mm, cumpliéndose la relación mencionada en las Ecuaciones (A.40) y (A.41).

$$\frac{C^{0,875}}{1,6} < d_{p1} < \frac{C^{0,875}}{3} \quad (\text{A.40})$$

$$C = \left(\frac{d_{p1}}{2} + \frac{D_{p2}}{2} \right) \quad (\text{A.41})$$

Donde: -C = Distancia entre centros en pulgadas

- d_{p1} = Diámetro primitivo del tornillo en pulgadas

Asimismo, el paso, la velocidad tangencial del tornillo, el coeficiente de fricción y el ángulo de hélice se definieron en 25,13mm; 6,54 m/s; 0,0185; y 9,09° respectivamente. Estos valores son obtenidos a partir de las Ecuaciones (A.42) a (A.45). El ángulo de presión fue asumido $\alpha_n = 20^\circ$.

$$L = \pi * m * z_1 \quad (\text{A.42})$$

$$V_{1t} = \frac{\pi * d_{p1} * n_1}{60} \quad (\text{A.43})$$

$$f(V_t) = 0,103 * e^{-1,1855 * V_{1t}^{0,45}} + 0,012, \text{ para } V_{1t} > 0,06 \text{ m/s} \quad (\text{A.44})$$

$$\lambda = \arctg \left(\frac{L}{\pi * d_{p1}} \right) \quad (\text{A.45})$$

Donde: -L=Avance del tornillo

- n_1 =Velocidad angular del tornillo (RPM)

- V_{1t} =Velocidad tangencial del tornillo

- f =Coeficiente de fricción entre el tornillo y la rueda

- λ =Ángulo de hélice del tornillo

Con los parámetros anteriores establecidos, se procede a determinar las fuerzas actuantes en el tornillo y la corona con las Ecuaciones (A.46) y (A.47). Además, se considera el torque de entrada T_{in} generado por el motor seleccionado, el cual es de 9 N.m.

$$F_{1a} = F_{2t} = \frac{\frac{2 * T_{in}}{d_{p1}}}{\left(\frac{f + \cos(\alpha_n) * tg(\lambda)}{\cos(\alpha_n) - f * tg(\lambda)}\right)} \quad (A.46)$$

$$F_{1t} = F_{2a} = F_{2t} * \left(\frac{f * \cos(\lambda) + \cos(\alpha_n) * \text{sen}(\lambda)}{\cos(\alpha_n) * \cos(\lambda) - f * \text{sen}(\lambda)}\right) \quad (A.47)$$

Obteniéndose un valor de 1997,2 N y 360 N para F_{1a} y F_{1t} respectivamente. A partir del equilibrio de fuerzas, se define la Ecuación (A.48) y con ella, las Ecuaciones (A.49) y (A.50). Así, se definen la fuerza normal N , la fuerza de fricción F_f y la fuerza radial F_r para el tornillo y corona con valores de 2222,41 N; 41,1 N; y 760,1 N respectivamente.

$$N = \frac{F_{2t}}{\cos(\alpha_n) * \cos(\lambda) - f * \text{sen}(\lambda)} \quad (A.48)$$

$$F_f = f * N \quad (A.49)$$

$$F_{1r} = F_{2r} = N * \text{sen}(\alpha_n) \quad (A.50)$$

Y la potencia perdida por fricción P_f , la potencia salida P_{out} y el torque de salida T_{out} son calculados a partir de las Ecuaciones (A.51), (A.52) y (A.53). Así, sus valores se determinan en 268,8 N; 2131,2 W; y 199,72 N.m respectivamente.

$$P_f = v_t * F_f \quad (A.51)$$

$$P_{out} = P_{in} - P_f \quad (A.52)$$

$$T_{out} = F_{2t} * \frac{D_{p2}}{2} \quad (A.53)$$

Donde: $-P_{in}$ =Potencia de entrada entregada por el motor

Entonces la eficiencia del mecanismo y la eficiencia del contacto se estiman en 88,8% y 86% como se observa en las Ecuaciones A.54 y A.55.

$$n = \frac{P_{out}}{P_{in}} * 100\% \quad (A.54)$$

$$\varphi = \frac{\cos(\alpha_n) - \frac{f}{\tan(\lambda)}}{\cos(\alpha_n) + f * \cos(\lambda)} * 100\% \quad (\text{A.55})$$

Donde: - n =Eficiencia del mecanismo

- φ =Eficiencia del contacto

La AGMA recomienda la comprobación por: fuerza tangencial máxima permitida, fuerza dinámica máxima, carga estática, carga de desgaste, disipación de calor y potencia máxima para verificar el desempeño adecuado del mecanismo corona-tornillo sin fin. Cabe recalcar que estos cálculos están referidos a la corona debido a que los dientes del tornillo son en esencia más resistentes (Decker, 1980).

Fuerza tangencial máxima: La AGMA establece la Ecuación (A.56) para verificar la fuerza tangencial máxima que puede admitir el material de la corona:

$$W_{all}^t = \sigma_o * C_v * b * \pi * m * y \quad (\text{A.56})$$

Donde: - σ_o =Tensión estática máxima

- C_v =Factor de velocidad

- b =Ancho de cara de la corona

- m =Módulo de la corona

- y =Coeficiente de diente de Lewis

En primera instancia, se obtiene el valor de la tensión estática máxima a partir de lo establecido por Khurmi (2005) para un material de rueda de bronce fosforado ($\sigma_o = 168 \text{ MPa}$). Luego de ello, se define el valor del factor de velocidad, igual a 0,85, a partir de la velocidad tangencial en la rueda (v_{2t}), igual a 1,047 m/s, mediante las Ecuaciones A.57 y A.58.

$$v_{2t} = \frac{\pi * D_{p2} * n_2}{60} \quad (\text{A.57})$$

$$c_v = \frac{6}{6 + v_{2t}} \quad (\text{A.58})$$

La recomendación dada por Khurmi para determinar el ancho de la corona es de aproximadamente el 73% del diámetro primitivo del tornillo, como se muestra en la Ecuación A.59, con lo cual se obtiene un valor de 37mm.

$$b = 0,73 * d_{p1} \quad (A.59)$$

Y el coeficiente de diente de Lewis, igual a 0,1775, se obtiene a partir del número de dientes de la rueda mediante la ecuación (A.60).

$$y = 0,154 - \frac{0,912}{z_2} \quad (A.60)$$

Con los valores obtenidos se establece la fuerza tangencial máxima permisible a partir de la ecuación (A.56) como 15603N, la cual es mucho mayor que la fuerza tangencial actuante en la corona de valor 1997,2 N. De igual modo, la potencia máxima transmisible es mucho mayor que la potencia de entrada de 2400 W y tiene un valor de 16336,3W, definido a través de la ecuación (A.61).

$$P_t = W_{all}^t * v_2 \quad (A.61)$$

Carga dinámica: Se verifica mediante la carga y potencia dinámicas máximas permisibles que están relacionadas en las ecuaciones (A.62) y (A.63).

$$W_d = \frac{W_t}{c_v} \quad (A.62)$$

$$P_d = W_d * V_{2t} \quad (A.63)$$

Donde: $-W_d$ =Carga dinámica máxima permisible en la corona

$-P_d$ =Potencia dinámica máxima permisible en la corona

Estos valores se estiman en 18356,47N y 19219,22W respectivamente. Por lo tanto, se evidencia que la carga dinámica máxima permisible es muy superior a la fuerza actuante en la rueda.

Carga estática: La carga estática máxima permisible se calcula a partir del límite de resistencia a la flexión del material de la corona mediante las Ecuaciones (A.64) y (A.65).

$$W_s = \sigma_e * b * \pi * m * y \quad (A.64)$$

$$P_s = W_s * v_{2t} \quad (A.65)$$

Donde: $-W_s$ = Carga estática máxima permisible en la corona

$-P_s$ = Potencia estática máxima permisible en la corona

Del mismo modo, se obtienen valores, 18356,45 N y 19219,2 W respectivamente, muy superiores a la carga y potencia actuantes.

Carga de desgaste: Se obtiene a partir del factor de carga K, el cual según Khurmi tiene un valor de 0,55 N/mm² para un contacto entre un tornillo de acero endurecido y una corona de bronce fosforado. Esta carga límite se calcula con la Ecuación A.66.

$$W_w = D_{p2} * b * K \quad (A.66)$$

Este valor de 4070 N también es superior a todas las cargas actuantes en el mecanismo.

Disipación de calor: El mecanismo está sometido a altos incrementos de temperatura, por lo cual es necesario verificar que pueda disipar el calor generado por la fricción de contacto, La AGMA recomienda calcular en primer lugar el calor generado con un 33% de sobrecarga y verificar con ello el incremento de temperatura, el cual debe estar en un rango entre 27 °C y 38 °C.

El calor generado calculado con un 33% de sobrecarga a partir de la potencia de entrada P_{in} y eficiencia de contacto φ se define como 446,88W a través de la ecuación (A.67).

$$Q_g = 1,33 * P_{in} * (1 - \varphi) \quad (A.67)$$

El área total encargada de disipar ese calor en la superficie de contacto está determinada por la suma del área del tornillo y la rueda. El área para el tornillo o corona se define en la Ecuación (A.68). A partir de esta relación se estima el área total como 0,03338 m².

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (\text{A.68})$$

Donde: - A = Área de la superficie de la rueda o tornillo

- d = Diámetro de la rueda o el tornillo

Y la disipación de energía se determina a partir del área total, el incremento de temperatura Δt y la conductividad del material K , que según García (2017) es de 378 W/m², según la Ecuación A.69.

$$Q_d = A * \Delta t * K \quad (\text{A.69})$$

Donde: - Q_d = Calor generado por el mecanismo, equivalente al calor generado

Se determina que el incremento de temperatura, igual a 35,4 °C, se encuentra dentro del rango recomendado por la AGMA.

Potencia máxima permisible de entrada: Finalmente, Khurmi recomienda un cálculo adicional para garantizar el correcto funcionamiento del mecanismo. La potencia máxima de entrada permisible se calcula según la Ecuación A.70.

$$P_q = \frac{3652 * C^{1,7}}{i + 5} \quad (\text{A.70})$$

Donde: - P_q = Potencia máxima permisible de entrada

- C = Distancia entre centro (mm)

- i = Relación de transmisión

Como se puede observar, el mecanismo diseñado cumple también con esta condición al ser la potencia de entrada (2,4 kW) inferior a la permisible (3,5 kW).

Al corroborar nuevamente los cálculos para el torque máximo solicitado de aproximadamente $450 \text{ N} \cdot \text{m}$ a $150 \text{ }^\circ/\text{s}$ se optó por variar el ancho de la rueda b a 45 mm con el fin de continuar cumpliendo las verificaciones anteriores. Sin embargo, no es recomendable trabajar mucho tiempo en estas condiciones ya que la eficiencia del contacto disminuye considerablemente, con lo que hay un incremento en el calor que genera. Con ello, se da por concluida la verificación de forma positiva.

Con los datos obtenidos, se procede a realizar el diseño geométrico del tornillo sin fin y su corona según la norma ANSI/AGMA 6022-C93. Los parámetros requeridos para el diseño se muestran en la Figura A.9 y el modelo CAD realizado se muestra en la Figura A.10.

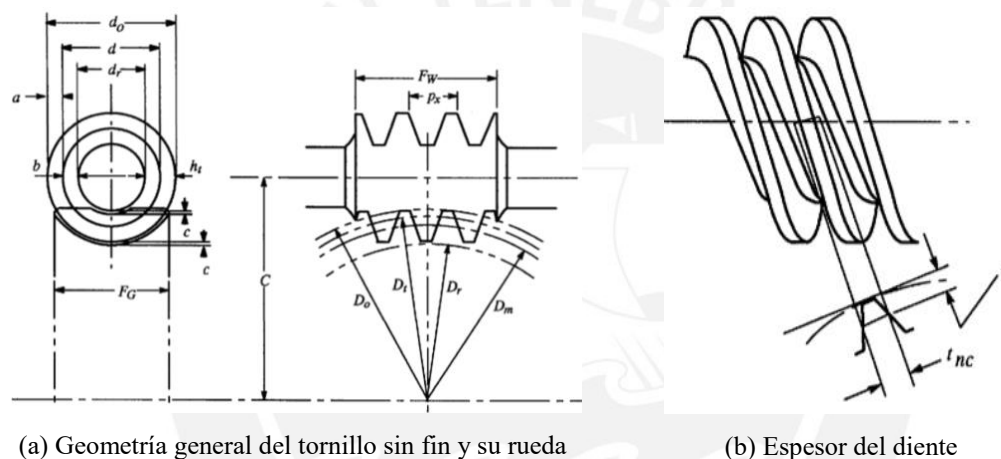


Figura A.9. Geometría del tornillo sin fin y su rueda



Figura A.10. Modelo CAD del tornillo sin fin y su corona

Los parámetros están definidos por las Ecuaciones A.71 a A.81.

$$p_x = \frac{\pi * D_{p2}}{z_2} \quad (A.71)$$

$$a = 0.3183 * p_x \quad (A.72)$$

$$b = 0.3683 * p_x \quad (A.73)$$

$$h_t = 0.6866 * p_x \quad (A.74)$$

$$d_o = d_{p1} + 2 * a \quad (A.75)$$

$$d_r = d_{p1} - 2 * b \quad (A.76)$$

$$D_t = D_{p2} + 2 * a \quad (A.77)$$

$$D_r = D_{p2} - 2 * b \quad (A.78)$$

$$D_o = D_t + a \quad (A.79)$$

$$c = b - a \quad (A.80)$$

$$t_{nC} = \left(\frac{p_x}{2} - B \right) * \cos \lambda \quad (A.81)$$

Donde: $-p_x$ es el paso axial del tornillo, igual al avance L para 1 entrada del tornillo

- a es el addendum del tornillo y su corona, igual a 8 mm

- b es el dedendum del tornillo y su corona, igual a 9.26 mm

- h_t es la altura total del diente, igual a 17.26 mm

- d_r es el diámetro de raíz del tornillo, igual a 31.48 mm

- d_o es el diámetro exterior del tornillo, igual a 66 mm

- D_r es el diámetro de raíz de la corona, igual a 181.48 mm

- D_t es el diámetro de garganta de la corona, igual a 216 mm

- D_o es el diámetro exterior de la corona, igual a 224 mm

- t_{nC} es el espesor del diente, igual a 12.31 mm

- B es el retroceso, definido en 0.1 mm

En la rueda del tornillo se realizó un aligerado de peso definido según se muestra en la Figura A.10 y sus valores se determinan mediante las Ecuaciones A.82 a A.88.

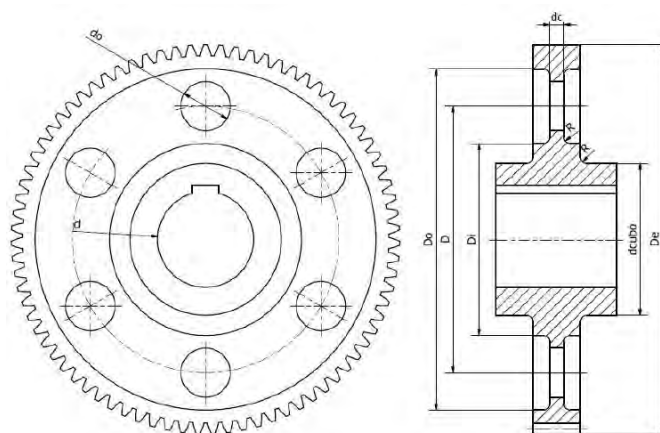


Figura A.2. Acotado para rueda aligerada

$$dcubo = 1.6 * d \quad (A.82)$$

$$Do = De - 10 * m \quad (A.83)$$

$$Di = D - (Do - D) \quad (A.84)$$

$$do = 0.25 * (Do - dc) \quad (A.85)$$

$$D = 0.5 * (De + dc) \quad (A.86)$$

$$dc = 0.3 * b \quad (A.87)$$

$$R = 2.5 \text{ mm} \quad (A.88)$$

A.4. Cálculos de resistencia del tornillo sin fin

Una vez definida la geometría, se procede a validarla ahora mediante los cálculos de resistencia. En primer lugar, se verifica el tornillo sin fin, cuya geometría se encuentra dimensionada en la Figura A.11. Las fuerzas actuantes son las mostradas en la Figura A.12 y están recalculadas, según las ecuaciones (A.46), (A.47) y (A.50) para el momento en que se exige un torque máximo de aproximadamente 450 N.m en el eje de la rueda para mover la prótesis.

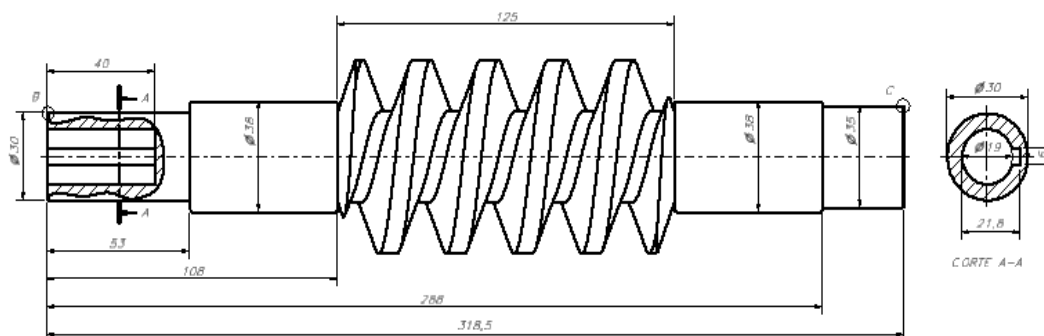


Figura A.11. Geometría del tornillo sin fin

En el diagrama de fuerzas internas mostrado en la Figura A.12 se ha invertido la posición del eje debido a la posición de los apoyos, la cual está invertida. Asimismo, la fuerza F_1 actuante corresponde a la fuerza radial en el tornillo; mientras que el momento mostrado se debe al traslado de la fuerza axial al eje del tornillo desde su diámetro primitivo. Esta fuerza axial tiene un valor de 4500N y es soportada por el rodamiento ubicado en el lado derecho del tornillo como se mencionó anteriormente. Por otra parte, el momento torsor proporcionado por el motor ingresa por la parte izquierda del tornillo hasta la zona donde actúan las demás fuerzas. Este momento torsor tiene un valor de 22400 N.mm.

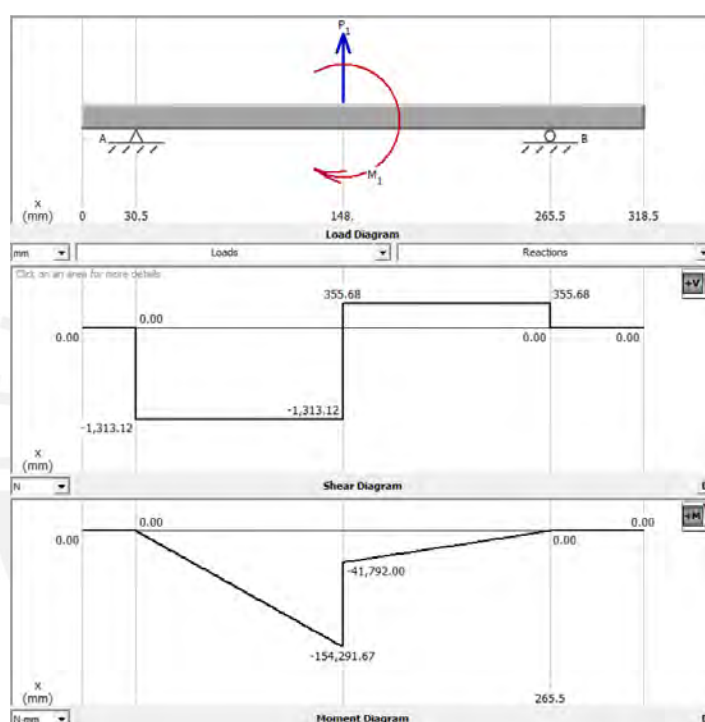


Figura A.12. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y del tornillo sin fin

En la Figura A.13 se aprecia el diagrama de fuerzas internas para el tornillo en el plano x-z. La fuerza actuante en este caso corresponde a la fuerza tangencial del tornillo.

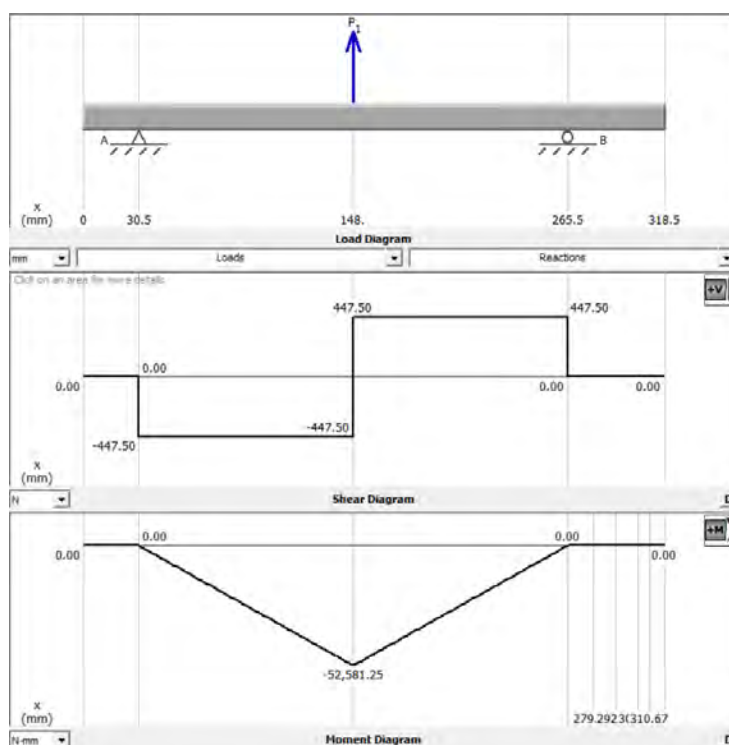


Figura A.3. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-z del tornillo sin fin

A partir de los diagramas de fuerzas internas y de la geometría en el eje se determina como zona crítica aquella en la que actúan las fuerzas (Zona C). Adicionalmente, se comprobará que las dimensiones elegidas para la zona con canal chavetero interno sean capaces de resistir el torque de entrada a fatiga (Zona D). En la Tabla A.1 se muestran propiedades mecánicas del material elegido para el tornillo sin fin.

Tabla A.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1060 (Rodríguez, 2009)

Propiedad	Valor
Esfuerzo último de tracción (σ_B)	650 MPa
Esfuerzo de fluencia (σ_f)	340 MPa
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Módulo de cizallamiento (G)	81 GPa

Sección C

Las cargas actuantes en la sección C son la carga axial F_{1a} del tornillo de 4500N, el momento torsor T_{in} de entrada de 22400 N.m, la fuerza radial F_{1r} de 1668.8N y el momento flector resultante M_C , que se calcula conforme a la Ecuación (A.89).

$$M_C = \sqrt{M_{Cx-y}^2 + M_{Cx-z}^2} \quad (\text{A.89})$$

Entonces se tiene $M_C = 154191.84 \text{ N.mm}$, donde M_{Cx-y} y M_{Cx-z} son los esfuerzos flectores en la sección C en los planos x-y y x-z respectivamente.

A partir de las cargas actuantes se pueden determinar los esfuerzos nominales mediante las ecuaciones (A.90) a (A.93).

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} \quad (\text{A.90})$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} * z \quad (\text{A.91})$$

$$\tau_c = \frac{F_c}{A} \quad (\text{A.92})$$

$$\tau_t = \frac{T}{J} * z \quad (\text{A.93})$$

Donde: $-\sigma_n$ = Esfuerzo normal promedio por carga normal

$-F_n$ = Fuerza normal actuante en la sección transversal

$-A$ = Área de la sección transversal

$-\sigma_f$ = Esfuerzo normal debido a momento flector

$-M_f$ = Momento flector actuante en la sección transversal

$-I$ = Momento de inercia de la sección transversal

$-z$ = Distancia máxima de la línea neutra de la sección transversal a su superficie exterior

$-\tau_c$ = Esfuerzo cortante promedio por carga cortante

$-F_c$ = Fuerza cortante actuante en la sección transversal

$-\tau_t$ = Esfuerzo cortante debido a momento torsor

$-T$ = Momento torsor actuante en la sección transversal

$-J$ = Momento polar de la sección transversal

En el caso de un eje con sección transversal circular de diámetro d , estas ecuaciones pueden ser resumidas a las Ecuaciones A.94 a A.97.

$$\sigma_n = \frac{4 * F_n}{\pi * d^2} \quad (A.94)$$

$$\sigma_f = \frac{32 * M_f}{\pi * d^3} \quad (A.95)$$

$$\tau_c = \frac{4 * F_c}{\pi * d^2} \quad (A.96)$$

$$\tau_t = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (A.97)$$

Reemplazando los valores de la carga y el valor del diámetro de la sección C, el cual se recomienda tomar al diámetro de raíz por recomendación de la AGMA, en las Ecuaciones de (A.94) a (A.97) se tienen los siguientes valores $\sigma_n = 5,78 \text{ MPa}$, $\sigma_f = 50,35 \text{ MPa}$, $\tau_c = 2,14 \text{ MPa}$ y $\tau_t = 3,67 \text{ MPa}$ respectivamente.

Como se observa, los valores obtenidos en el esfuerzo normal promedio por carga normal, el esfuerzo cortante promedio por carga cortante y el esfuerzo cortante por momento torsor son muy pequeños en comparación con el esfuerzo normal debido a momento flector. Por lo tanto, se puede continuar con el cálculo despreciando esos esfuerzos.

En primer lugar, se verifica la resistencia a carga estática por medio de la teoría de falla de Von Mises, expresado en la Ecuación (A.98).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3 * (\tau_c + \tau_t)^2} \quad (A.98)$$

Usualmente, los valores de esfuerzo normal promedio por carga normal y esfuerzo cortante promedio por carga transversal se desprecian, ya que son muy pequeños en comparación al esfuerzo normal por momento flector y esfuerzo cortante por momento torsor. De hecho, como se aprecia en la ecuación anterior se debe tener cuidado con los esfuerzos cortantes, pues tienen un efecto multiplicador. Simplificando bajo los criterios mencionados, la ecuación resultante se puede expresar como en la Ecuación (A.99).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_t^2} \quad (A.99)$$

Reemplazando valores se tiene que el esfuerzo equivalente σ_{eq} es igual al esfuerzo normal generado por momento flector en este caso. El factor de seguridad obtenido entonces se puede determinar por la Ecuación (A.100) y es igual a 6,8.

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{eq}} \quad (A.100)$$

Donde:- FS =Factor de seguridad

$-\sigma_{fluencia}$ =Esfuerzo de fluencia del material

Ahora se procede a verificar que el material no falle por fatiga. Primero, se asume el momento flector como alternante puro considerando el peor de los casos. Luego, se procede a descomponer este esfuerzo variable en sus componentes alternante y medio según las Ecuaciones (A.101) y (A.102) para este caso en particular.

$$\sigma_m = 0 \quad (A.101)$$

$$\sigma_a = \sigma_f \quad (A.102)$$

Donde σ_m es la componente media del esfuerzo por momento flector, mientras que σ_a es su componente alternante, igual a 50,35 MPa. Según lo expresado por Rodríguez (2009), diversos factores pueden intensificar el valor de la componente alternante de los esfuerzos variables. Así, se hace necesario evaluar el esfuerzo alternante aumentado para proceder con los cálculos de verificación. Este esfuerzo alternante aumentado σ'_a está determinado por la Ecuación (A.103).

$$\sigma'_a = \frac{\beta_k}{c_s * c_t * c_{carga} * c_{temp} * c_{conf}} * \sigma_a \quad (A.103)$$

Donde:- β_k =Factor efectivo de concentración de esfuerzos

$-c_s$ =Coeficiente de superficie

$-c_t$ = Coeficiente de tamaño

$-c_{carga}$ = Coeficiente de carga

$-c_{temp}$ = Coeficiente de temperatura

$-c_{conf}$ = Coeficiente de confiabilidad

El coeficiente de superficie puede ser determinado a partir de la Figura A.14 mediante el valor de la profundidad de la rugosidad R_t , en donde el valor de R_t puede ser determinado a partir de la Figura A.15 igualándose al valor promedio de la profundidad R_z . Se define el valor de R_t como 6 debido a que es un valor alcanzable por la mayoría de procesos de mecanizados. Así, el coeficiente de superficie c_s tiene un valor de 0,88.

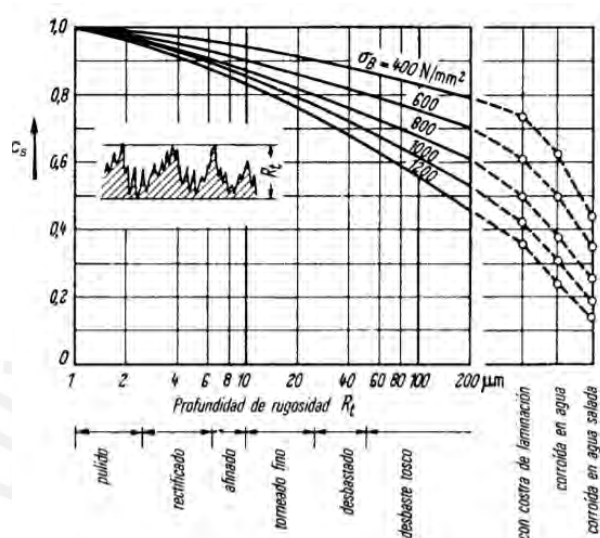


Figura A.44. Coeficiente de superficie vs Profundidad de rugosidad (Rodríguez, 2009)

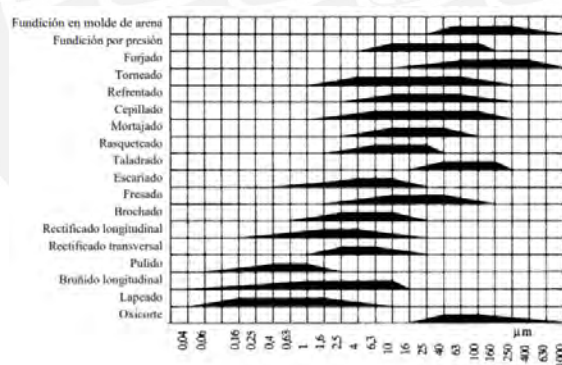


Figura A.15. Proceso de manufactura vs Profundidad media de rugosidad (Rodríguez, 2009)

El coeficiente de tamaño puede ser obtenido a partir de la Figura A.16, ubicando el valor correspondiente a un diámetro de 31,48 mm. Así, el coeficiente de tamaño c_t tiene un valor de 0,75. Notar que para cargas axiales es igual a 1.

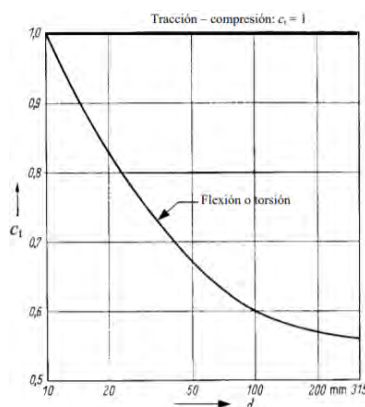


Figura A.16. Coeficiente de tamaño vs Diámetro de sección transversal (Rodríguez, 2009)

El coeficiente de carga se determina a partir de la Tabla A.2, la cual emplea valores promedios según el tipo de carga. Así, el coeficiente de carga c_{carga} se establece en 1 para cargas de flexión o torsión.

Tabla A.2. Coeficiente de carga según el tipo de carga (Rodríguez, 2009)

Tipo de carga	c_{carga}
Flexión	1
Axial	0,85
Torsión	1

El coeficiente de temperatura c_{temp} se toma como 1, dado que entre los 20 °C y 250 °C el coeficiente es aproximadamente ese valor. De igual manera, el coeficiente de confiabilidad c_{conf} se toma como 1 dado que todos los valores usados para el cálculo son valores medios aproximados, lo cual genera una confiabilidad del 50%. Por otra parte, debido a que por recomendación de la AGMA se verifica la resistencia del tornillo asumiendo su diámetro de raíz constante, se determina β_k en un valor de 1. Reemplazando los valores correspondientes en la Ecuación (A.103), se determina que σ'_a para el esfuerzo por flexión es igual a 76,3 MPa. En general, se determinan los esfuerzos medios y alternantes equivalentes usando la misma teoría de falla de Von Mises por medio de las Ecuaciones (A.104) y (A.105).

$$\sigma_{m-eq} = \sqrt{(\sigma_{mn} + \sigma_{mf})^2 + 3 * (\tau_{mc} + \tau_{mt})^2} \quad (\text{A.104})$$

$$\sigma'_{a-eq} = \sqrt{(\sigma'_{an} + \sigma'_{af})^2 + 3 * (\tau'_{ac} + \tau'_{at})^2} \quad (\text{A.105})$$

Al igual que en (A.99), estas expresiones quedan reducidas a las Ecuaciones (A.106) y (A.107) si se desprecian los esfuerzos promedios generados por fuerza normal y fuerza cortante. En estas expresiones los sufijos a y m indican alternante y medio respectivamente.

$$\sigma_{m-eq} = \sqrt{\sigma_{mf}^2 + 3 * \tau_{mt}^2} \quad (A.106)$$

$$\sigma'_{a-eq} = \sqrt{\sigma'_{af}^2 + 3 * \tau'_{at}^2} \quad (A.107)$$

Dado que solo se considera el esfuerzo por flexión, se determina que σ_{m-eq} es igual a 0 MPa y σ'_{a-eq} es igual a σ'_{af} , la cual es igual al σ'_a hallado anteriormente. A partir de ello, el factor de seguridad a fatiga se calcula según la Ecuación (A.108).

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a-eq}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{m-eq}}{\sigma_B} \quad (A.108)$$

Donde: - σ_{Alt} =Límite de resistencia a la fatiga

- σ_B =Esfuerzo último a tracción

Dado que el material del tornillo sin fin es un acero con un esfuerzo último a tracción menor a 1400 MPa, se puede aproximar el valor de σ_{Alt} según la Ecuación (A.109).

$$\sigma_{Alt} = 0,5 * \sigma_B \quad (A.109)$$

Así, reemplazando la Ecuación (A.109) en (A.108) con los valores definidos previamente se tiene que el factor de seguridad a fatiga es igual a 4,3.

Sección D

En esta sección se determina que la parte del tornillo sin fin con espacio interior para la inserción del eje del motor con su canal chavetero sea capaz de resistir los esfuerzos generados. Sin embargo, dada la poca influencia que tiene el esfuerzo cortante por el momento torsor y considerando que esta sección cuenta con un diámetro exterior de 30 mm y un espesor de 5,5 mm, se concluye que será capaz de resistir esta carga.

A partir de estos valores, se concluye que el diseño del tornillo sin fin es capaz de resistir las cargas generadas.

A.5. Cálculos de resistencia del eje de la rueda

Ahora se realiza la verificación por resistencia del eje de la rueda del tornillo sin fin, cuya geometría es mostrada en la Figura A.17. En este caso, las fuerzas actuantes son las mismas que en el tornillo salvo que con diferente dirección. Así, la fuerza radial en la rueda es 1668,8 N; la fuerza axial, 895 N; y la fuerza tangencial, 4500 N. Al igual que con el tornillo, estas fuerzas son trasladadas al centro del canal chavetero que une la rueda y su eje. No obstante, en el eje de la rueda existen dos fuerzas adicionales a diferencia del tornillo sin fin. Estas fuerzas corresponden a las reacciones generadas por la sujeción de la prótesis y su interacción durante un ciclo de marcha.

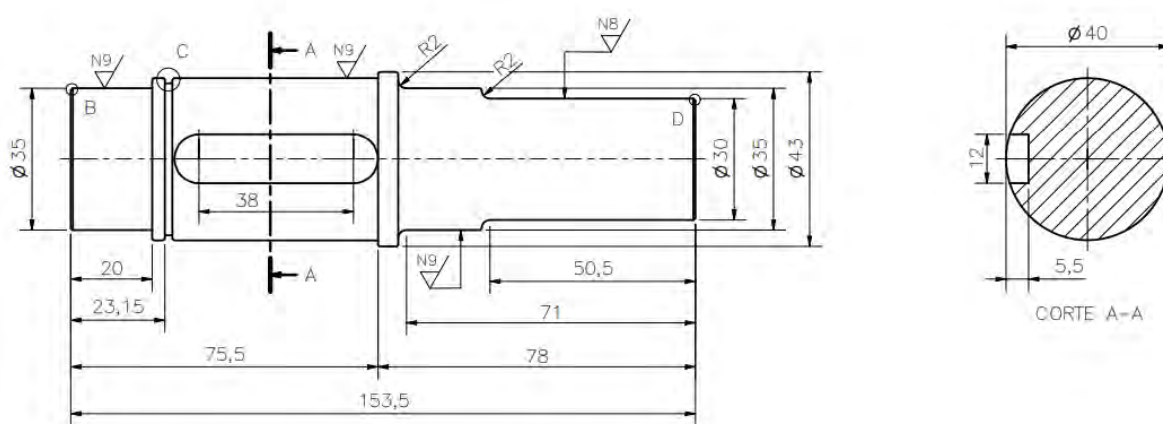


Figura A.17. Geometría del eje de la rueda

En la Figura A.18 se muestra las fuerzas actuantes en el eje de la rueda en el plano x-y. Esta vez la ubicación de los apoyos sí es correcta y se nota la fuerza de reacción ubicada en el extremo del eje correspondiente a la reacción generada por la interacción de la prótesis con el piso. Esta fuerza tiene un valor de 887 N, correspondiente a la combinación de fuerzas de reacción más grande. Asimismo, la fuerza actuante en la ubicación del canal chavetero del eje corresponde a la fuerza radial producida por la interacción entre el tornillo sin fin y la rueda. Cabe mencionar que la fuerza axial no es mostrada en el diagrama de cuerpo libre, mas es soportada por el apoyo derecho fijo. Asimismo, el momento torsor, cuyo valor es 450000 N.mm, generado en la zona del canal chavetero del eje es transmitido por un extremo a la prótesis.

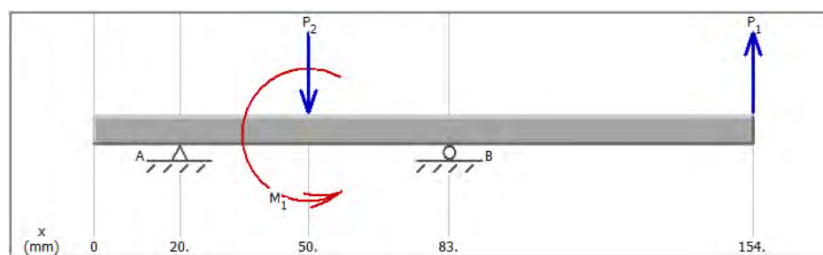


Figura A.5. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-y del eje de la rueda

Por otra parte, la Figura A.19 muestra las fuerzas actuantes correspondientes al plano x-z. En este caso, la fuerza de reacción complementaria producida por la reacción de la interacción de la prótesis con el piso es de 534,7 N. Asimismo, la fuerza actuante en la ubicación del canal chavetero del eje corresponde a la fuerza tangencial producida por la interacción entre el tornillo sin fin y su rueda.

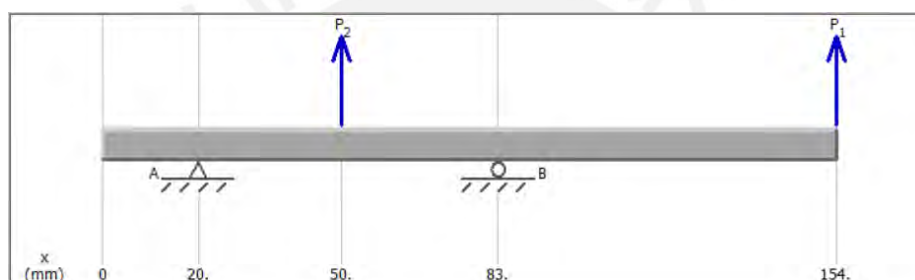


Figura A.6. Diagrama de fuerzas internas en el plano x-z del eje de la rueda

Debido a que la longitud del eje no es por lo menos 10 veces mayor que alguno de sus diámetros, no se puede recurrir al análisis clásico de la teoría de vigas, pues no se cumple el supuesto anterior de la hipótesis Euler-Bernoulli. Por lo tanto, se realizará el método de análisis de elementos finitos por medio del software Ansys en el entorno Static Estructural. En primer lugar, se trasladan las fuerzas mostradas anteriormente al modelo del software y se colocan restricciones cilíndricas en las secciones donde van ubicados los rodamientos (e). Estas restricciones permiten el movimiento solo en el eje tangencial. Por otro lado, se utiliza una restricción cilíndrica adicional (f) solo en la sección donde se transmite el torque a la prótesis. Esta restricción solo restringe el movimiento tangencial, pues absorbe todo el momento torsor transmitido por el mecanismo rueda-tornillo sin fin. Estas condiciones se muestran en la Figura A.20.

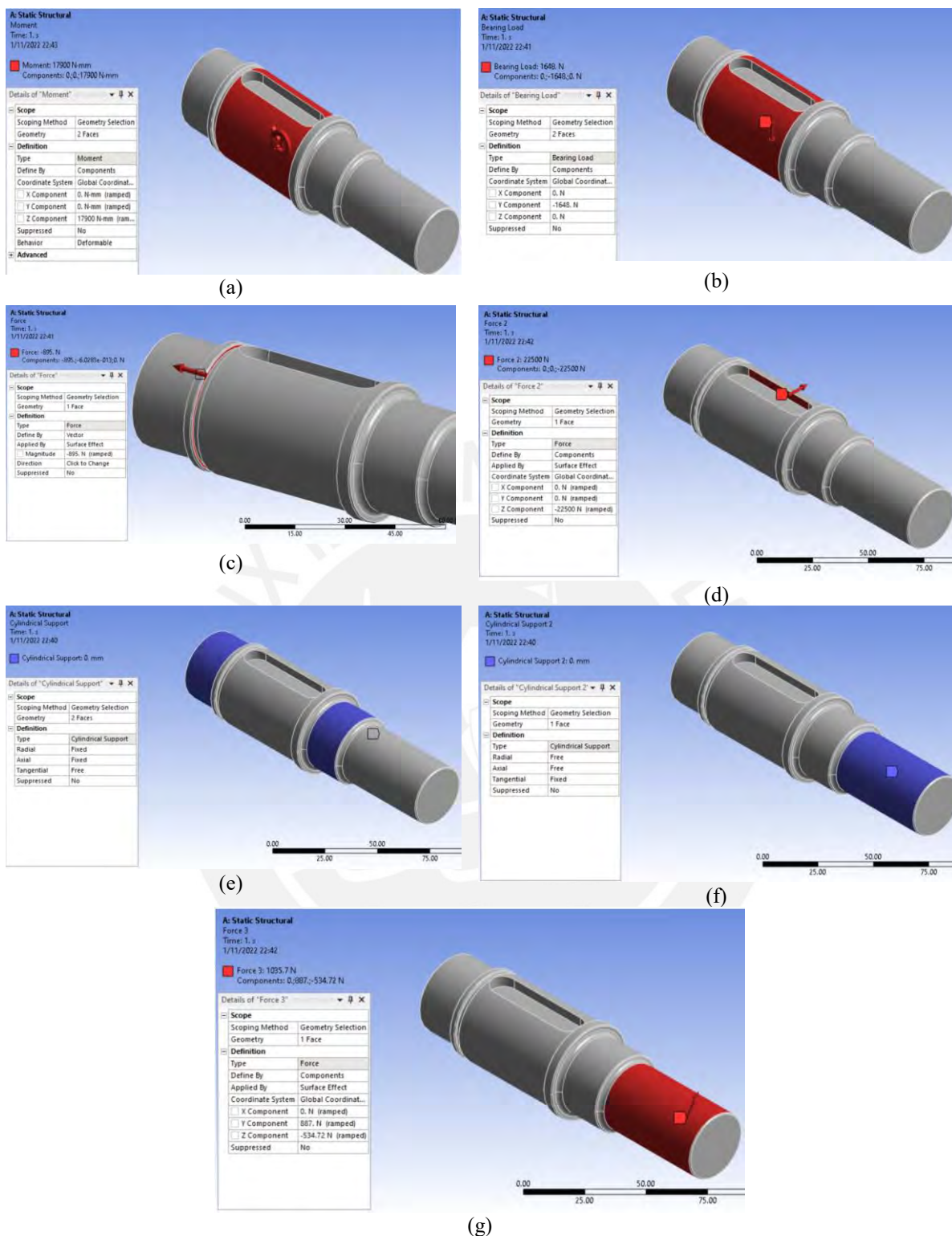


Figura A.20. Condiciones de simulación en el software Ansys

Con ello definido, se procede a evaluar las soluciones para Deformación total, Figura A.21a; Esfuerzo estático equivalente, Figura A.21b; Esfuerzo normal, Figura A.21c; y Esfuerzo cortante, Figura A.21d. Estos últimos esfuerzos nos permiten continuar con el análisis a fatiga, puesto que el software no cuenta con una curva de análisis a fatiga para el material utilizado.

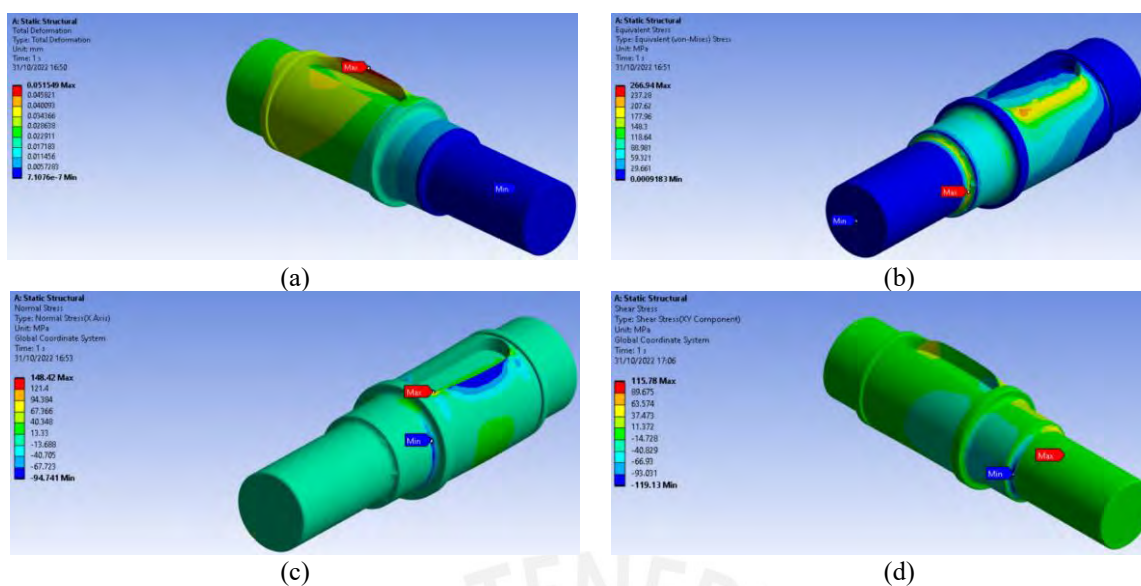


Figura A.21. Resultados de simulación en Ansys

A partir de los resultados obtenidos, se observa una deformación mínima en el eje. A partir del valor del esfuerzo equivalente obtenido, se calcula el factor de seguridad a carga estática por medio de la Ecuación A.100 y el esfuerzo de fluencia del material, según la Tabla A.3 mostrada debajo. Con ello, se obtiene un factor de seguridad de 2,8 para carga estática.

Tabla A.3. Propiedades mecánicas del acero SAE 4140 (Rodríguez, 2009)

Propiedad	Valor
Esfuerzo último de tracción (σ_B)	1000 MPa
Esfuerzo de fluencia (σ_f)	750 MPa
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Módulo de cizallamiento (G)	81 GPa

A continuación, se continúa con el análisis por fatiga. Como es sabido, el esfuerzo cortante toma gran importancia en el esfuerzo equivalente, al estar multiplicada por 3. Además, observando las gráficas c y d de la Figura A.21, se puede apreciar que la zona donde se genera mayor concentración de esfuerzos cortantes, y por ende más intensidad de estos, no presenta relevantes esfuerzos normales. De igual manera, la zona que presenta mayor concentración de esfuerzos normales, presenta poca intensidad en esfuerzos cortantes. Por lo anterior, se procede a realizar el análisis a fatiga para la zona del rodamiento móvil, la cual presenta mayores esfuerzos cortantes.

En primer lugar, se determinan los esfuerzos actuantes con los cuales se trabajan. A partir de los resultados obtenidos, se cuenta con un esfuerzo normal $\sigma_n \approx 0$ y un esfuerzo cortante máximo de $\tau_t = 119,13 \text{ MPa}$. Con estos valores, se pueden determinar el esfuerzo cortante de carga variable y medio para el caso de torsión pulsante, según las Ecuaciones A.110 y A.111.

$$\sigma_m = 0,5 * \sigma \quad (\text{A.110})$$

$$\sigma_a = 0.5 * \sigma \quad (\text{A.111})$$

Entonces se tiene $\tau_{mt} = 59,6 \text{ MPa}$ y $\tau_{at} = 59,6 \text{ MPa}$. Ahora se calculan los coeficientes necesarios para aplicar la ecuación (A.103) y determinar el esfuerzo alternante aumentado. Los coeficientes obtenidos son:

- $c_s=0,88$, obtenido a partir de la Figura A.14, con un R_z de 6 μm
- $c_t=0,75$, obtenido a partir de la Figura A.16, con un diámetro de 35 mm
- $c_{temp}=1$
- $c_{carga}=1$
- $c_{conf}=1$

El factor efectivo de concentración en este caso no se calcula, pues se encuentra intrínseco en el valor obtenido por medio del software Ansys. Reemplazando los coeficientes obtenidos en (A.103), se determina el esfuerzo alternante aumentado $\tau'_{at} = 90,3 \text{ MPa}$. El esfuerzo medio equivalente se determina a partir de (A.106), mientras que el esfuerzo alternante equivalente aumentado se determina a partir de (A.107). Estos valores ascienden a $\sigma_{m-eq} = 103,23 \text{ MPa}$ y $\sigma'_{a-eq} = 156,4 \text{ MPa}$ respectivamente. Con estos valores se procede a calcular el factor de seguridad a fatiga por medio de las Ecuaciones (A.108) y (A.109), el cual tiene un valor de 2,4. Los factores de seguridad por carga estática y carga variable hallados para la sección del rodamiento móvil son aceptables. Por lo tanto, no es necesaria una verificación en la sección del seeger, donde se presenta mayor esfuerzo normal, y se concluye de forma positiva la verificación por resistencia en el eje de la rueda.

A.6. Cálculos de unión eje-cubo

En esta sección se verifican las uniones eje-cubo usadas en este subsistema. Estas uniones corresponden a dos uniones por chaveta, una para la unión motor-tornillo sin fin y otra para la unión rueda-eje de rueda, y a una unión por zunchado entre la brida de sujeción de la prótesis y el eje de la rueda.

Chaveta 1

La primera chaveta a verificar es la que une el motor y el tornillo sin fin. Asumiéndose que el material de la chaveta del motor tiene una resistencia no menor a la de un acero St50 y ya que cumple con la norma DIN 6885, se le verifica solo por aplastamiento por medio de la Ecuación (A.112), la cual utiliza el criterio de presión por aplastamiento (Paulsen, 2014).

$$L_{ef} \geq \frac{2 * T * FS}{d * (h - t_1) * p_{adm}} \quad (A.112)$$

Donde: $-L_{ef}$ =Longitud eficaz de la chaveta

$-T$ =Momento torsor a transmitir

$-FS$ =Factor de seguridad

$-d$ =Diámetro del eje

$-h$ =Altura total de la chaveta, según DIN 6885

$-t_1$ =Altura de la parte de la chaveta medida en el eje, según DIN 6885

$-p_{adm}$ =Presión admisible del material del cubo

Ya que se conoce el ancho de chaveta y el diámetro del eje del motor, de la norma DIN 6885 se extraen los valores de h y t_1 , iguales a 6,3 mm y 3,5 mm respectivamente. La presión admisible para un cubo de acero se aproxima a 90 MPa por recomendación de Paulsen. El momento torsor máximo a transmitir por el motor es de 22400 N.mm y se aplica un factor de seguridad de 2. Reemplazando valores se tiene una longitud eficaz $L_{ef} \geq 18,7$ mm, la cual es menor a la longitud efectiva de la chaveta incorporada en el motor de 37 mm, por lo cual se valida esta unión. Esta chaveta se muestra en la Figura A.22.



Figura A.7. Chaveta 1 entre servomotor y tornillo sinfín

Chaveta 2

En el caso de la chaveta que une la corona con su eje se verifica mediante el criterio seguido por Perea (2019) ya que no se cuenta con información suficiente sobre la presión admisible del bronce de la rueda. Así, se verifica a la chaveta al fallo por aplastamiento y cizalladura según las Ecuaciones (A.113) y (A.114) respectivamente.

$$L_{aplastamiento} \geq \frac{4 * T * FS}{d * h * \sigma_{fluencia}} \quad (A.113)$$

$$L_{cizalladura} \geq \frac{4 * T * FS}{d * b * \sigma_{fluencia}} \quad (A.114)$$

Donde b es el ancho de la chaveta. En esta ocasión el momento torsor a transmitir es de 450000 N.mm, el ancho de la chaveta es de 12 mm, su altura es de 8,3 mm y el diámetro del eje es de 40 mm. Además, el material usado para la chaveta es un acero St60 con un esfuerzo límite de fluencia de 335 MPa. Entonces se tienen las longitudes $L_{aplastamiento} \geq 32,4$ mm y $L_{cizalladura} \geq 22,4$ mm. Con estos valores, se comprueba que la longitud efectiva de la chaveta, la cual es de 50 mm, es superior a las longitudes eficaces, las cuales corresponden a las longitudes obtenidas aumentadas en b . Esta chaveta unión es mostrada en la Figura A.23.

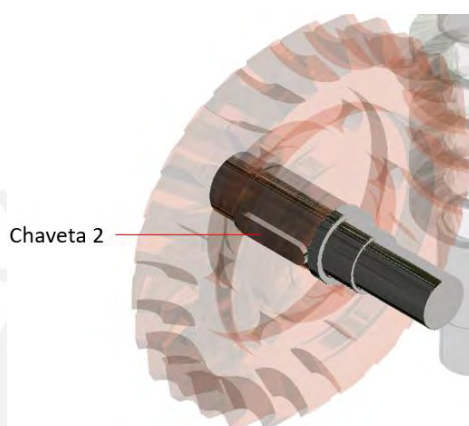


Figura A.8. Chaveta 2 entre corona y su eje

Unión por zunchado

La brida de sujeción de la prótesis se une al eje de la rueda por medio de esta unión. En la Tabla A.4 se presentan las características del eje y la brida con las cuales se verificará esta unión.

Tabla A.4. Requerimientos para la unión por zunchado

Características	Eje	Brida
Material	SAE 4140	A304
Esfuerzo de fluencia ($\sigma_{fluencia}$)	750 MPa	235 MPa ¹
Factor de seguridad de resistencia (FS)	1,5	1,3
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \cdot 10^5$ MPa	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,3	0,3
Profundidad de rugosidad (R_z)	3 μ m	3 μ m
Coefficiente de fricción (μ)		0,2
Factor de seguridad contra el resbalamiento (S_R)		1,5
Longitud de la unión (L)		50 mm

¹ Acero Inoxidable AISI 304 Ficha Técnica, Propiedades, Densidad, Dureza:
<https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/>

Primero se determinan las fuerzas que afectan directamente esta unión. Estas fuerzas corresponden a la fuerza axial F_a , cuyo valor es 895 N, y a la fuerza tangencial F_u en el diámetro del eje d producida por el momento torsor según la Ecuación (A.115). Se asume el peor de los casos como si la fuerza axial influyera en la unión.

$$F_u = \frac{2 * T}{d} \quad (\text{A.115})$$

Entonces la fuerza tangencial es igual a 30000 N.

Con los valores de la fuerza tangencial y la fuerza axial, se hace uso de la Ecuación (A.116) para determinar la presión mínima requerida por la unión, igual a 47,8 MPa.

$$\sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \frac{\mu * p_{min} * \pi * d * L}{S_R} \quad (\text{A.116})$$

Ahora, se determina la presión máxima que puede soportar la unión. Para ello, se verifica por resistencia solo al cubo, debido a que su esfuerzo de fluencia es mucho menor comparado al del eje. La Figura A.24 describe los esfuerzos que se presentan en esta unión debido a la presión entre las paredes. Dichas expresiones están basadas en tubos de pared gruesa; sin embargo, para este análisis se toma como sección circular completamente sólida para el tubo circunscrito. Entonces se tiene que b representa el diámetro exterior del cubo, mientras que c representa el diámetro del eje. La variable a no se toma en cuenta pues representa el diámetro interior del eje, el cual es 0.

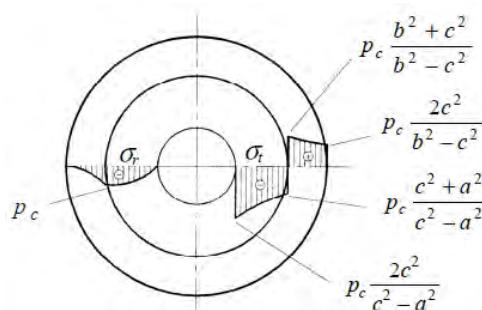


Figura A.9. Esfuerzos presentes en las superficies del eje y el cubo (Paulsen, 2014)

Entonces en el diámetro exterior del cubo se tiene solo el siguiente esfuerzo σ_t .

$$\sigma_t = 1,125 * p_{max} \quad (A.117)$$

Este valor se reemplaza en la expresión del esfuerzo equivalente, definida en la Ecuación (A.118), y se determina la presión máxima gracias a la Ecuación (A.119).

$$\sigma_{eq} = \sigma_t - \sigma_r \quad (A.118)$$

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{fluencia-cubo}}{FS_{cubo}} \quad (A.119)$$

Reemplazando los valores presentados en la Tabla A.4 y reemplazando las expresiones anteriores en las Ecuaciones (A.118) y (A.119) se tiene que la presión máxima en el diámetro exterior del cubo es $p_{max-1} = 160,7 MPa$.

Ahora se determinan los esfuerzos en el diámetro interior del cubo. De la Figura A.24 se determinan las Ecuaciones (A.120) y (A.121).

$$\sigma_t = 2,125 * p_{max} \quad (A.120)$$

$$\sigma_r = -p_{max} \quad (A.121)$$

Reemplazando estos valores en las Ecuaciones (A.118) y (A.119), se tiene una presión máxima al interior del cubo de $p_{max-2} = 160 MPa$. Así, se determina la presión máxima de la unión como 160 MPa.

Debido a que el material del cubo y del eje presentan igual coeficiente de Poisson y módulo de elasticidad, se halla cuál es la interferencia de ajuste según las condiciones de presión dadas por medio de la Ecuación (A.122).

$$p_c = \frac{\delta * E * (b^2 - c^2)}{2 * c * b^2} \quad (A.122)$$

Entonces se tienen $\delta_{min} = 0,0213 mm$ y $\delta_{max} = 0,0714 mm$.

Se hace uso de la Ecuación (A.123) para hallar el valor de la interferencia total considerando las rugosidades del eje y el cubo.

$$U = 2 * \delta + (R_{z-eje} + R_{z-cubo}) \quad (A.123)$$

Entonces se tiene $U_{min} = 0,0486 \text{ mm}$ y $U_{max} = 0,1488 \text{ mm}$.

Tomando en consideración que la cota nominal es 30 mm y asumiendo una tolerancia H6 para el cubo, se determina que la posición de tolerancia requerida es igual a +0,0616 mm. Con ello, se define a partir de la norma ISO 286-1:2010 la posición de tolerancia para el eje de x . Con ella, se calcula la magnitud de tolerancia para el eje, obteniéndose un valor de 0,0848 mm. Con dicho valor se define una magnitud de tolerancia igual a 10.

Entonces el ajuste definido para la unión por zunchado es **30 H6/x10**. Con este ajuste, se vuelven a recalcular las presiones mínima y máxima logradas aplicando un procedimiento inverso al realizado. Tras este proceso, se determinan las nuevas presiones en la unión, iguales a $p_{min} = 50,4 \text{ MPa}$ y $p_{max} = 159 \text{ MPa}$, con lo cual se verifica que están dentro del rango de presiones anterior y se concluye positivamente la verificación de esta unión. En la Figura A.25 se muestra la unión eje cubo en la caja reductora.

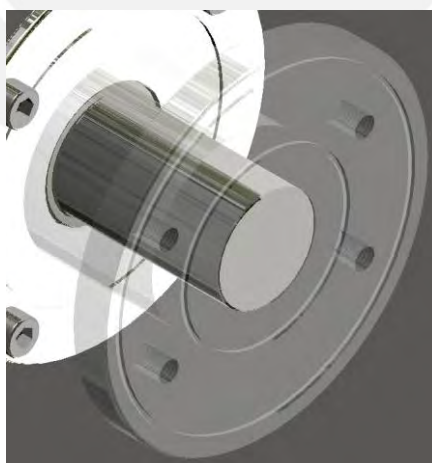


Figura A.10. Unión eje de la corona y brida de sujeción por zunchado

A.7. Verificación del mecanismo elegido

En la sección de selección de componentes mecánicos, se eligió al eje lineal accionado por un husillo de bolas cuyo modelo es **EPX-II 40 KG**. Una vez definido el mecanismo con el que se trabajará, el fabricante recomienda una evaluación del ciclo de vida estimado a partir de las cargas actuantes. Sin embargo, dado que no se cuenta con esta información, se utiliza la información proporcionada por Winter (2009). Así, se cuenta con las fuerzas de reacción vertical y horizontal generadas durante un ciclo de marcha por una persona de 1.75 m y 56.7 kg. Esta información si bien no es acorde a los requerimientos establecidos, puede ser usada para predecir el comportamiento o ciertos patrones de lo que se obtendría en caso fuera una persona de 75 kg.

La Figura A.26 y la Figura A.27 muestran las curvas de fuerza vertical y fuerza horizontal de reacción obtenidas por medio de los ensayos hechos por Winter. Esta data fue filtrada usando un filtro Butterworth de igual manera que se describió en la sección 2.1.3 del documento principal.

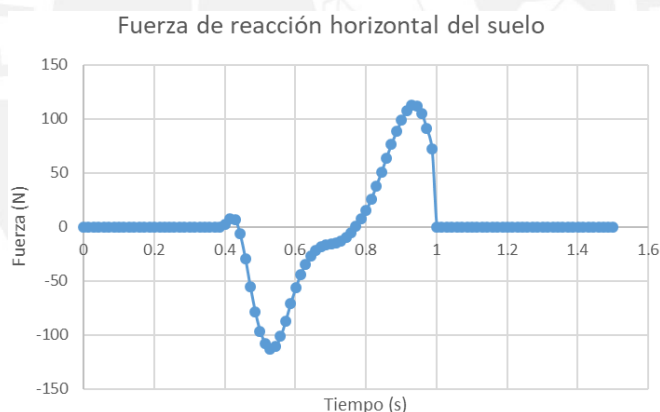


Figura A.11. Fuerza de reacción horizontal del suelo

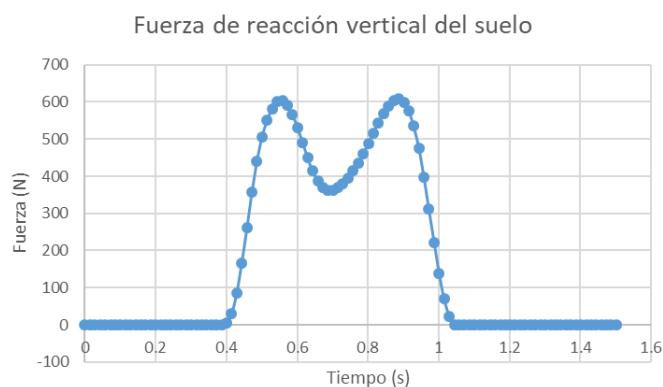


Figura A.12. Fuerza de reacción vertical del suelo

A partir de esta data de fuerza obtenida y los datos cinemáticos registrados en la anterior sección, se obtienen más datos para proceder con la verificación tal como los momentos que estas fuerzas generan en todo momento. Entonces, los momentos que estas fuerzas generan se obtienen a partir de la Ecuación (A.124).

$$M = F * d \quad (\text{A.124})$$

Donde M es el momento generado por la fuerza F aplicada a una distancia d . En este caso, se evalúan los momentos generados tanto por la fuerza de reacción vertical y horizontal. La distancia a las cuales se considera que se aplican estas fuerzas corresponden a 0.155 m y 0.45 m respectivamente. Estas distancias están determinadas por la distancia entre el extremo de la brida de sujeción para la prótesis y el carro móvil del eje lineal y la distancia entre el piso de la caminadora y la altura a la cual se une la prótesis a la máquina respectivamente.

Asimismo, sobre el husillo no se efectúa la fuerza de reacción vertical del suelo en todo momento, pues también existen periodos, como en la fase de balanceo, en los que se requiere una determinada aceleración para mover la masa total (prótesis, caja reductora, guía del husillo). A partir de los datos de masa proporcionados por inventor respecto a la caja reductora, sumados a los de la masa de la guía y la prótesis, se estima una masa total de 40 kg a mover. Con los datos de aceleración mostrados en la Figura 2.23 del documento principal, se puede obtener la fuerza real generada en el husillo a partir de la Ecuación (A.125), obtenida a partir de modelar el conjunto de guía, prótesis y caja reductora como una partícula.

$$F = m * (g + a) \quad (\text{A.125})$$

Donde F es la fuerza que lineal que ejerce el husillo, m es la masa total del conjunto mencionado, g es la aceleración debido a la gravedad y a es la aceleración vertical de la prótesis transtibial. En caso se genere una fuerza de reacción vertical R_y , como en la fase de apoyo del ciclo de marcha, la Ecuación A.125 se convierte en la Ecuación (A.126).

$$F = m * (g + a) - R_y \quad (\text{A.126})$$

A partir de los datos obtenidos por la fuerza lineal F ejercida por el husillo, la fuerza de reacción horizontal pie-piso y los momentos generados por la aplicación de las fuerzas horizontal y vertical de la reacción pie-piso, se puede determinar el valor característico de carga B_k . La otra fuerza de reacción horizontal correspondiente al movimiento de inversión y eversión del tobillo se desprecia pues su valor es despreciable en comparación a las otras fuerzas de reacción. Por esta razón, también se desprecia el momento que esta fuerza genera. La Figura A.28 muestra las fuerzas y momentos considerados. El valor de B_k se calcula según la Ecuación A.127.

$$B_k = \frac{F_x}{F_{x_{max}}} + \frac{F_y}{F_{y_{max}}} + \frac{M_x}{M_{x_{max}}} + \frac{M_y}{M_{y_{max}}} \quad (\text{A.127})$$

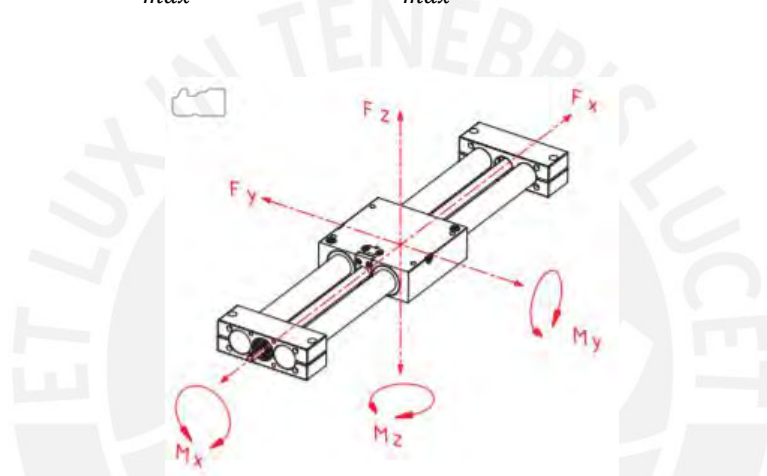


Figura A.13. Fuerzas consideradas para la estimación de vida útil

Los valores de carga máximos se obtienen a partir del catálogo proporcionado por el fabricante. Este recomienda hacer este cálculo con el promedio de las cargas actuantes, por lo cual, se tomó el promedio para las cargas a usar en la Ecuación (A.127). Con los datos proporcionados por Winter para la fase de apoyo, se obtuvo un valor de 0,5 para B_k . Así, se obtiene un valor mucho menor que el recomendado, que es 1. Con ello, se obtiene un resultado adecuado para estimar que el mecanismo puede soportar las cargas generadas por una persona de 75 kg, pues los valores que cambiarían serían únicamente los valores de fuerza de la fase de apoyo. Evidentemente, se requieren datos confiables generados a partir de un ensayo de marcha por una persona de 75 kg para poder calcular con mayor precisión la vida útil del mecanismo.

A.8. Cálculos de selección de motor de desplazamiento vertical

Con el eje lineal EPX-II 40 KG seleccionado, se establecen los parámetros adecuados que ayudan en la selección del motor que lo acciona. En primer lugar, a partir de la cinemática que requiere el eje lineal se puede determinar las velocidades que debe proporcionar el motor. Esta velocidad se halla mediante la Ecuación (A.128). Asimismo, también se tiene en consideración los límites establecidos por el husillo de bolas, tal como la velocidad máxima de giro, la cual no debe exceder los 2700 RPM.

$$n_m = \frac{600 * v_y}{f} \quad (\text{A.128})$$

Donde n_m es la velocidad de giro del motor en RPM, v_y es la velocidad lineal del husillo en cm/s y f es el avance del husillo. La Figura A.29 muestra las velocidades de giro que debe proporcionar el motor.

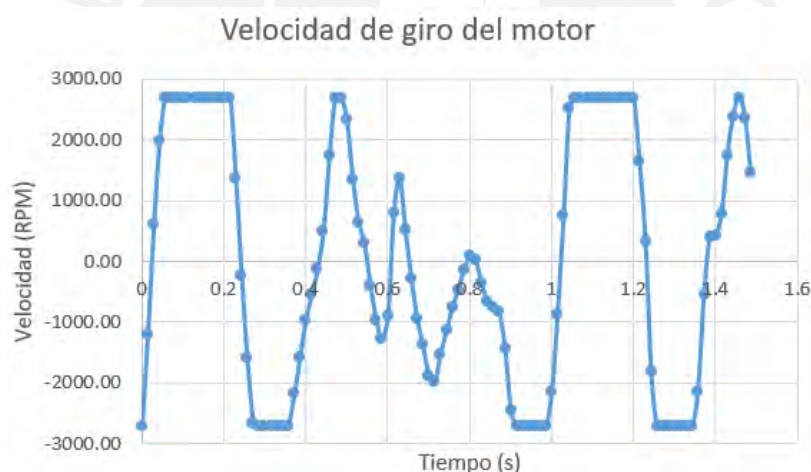


Figura A.14. Velocidad de giro del motor de desplazamiento vertical

Tal como se observa, se requiere alta velocidad para el motor. Asimismo, para determinar la potencia que este requiere se consideran los valores RMS de las fuerzas y velocidad aplicadas, ya que estas actúan en ambos sentidos. La potencia se determina según la Ecuación (A.129).

$$P = \frac{F * v_y}{\eta} \quad (\text{A.129})$$

Donde P es la potencia que requiere el motor en W, F es la fuerza que ejerce el husillo en N, v_y es la velocidad lineal del husillo en m/s y η es la eficiencia del husillo, la cual se considera de 0,9. Entonces, se determina que la potencia requerida es 85,78 W. No obstante, para asegurar que el motor pueda entregar el torque requerido y la velocidad necesaria en todo momento, se determina una nueva potencia con las condiciones críticas, es decir, el torque y velocidad máximos requeridos. El torque máximo requerido se determina a partir de la Ecuación (A.130).

$$T = \frac{P}{n_m * \frac{\pi}{30}} \quad (\text{A.130})$$

Donde T es el torque en N.m, P es la potencia que requiere el motor en W y n_m es la velocidad de giro del motor en RPM. La Figura A.30 muestra el torque requerido en el motor.



Figura A.15. Torque requerido en el motor de desplazamiento vertical

Como se aprecia, el torque requerido al inicio es dos veces mayor que el torque máximo que se requiere durante la fase de apoyo, que es la fase en la que aparecen las fuerzas de reacción pie-piso y comprendida entre 0.4 s y 1 s en la gráfica. Con ello, se puede concluir que, aunque la fuerza de reacción vertical aumente durante la fase de apoyo, el torque máximo requerido seguirá siendo de aproximadamente 1 N.m, pues este valor involucra solo la aceleración vertical requerida durante la fase de balanceo. Entonces, la potencia máxima a requerir por el motor se calcula aplicando la Ecuación (A.129) con el valor de torque hallado y la velocidad de giro máxima que se da para este torque, cuyo valor es 2700 RPM. Así, la potencia máxima requerida es aproximadamente 287W. Con estos valores, se procede a elegir un motor en la sección de selección de componentes electrónicos.

A.9. Cálculos para análisis estructural

La prótesis a ensayar, la caja reductora, el eje lineal y el tablero eléctrico, principales componentes del módulo de ensayos, se adhieren a la estructura principal por medio de uniones atornilladas. Estos componentes generan diversas fuerzas en los puntos de las uniones en la estructura debido a los momentos que generan por su propio peso y las reacciones de fuerza involucradas, tal como en la prótesis a ensayar. Además de ello, las propias vigas de la estructura generan un peso considerable a tener en cuenta para el análisis estructural. Este análisis se lleva a cabo en el programa Autodesk Inventor 2020. En primer lugar, se toman en cuenta las fuerzas externas generadas por el peso de los componentes, las cuales se distribuyen equitativamente en cada tornillo, y de la propia estructura. Estas fuerzas se muestran en la Figura A.31.

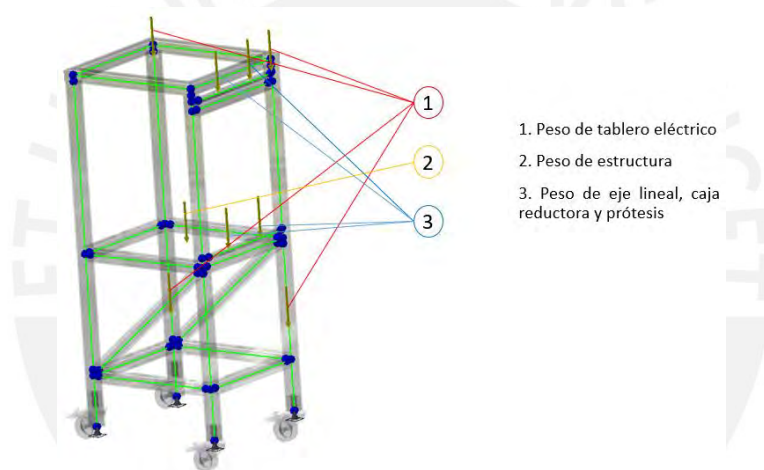


Figura A.16. Fuerzas externas por peso presentes en estructura

Luego, se toma en cuenta el momento que generan estas fuerzas debido a que el peso no recae directamente en los tornillos, sino en el centroide de los componentes adheridos. El centroide se obtiene usando la opción de iProperties en Inventor, la cual permite obtener las coordenadas y masas, las cuales fueron debidamente configuradas en cada pieza o componente, de los subensambles adheridos a la estructura. Gracias a estos datos se puede aplicar la Ecuación A.1312 para hallar el centro de masa de todos los componentes adheridos a la estructura. Así, se determinan las distancias existentes en cada eje de coordenadas entre las fuerzas externas, los centros de masa y la ubicación de los tornillos.

$$X_c = \frac{m_1 * x_1 + m_2 * x_2 + m_3 * x_3 + \dots + m_n * x_n}{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n} \quad (\text{A.132})$$

Donde X_C es el centro de masas total para una determinada coordenada, m_i es la masa de cada componente o subensamble y x_i es una determinada coordenada del centro de masas de cada componente o subensamble. En la Figura A.32 se muestran las distancias involucradas en el momento generado por las fuerzas de gravedad de los componentes adheridos a la estructura. Cabe mencionar que se asume que los pesos de los componentes se encuentran en el punto medio de la posición horizontal de los tornillos debido a que no existe diferencia significativa entre las distancias reales.

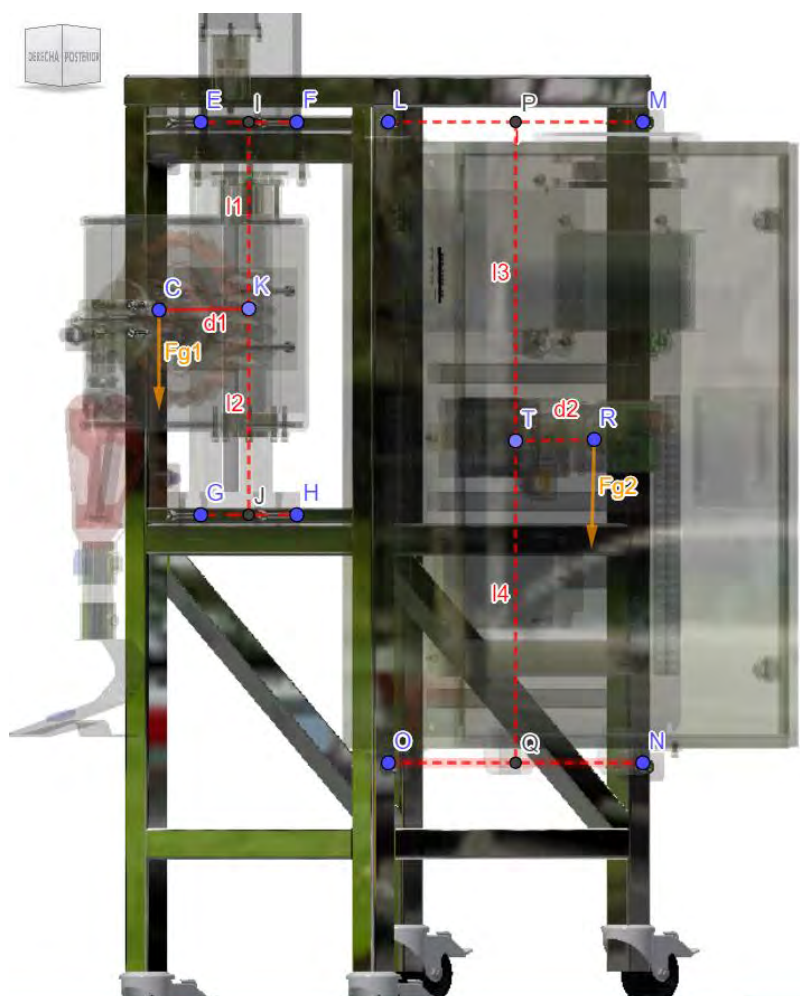


Figura A.17. Distancias involucradas en momento generado por peso de componentes en estructura

Donde E, F, G, H, L, M, O y N son los puntos donde se ubican las uniones atornilladas, d1 es la distancia del centro de masas de los subensambles eje lineal, caja reductora y prótesis al plano donde se encuentran los tornillos que los sujetan; mientras que, d2 es la distancia del centro de masas del tablero eléctrico al plano donde se encuentran los tornillos que lo sujetan. Además, Fg1 es el peso de los subensambles mencionados anteriormente; mientras que, Fg2 es el peso

del tablero eléctrico. Los momentos que generan estas fuerzas y distancias pueden descomponerse en dos fuerzas a compresión en las uniones superiores y dos fuerzas a tracción en las uniones inferiores, tal como se muestra en la Figura A.33 y se expresa en la Ecuación A.133. La deformación originada por estas fuerzas es proporcional a la magnitud de las mismas y, por ende, a las distancias a las que son aplicadas. Así, se obtiene la Ecuación A.1345.

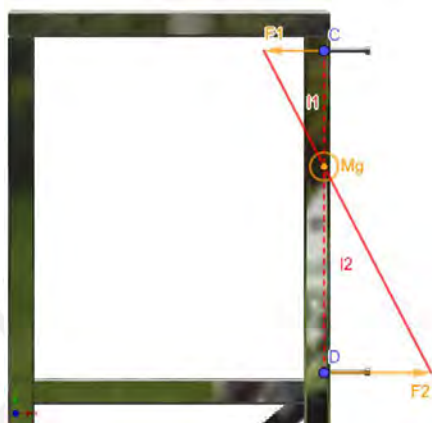


Figura A.18. Fuerzas generadas por el momento debido al peso de los componentes

$$M_g = F_1 * l_1 + F_2 * l_2 \quad (\text{A.135})$$

$$\frac{F_1}{l_1} = \frac{F_2}{l_2} \quad (\text{A.136})$$

Donde M_g es el momento generado por el peso de los componentes adheridos a la estructura, F_1 y F_2 son las fuerzas generadas por el momento M_g , y l_1 y l_2 son las distancias desde el momento generado hasta la ubicación de los tornillos. Tras determinar estas fuerzas, se considera no incluir aquellas generadas por el peso del tablero eléctrico al ser muy pequeñas. Continuando con la determinación de las fuerzas involucradas, ahora se toma en cuenta la fuerza externa ejercida por la reacción del piso sobre la prótesis durante el ensayo. De igual manera en que se procedió con los pesos en la Figura A.31, se descompone cada fuerza de reacción, vertical y horizontal, en 4 fuerzas equivalentes ubicadas donde los tornillos que sujetan todo el conjunto de la prótesis. Estas fuerzas al ser aplicadas en un punto externo también generan momentos, según se muestra en la Figura A.34.

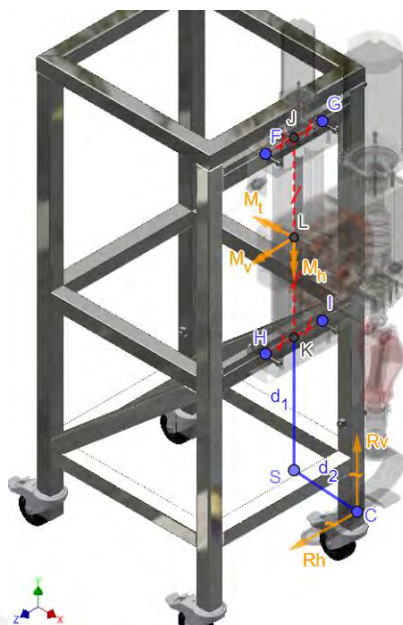


Figura A.19. Momentos generados en la estructura por las fuerzas externas

Donde F, G, H e I son los puntos donde se ubican las uniones atornilladas, R_h y R_v son las fuerzas de reacción prótesis-piso horizontal y vertical respectivamente, M_h , M_v y M_t son los momentos generados por las fuerzas de reacción horizontal y vertical ubicados en el centro de las cuatro uniones atornilladas, L es el centro de las cuatro uniones atornilladas, d_1 es la distancia desde la fuerza R_h hasta el punto L , d_2 es la distancia desde las fuerzas R_v y R_h hasta el punto L . Las fuerzas que generan los momentos M_h y M_v se obtienen de igual manera en que se procedió anteriormente mediante las Ecuaciones A.137 y A.138 y descomponiéndolas según se muestra en la Figura A.33. Las fuerzas que son generadas por M_t en las uniones se obtienen según se muestra en la Figura A.35 y por medio de las mismas Ecuaciones A.139 y A.140.

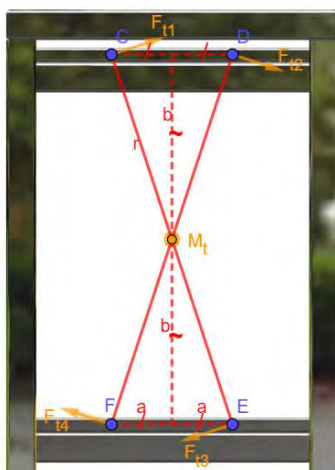


Figura A.20. Fuerzas generadas por momento M_t

Donde F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} y F_{t4} son las fuerzas generadas en las uniones atornilladas por M_t , a y b son las distancias horizontal y vertical respectivamente de cada unión al centro de todas, r es la distancia total desde el centro de todas las uniones a cada una de estas. Debido a la Ecuación A.141, se puede notar que las cuatro fuerzas resultantes son equivalentes en módulo. Además, cabe mencionar que estas fuerzas se generan en dirección perpendicular a la distancia r , y esta distancia se puede obtener mediante el teorema de Pitágoras gracias a los catetos a y b . Finalmente, cada fuerza obtenida se ingresa en el entorno de “Análisis de estructura” del programa Autodesk Inventor para proceder a la validación del modelo estructural.





ANEXO B

DATASHEETS

B.1. Interruptor termomagnético A9F75225

Product data sheet Characteristics

A9F75225

miniature circuit breaker - iC60N - 2 poles - 25 A - D curve



Main

Circuit breaker application	Distribution
Range of product	IC60
Device short name	IC60N
Poles description	2P
Number of protected poles	2
[In] rated current	25 A
Network type	AC DC
Trip unit technology	Thermal-magnetic
Curve code	D
Utilisation category	Category A EN 60947-2 Category A IEC 60947-2
Suitability for isolation	Yes EN 60898-1 Yes EN 60947-2 Yes IEC 60898-1 Yes IEC 60947-2

Complementary

Network frequency	50/60 Hz
[Ue] rated operational voltage	100...130 V AC 50/60 Hz 12...60 V AC 50/60 Hz 220...240 V AC 50/60 Hz 380...415 V AC 50/60 Hz 400 V AC 50/60 Hz 440 V AC 50/60 Hz 12...144 V DC
Magnetic tripping limit	12 x In +/- 20 %
Breaking capacity	10 kA Icu EN 60947-2 380...415 V AC 50/60 Hz 10 kA Icu IEC 60947-2 380...415 V AC 50/60 Hz 20 kA Icu EN 60947-2 220...240 V AC 50/60 Hz 20 kA Icu IEC 60947-2 220...240 V AC 50/60 Hz 36 kA Icu EN 60947-2 100...130 V AC 50/60 Hz 36 kA Icu EN 60947-2 12...60 V AC 50/60 Hz 36 kA Icu IEC 60947-2 100...130 V AC 50/60 Hz 36 kA Icu IEC 60947-2 12...60 V AC 50/60 Hz 6 kA Icu EN 60947-2 440 V AC 50/60 Hz 6 kA Icu IEC 60947-2 440 V AC 50/60 Hz 6000 A Icn EN 60898-1 400 V AC 50/60 Hz 6000 A Icn IEC 60898-1 400 V AC 50/60 Hz 6 kA Icu EN 60947-2 12...144 V DC 6 kA Icu IEC 60947-2 12...144 V DC
[Ics] rated service breaking capacity	27 kA 75 % EN 60947-2 12...60 V AC 50/60 Hz 27 kA 75 % IEC 60947-2 12...60 V AC 50/60 Hz 6 kA 100 % EN 60947-2 12...144 V DC 6 kA 100 % IEC 60947-2 12...144 V DC 27 kA 75 % EN 60947-2 100...130 V AC 50/60 Hz 15 kA 75 % EN 60947-2 220...240 V AC 50/60 Hz 7.5 kA 75 % EN 60947-2 380...415 V AC 50/60 Hz 4.5 kA 75 % EN 60947-2 440 V AC 50/60 Hz 27 kA 75 % IEC 60947-2 100...130 V AC 50/60 Hz 15 kA 75 % IEC 60947-2 220...240 V AC 50/60 Hz 7.5 kA 75 % IEC 60947-2 380...415 V AC 50/60 Hz 4.5 kA 75 % IEC 60947-2 440 V AC 50/60 Hz
[Ui] rated insulation voltage	500 V AC 50/60 Hz EN 60947-2 500 V AC 50/60 Hz IEC 60947-2

B.2. Interruptor diferencial A9R71225

Hoja de datos del producto

Características

A9R71225

Acti 9 IID - RCCB - 2P - 25A - 30mA - tipo AC



Principal

Distancia	Acti 9
Nombre del producto	Acti 9 IID
Tipo de producto o componente	Disyuntor de corriente residual (RCCB)
Modelo de dispositivo	IID
Número de polos	2P
Posición de polo de neutro	Izquierda
Corriente nominal	25 A
Tipo de red	CA
Sensibilidad a la fuga a tierra	30 mA
Retraso tiempo protec. pérdida a tierra	Instantáneo
Prot. c. fuga a tier. (tabular)	Tipo AC

Complementario

Ubicación dispositivo sistema	Salida
Frecuencia asignada de empleo	50/60 Hz
Tensión asignada de empleo	220...240 V CA 50/60 Hz
Tecnología de disparo corriente residual	Independiente tensión
Capacidad de cierre y corte nominal	Idm 1500 A Im 1500 A
Rated conditional short-circuit current	10 kA
Tensión asignada de aislamiento	500 V CA 50/60 Hz
[Uimp] Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV
Indicación de contacto positivo	Sí
Tipo de control	Palanca de conmutación
Modo de montaje	Clip-on
Soporte de montaje	Carril DIN
Pasos de 9 mm	4
Alto	91 mm
Ancho	36 mm
Profundidad	73,5 mm
Peso del producto	0,21 kg
Color	Blanco

B.3. Fuente de alimentación RSP-3000-48

		3000W Power Supply with Single Output		RSP-3000 series	
SPECIFICATION					
MODEL		RSP-3000-12	RSP-3000-24	RSP-3000-48	
OUTPUT	DC VOLTAGE	12V	24V	48V	
	RATED CURRENT	200A	125A	62.5A	
	CURRENT RANGE	0 - 200A	0 - 125A	0 - 62.5A	
	RATED POWER	2400W	3000W	3000W	
	RIPPLE & NOISE (max.) Note.2	150mVp-p	150mVp-p	200mVp-p	
	VOLTAGE ADJ. RANGE	10.8 - 13.2V	22 - 28V	43 - 56V	
	VOLTAGE TOLERANCE Note.3	±1.0%	±1.0%	±1.0%	
	LINE REGULATION	±0.5%	±0.5%	±0.5%	
	LOAD REGULATION	±0.5%	±0.5%	±0.5%	
	SETUP, RISE TIME	1000ms, 80ms at full load			
HOLD UP TIME (Typ.)	10ms at full load				
INPUT	VOLTAGE RANGE	180 - 264VAC 254 - 370VDC			
	FREQUENCY RANGE	47 - 63Hz			
	POWER FACTOR (Typ.)	0.95/230VAC at full load			
	EFFICIENCY (Typ.)	87.5%	90%	81.5%	
	AC CURRENT (Typ.)	20A/180VAC 16A/230VAC			
	INRUSH CURRENT (Typ.)	60A/230VAC			
	LEAKAGE CURRENT	<2.0mA / 240VAC			
PROTECTION	OVERLOAD	100 - 112% rated output power User adjustable continuous constant current limiting or constant current limiting with delay shutdown after 5 seconds, re-power on to recover			
	OVER VOLTAGE	13.8 - 16.8V	28.8 - 33.6V	57.6 - 67.2V	
	OVER TEMPERATURE	Protection type : Shut down o/p voltage, re-power on to recover Shut down o/p voltage, recovers automatically after temperature goes down			
FUNCTION	OUTPUT VOLTAGE	2.4 - 13.2V	4.8 - 28V	9.6 - 56V	
	PROGRAMMABLE(PV)	Please refer to the Function Manual.			
	CURRENT SHARING	Up to 9000W or (2+1) units. Please refer to the Function Manual.			
	AUXILIARY POWER(AUX)	12V@0.1A(Only for Remote ON/OFF control)			
	REMOTE ON-OFF CONTROL	Please refer to the Function Manual			
	REMOTE SENSE	Compensate voltage drop on the load wiring up to 0.25V. Please refer to the Function Manual.			
	ALARM SIGNAL OUTPUT	Power OK signal. Please refer to the Function Manual			
ENVIRONMENT	WORKING TEMP.	-20 - +70°C. (Refer to "Derating Curve")			
	WORKING HUMIDITY	20 - 90% RH non-condensing			
	STORAGE TEMP., HUMIDITY	-40 - +85°C, 10 - 95% RH non-condensing			
	TEMP. COEFFICIENT	±0.05%/°C (0 - 50°C)			
	VIBRATION	10 - 500Hz, 2G 10min./1cycle, 60min. each along X, Y, Z axes			
SAFETY & EMC (Note 4)	SAFETY STANDARDS	UL80950-1, TUV EN60950-1, EAC TP TC 004 approved			
	WITHSTAND VOLTAGE	I/P-O/P:3KVAC I/P-FG:2KVAC O/P-FG:0.5KVAC			
	ISOLATION RESISTANCE	I/P-O/P, I/P-FG, O/P-FG:100M Ohms / 500VDC / 25°C / 70% RH			
	EMC EMISSION	Parameter	Standard	Test Level / Note	
		Conducted	EN55032 (CISPR32) / EN55011 (CISPR11)		Class B
		Radiated	EN55032 (CISPR32) / EN55011 (CISPR11)		Class A
		Harmonic Current	EN61000-3-2		-----
	EMC IMMUNITY	Voltage Flicker	EN61000-3-3		-----
		EN55024, EN61204-3, EN61000-6-2			
		Parameter	Standard	Test Level / Note	
ESD		EN61000-4-2		Level 3, 9KV/air ; Level 2, 4KV/contact	
Radiated		EN61000-4-3		Level 3	
EFT / Burst		EN61000-4-4		Level 3	
Surge		EN61000-4-5		Level 3, 2KV/Line-Earth ; Level 2, 1KV/Line-Line	
Conducted		EN61000-4-6		Level 3	
Magnetic Field	EN61000-4-8		Level 4		
Voltage Dips and Interruptions	EN61000-4-11		>95% dip 0.5 periods, 30% dip 25 periods; >95% interruptions 250 periods		
OTHERS	MTBF	223.8K hrs min. Telcordia SR-332 (Bellcore) ; 75.1K hrs min. MIL-HDBK-217F (25°C)			
	DIMENSION	278*177.8*63.5mm (L*W*H)			
	PACKING	4Kg, 4pcs/16Kg/1.81CUFT			

B.4. Fuente de alimentación RSP-500-48



500W Single Output with PFC Function

RSP-500 series

SPECIFICATION

MODEL	RSP-500-3.3	RSP-500-4	RSP-500-5	RSP-500-12	RSP-500-15	RSP-500-24	RSP-500-27	RSP-500-48	
OUTPUT	DC VOLTAGE	3.3V	4V	5V	12V	15V	24V	27V	48V
	RATED CURRENT	90A	90A	90A	41.7A	33.4A	21A	18.6A	10.5A
	CURRENT RANGE	0 ~ 90A	0 ~ 90A	0 ~ 90A	0 ~ 41.7A	0 ~ 33.4A	0 ~ 21A	0 ~ 18.6A	0 ~ 10.5A
	RATED POWER	297W	360W	450W	500.4W	501W	504W	502.2W	504W
	RIPPLE & NOISE (max.) Note.2	120mVp-p	120mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p	150mVp-p
	VOLTAGE ADJ. RANGE	2.8 ~ 3.6V	3.6 ~ 4.3V	4.5 ~ 5.5V	10 ~ 13.2V	13.5 ~ 18V	20 ~ 26.4V	26 ~ 30V	41 ~ 56V
	VOLTAGE TOLERANCE Note.3	±2.0%	±2.0%	±2.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%
	LINE REGULATION	±0.5%	±0.5%	±0.5%	±0.3%	±0.3%	±0.2%	±0.2%	±0.2%
	LOAD REGULATION	±1.0%	±1.0%	±1.0%	±0.5%	±0.5%	±0.5%	±0.5%	±0.5%
	SETUP, RISE TIME	1500ms, 80ms/230VAC		3000ms, 80ms/115VAC at full load					
HOLD UP TIME (Typ.)	18ms/230VAC		14ms/115VAC at full load						
INPUT	VOLTAGE RANGE Note.4	85 ~ 264VAC		120 ~ 370VDC					
	FREQUENCY RANGE	47 ~ 63Hz							
	POWER FACTOR (Typ.)	PF>0.95/230VAC		PF>0.98/115VAC at full load					
	EFFICIENCY (Typ.)	81%	83%	84%	88%	88%	89%	89.5%	90.5%
	AC CURRENT (Typ.)	4.2A/115VAC	2.1A/230VAC	5.3A/115VAC	2.65A/230VAC				
	INRUSH CURRENT (Typ.)	20A/115VAC	40A/230VAC						
	LEAKAGE CURRENT	<2mA / 240VAC							
PROTECTION	OVERLOAD	105 ~ 130% rated output power Protection type : Constant current limiting, recovers automatically after fault condition is removed							
	OVER VOLTAGE	3.8 ~ 4.5V	4.5 ~ 5.3V	5.75 ~ 6.75V	13.8 ~ 16.2V	18.8 ~ 21.8V	27.6 ~ 32.4V	32.9 ~ 38.3V	56.4 ~ 68V
	OVER TEMPERATURE	Shut down o/p voltage, recovers automatically after temperature goes down							
FUNCTION	REMOTE CONTROL	POWER ON: open or 0~0.8VDC between RC+(Pin 4)&RC-(Pin3) on CN100 POWER OFF: 4~10VDC between RC+(Pin 4)&RC-(Pin3) on CN100							
	REMOTE SENSE	Compensate voltage drop on the load wiring up to 0.3V							
	FAN CONTROL (Typ.)	RTH2≥50°C±10°C Fan on ; RTH2≤40°C±10°C Fan off (Fan always on for 3.3~5V, Fan ON/OFF control for 12~48V)							
ENVIRONMENT	WORKING TEMP.	-30 ~ +70°C (Refer to "Derating Curve")							
	WORKING HUMIDITY	20 ~ 90% RH non-condensing							
	STORAGE TEMP., HUMIDITY	-40 ~ +85°C, 10 ~ 95% RH							
	TEMP. COEFFICIENT	±0.03%/°C (0 ~ 50°C)							
SAFETY & EMC (Note.4)	VIBRATION	10 ~ 500Hz, 2G 10min./1cycle, 60min. each along X, Y, Z axes							
	SAFETY STANDARDS	UL62368-1, TUV EN62368-1, EAC TP TC 004, CCC GB4943.1, BSMI CNS14336-1 approved							
	WITHSTAND VOLTAGE	I/P-O/P: 3KVAC		I/P-FG: 2KVAC		O/P-FG: 0.5KVAC			
	ISOLATION RESISTANCE	I/P-O/P, I/P-FG, O/P-FG: 100M Ohms / 500VDC / 25°C / 70% RH							
	EMC EMISSION	Compliance to EN55032 (CISPR32) Class B, EN61000-3-2,-3, EAC TP TC 020, GB/T 9254, CNS13438 Class B							
OTHERS	EMC IMMUNITY	Compliance to EN61000-4-2,3,4,5,6,8,11, EN55024, EN61000-6-2, criteria A, EAC TP TC 020							
	MTBF	187.7K hrs min. MIL-HDBK-217F (25°C)							
	DIMENSION	230*127*40.5mm (L*W*H)							
	PACKING	1.3Kg; 9pcs/12.7Kg/0.7CUFT							

B.5. Fuente de alimentación MDR-20-24



20W Single Output Industrial DIN Rail Power Supply

MDR-20 series



■ Features :

- Universal AC input/Full range
- Protections: Short circuit / Overload / Over voltage
- Cooling by free air convection
- Can be installed on DIN rail TS-35/7.5 or 15
- Built in DC OK active signal
- LED indicator for power on
- 100% full load burn-in test
- No load power consumption < 0.75W
- 3 years warranty



SPECIFICATION

MODEL	MDR-20-5	MDR-20-12	MDR-20-15	MDR-20-24	
OUTPUT	DC VOLTAGE	5V	12V	15V	24V
	RATED CURRENT	3A	1.67A	1.34A	1A
	CURRENT RANGE	0 ~ 3A	0 ~ 1.67A	0 ~ 1.34A	0 ~ 1A
	RATED POWER	15W	20W	20W	24W
	RIPPLE & NOISE (max.) <small>Note.2</small>	80mVp-p	120mVp-p	120mVp-p	150mVp-p
	VOLTAGE ADJ. RANGE	4.75 ~ 5.5V	10.8 ~ 13.2V	13.5 ~ 16.5V	21.6 ~ 26.4V
	VOLTAGE TOLERANCE <small>Note.3</small>	±2.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%
	LINE REGULATION	±1.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%
	LOAD REGULATION	±1.0%	±1.0%	±1.0%	±1.0%
	SETUP, RISE TIME <small>Note.5</small>	500ms, 30ms/230VAC	1000ms, 30ms/115VAC at full load		
HOLD UP TIME (Typ.)	50ms/230VAC	20ms/115VAC at full load			
INPUT	VOLTAGE RANGE	85 ~ 264VAC	120 ~ 370VDC		
	FREQUENCY RANGE	47 ~ 63Hz			
	EFFICIENCY (Typ.)	76%	80%	81%	84%
	AC CURRENT (Typ.)	0.55A/115VAC	0.35A/230VAC		
	INRUSH CURRENT (Typ.)	COLD START 20A/115VAC	40A/230VAC		
LEAKAGE CURRENT	≤1mA / 240VAC				
PROTECTION	OVERLOAD	105 ~ 160% rated output power Protection type : Constant current limiting, recovers automatically after fault condition is removed			
	OVER VOLTAGE	5.75 ~ 6.75V	13.8 ~ 16.2V	17.25 ~ 20.25V	27.6 ~ 32.4V
		Protection type : Shut down o/p voltage, re-power on to recover			
FUNCTION	DC OK ACTIVE SIGNAL (max.)	3.75 ~ 6V / 50mA	9 ~ 13.5V / 40mA	11.5 ~ 16.5V / 40mA	18 ~ 27V / 20mA
ENVIRONMENT	WORKING TEMP.	-20 ~ +70°C. (Refer to output load derating curve)			
	WORKING HUMIDITY	20 ~ 90% RH non-condensing			
	STORAGE TEMP., HUMIDITY	-40 ~ +85°C, 10 ~ 95% RH			
	TEMP. COEFFICIENT	±0.03%/°C (0 ~ 50°C)			
	VIBRATION	Component: 1G ~ 500Hz, 2G 10min./1cycle, 60min. each along X, Y, Z axes; Mounting: Compliance to IEC60068-2-6			
SAFETY & EMC <small>(Note 4)</small>	SAFETY STANDARDS	UL508, TUV EN60950-1 Approved			
	WITHSTAND VOLTAGE	I/P-O/P: 3KVAC I/P-FG: 1.5KVAC O/P-FG: 0.5KVAC			
	ISOLATION RESISTANCE	I/P-O/P, I/P-FG, O/P-FG: 100M Ohms/500VDC			
	EMI CONDUCTION & RADIATION	Compliance to EN55011, EN55022 (CISPR22), EN61204-3 Class B			
	HARMONIC CURRENT	Compliance to EN61000-3-2, -3			
EMS IMMUNITY	Compliance to EN61000-4-2, 3, 4, 5, 6, 8, 11, ENV50204, EN55024, EN61000-6-1, EN61204-3 Light industry level, criteria A				
OTHERS	MTBF	236.9K hrs min. MIL-HDBK-217F (25°C)			
	DIMENSION	22.5*90*100mm (W*H*D)			
	PACKING	0.19Kg, 72pcs/14.7Kg/0.91CUFT			

B.6. PLC 6ES7213-1BG40-0X

Hoja de datos

6ES7213-1BG40-0XB0

SIMATIC S7-1200, CPU 1214C, CPU compacta AC/DC/relé, EIS INTEGRADAS: 14 DI 24 V DC; 10 DO, relé 2 A; 2 AI 0-10V DC, alimentación: AC 85-264 V AC con 47-63 Hz, Memoria de programas/datos 100 KB



Información general	
Designación del tipo de producto	CPU 1214C AC/DC/Relais
Versión de firmware	V4.4
Ingeniería con	
• Paquete de programación	STEP 7 V16 o superior
Tensión de alimentación	
Valor nominal (AC)	
• 120 V AC	Sí
• 230 V AC	Sí
Rango admisible, límite inferior (AC)	86 V
Rango admisible, límite superior (AC)	264 V
Frecuencia de red	
• Rango admisible, límite inferior	47 Hz
• Rango admisible, límite superior	63 Hz
Intensidad de entrada	
Consumo (valor nominal)	100 mA con 120 V AC; 50 mA con 240 V AC
Consumo, máx.	300 mA con 120 V AC; 150 mA con 240 V AC
Intensidad de cierre, máx.	20 A; con 264 V
• Salidas, configurables	1 kbyte
Configuración del hardware	
Nº de módulos por sistema, máx.	3 Communication Module, 1 Signal Board, 8 Signal Module
Hora	
Reloj	
• Reloj de hardware (en tiempo real)	Sí
• Duración del respaldo	480 h; típicamente
• Desviación diaria, máx.	±60 s/mes a 25 °C
Entradas digitales	
Nº de entradas digitales	14; integrado
• De ellas, entradas usable para funciones tecnológicas	6; HSC (High Speed Counting)
Fuente/sumidero (MIP)	Sí
Número de entradas atacables simultáneamente	
Todas las posiciones de montaje	
— hasta 40 °C, máx.	14
Tensión de entrada	
• Valor nominal (DC)	24 V
• para señal "0"	5 V DC, con 1 mA
• para señal "1"	15 V DC at 2.5 mA
Retardo a la entrada (a tensión nominal de entrada)	
para entradas estándar	
— parametrizable	0,2 ms, 0,4 ms, 0,8 ms, 1,6 ms, 3,2 ms, 6,4 ms y 12,8 ms, elegible en grupos de 4
— en transición "0" a "1", máx.	0,2 ms
— en transición "0" a "1", máx.	12,8 ms
para entradas de alarmas	
— parametrizable	Sí
para funciones tecnológicas	
— parametrizable	Monofásica: 3 @ 100 kHz y 3 @ 30 kHz, Diferencial: 3 @ 80 kHz y 3 @ 30 kHz
Longitud del cable	
• apantallado, máx.	500 m; 50 m para funciones tecnológicas
• no apantallado, máx.	300 m; para funciones tecnológicas: No
Salidas digitales	
Número de salidas	10, Relé
Poder de corte de las salidas	
• con carga resistiva, máx.	2 A
• con carga tipo lámpara, máx.	30 W con DC, 200 W con AC
Retardo a la salida con carga resistiva	
• "0" a "1", máx.	10 ms; máx.

It	0,8 A ⁺
Intensidad de salida	
Para bus de fondo (5 V DC), máx.	1 600 mA; máx. 5 V DC para SM y CM
Alimentación de sensores	
Alimentación de sensores 24 V	
• 24 V	20,4 a 28,8 V
Pérdidas	
Pérdidas, tip.	14 W
Memoria	
Memoria de trabajo	
• integrada	100 kbyte
• ampliable	No
Memoria de carga	
• integrada	4 Mbyte
• enchufable (SIMATIC Memory Card), máx.	con SIMATIC Memory Card
Respaldo	
• existente	Sí
• libre de mantenimiento	Sí
• sin pila	Sí
Tiempos de ejecución de la CPU	
para operaciones de bits, tip.	0,08 µs; /instrucción
para operaciones a palabras, tip.	1,7 µs; /instrucción
para aritmética de coma flotante, tip.	2,3 µs; /instrucción
CPU bloques	
Nº de bloques (total)	DBs, FCs, FBs, contadores y temporizadores. El número máximo de bloques direccionables es de 1 a 65535. No hay ninguna restricción, uso de toda la memoria de trabajo
OB	
• Número, máx.	Limitada únicamente por la memoria de trabajo para código
Áreas de datos y su retención	
Área de datos remanentes (incl. temporizadores, contadores, marcas), máx.	10 kbyte
Marcas	
• Número, máx.	8 kbyte; Tamaño del área de marcas
Datos locales	
• por cada prioridad, máx.	16 kbyte; Clase de prioridad 1 (ciclo de programa): 16 kbyte, clase de prioridad 2 a 26: 6 kbytes
Área de direcciones	
Imagen del proceso	
• Entradas, configurables	1 kbyte
• "1" a "0", máx.	10 ms; máx.
Salidas de relé	
• Nº de salidas relé	10
• Número de ciclos de maniobra, máx.	mecánicos: 10 millones, con tensión nominal de carga: 100 000
Longitud del cable	
• apantallado, máx.	500 m
• no apantallado, máx.	150 m
Entradas analógicas	
Nº de entradas analógicas	2
Rangos de entrada	
• Tensión	Sí
Rangos de entrada (valores nominales), tensiones	
• 0 a +10 V	Sí
— Resistencia de entrada (0 a 10 V)	≥100 kohmios
Longitud del cable	
• apantallado, máx.	100 m; trenzado y apantallado
Salidas analógicas	
Nº de salidas analógicas	0
Formación de valor analógico para entradas	
Tiempo de integración y conversión/resolución por canal	
• Resolución con rango de rebase (bits incl. signo), máx.	10 bit
• Tiempo de integración parametrizable	Sí
• Tiempo de conversión (por canal)	625 µs
Sensor	
Sensores compatibles	
• Sensor a 2 hilos	Sí
Interfaz	
Tipo de interfaz	PROFINET
con aislamiento galvánico	Sí
Detección automática de la velocidad de transferencia	Sí
Autonegociación	Sí
Autocrossing	Sí
Física de la interfaz	
• RJ 45 (Ethernet)	Sí
• Número de puertos	1
• Switch integrado	No
Protocolos	
• PROFINET IO-Controller	Sí

B.7. Módulo I/O analógicas SM1234

SIEMENS

Data sheet

6ES7234-4HE32-0XB0

SIMATIC S7-1200, analog I/O SM 1234, 4 AI/2 AO, +/-10 V, 14-bit resolution or 0 (4)-20mA, 13-bit resolution



General information	
Product type designation	SM 1234, AI 4x13 bit/AQ 2x14 bit
Supply voltages	
Rated value (DC)	24 V
Input current	
Current consumption, typ.	60 mA
from backplane bus 5 V DC, typ.	80 mA
Power loss	
Power loss, typ.	2 W
Analog inputs	
Number of analog inputs	4; Current or voltage differential inputs
permissible input voltage for voltage input (destruction limit), max.	35 V
permissible input current for current input (destruction limit), max.	40 mA
Cycle time (all channels) max.	625 µs
Input ranges	
• Voltage	Yes; ±10V, ±5V, ±2.5V
• Current	Yes; 4 to 20 mA, 0 to 20 mA
• Thermocouple	No
• Resistance thermometer	No
• Resistance	No
Input ranges (rated values), voltages	
• -10 V to +10 V	Yes
— Input resistance (-10 V to +10 V)	≥9 MΩ
• -2.5 V to +2.5 V	Yes
— Input resistance (-2.5 V to +2.5 V)	≥9 MΩ
• -5 V to +5 V	Yes
— Input resistance (-5 V to +5 V)	≥9 MΩ
Input ranges (rated values), currents	
• 0 to 20 mA	Yes
— Input resistance (0 to 20 mA)	280 Ω
• 4 mA to 20 mA	Yes
Analog outputs	
Number of analog outputs	2; Current or voltage
Output ranges, voltage	
• -10 V to +10 V	Yes
Output ranges, current	
• 0 to 20 mA	Yes
• 4 mA to 20 mA	Yes
Load impedance (in rated range of output)	
• with voltage outputs, min.	1 000 Ω
• with current outputs, max.	600 Ω
Cable length	
• shielded, max.	100 m; shielded, twisted pair
Analog value generation for the inputs	
Measurement principle	Differential
Integration and conversion time/resolution per channel	
• Resolution with overrange (bit including sign), max.	12 bit; + sign
• Integration time, parameterizable	Yes
• Interference voltage suppression for interference frequency f1 in Hz	40 dB, DC to 60 V for interference frequency 50 / 60 Hz
Smoothing of measured values	
• parameterizable	Yes
• Step: None	Yes
• Step: low	Yes
• Step: Medium	Yes
• Step: High	Yes

B.8. Drivers servomotores

1 Product Specifications

Model		THF15D72	THF30D72	THF50D72	THF60D96	THF90D72
Weight (g)		268±5	735±5	1047±5	1248±5	1245±5
Basic	Rated current (effective)	10A±2	30A±2	50A±2	60A±2	90A±2
	Maximum current (effective value)	20A±2	60A±2	100A±2	200A±2	250A±2
	Limit range	16~60 VDC	19~96 VDC	19~96 VDC	19~145 VDC	19~96 VDC
	IGBT protection current (RMS)	30A	105A	150A	285A	320A
Temperature rise		Rated current running 30 mins±40 K				
Driving frequency		6~20 KHz±0.1 KHz				
Protection delay		30±2 S				
rated insulation		The leakage current DC 1000V the housing is less than 3 mA,				
Insulation Resistance		temperature 40, humidity 95≥1 M (no dew on board)				
Average failure-free hours (MTBF)		≥5000 hours				
Power Control Mode		SVPWM control				
Protection level		IP20				
Cooling mode		Natural cooling (THF60D96, THF90D72 air cooling required)				
Basic	1 analog voltage input port	Analog input I ₁ , A 12-bit AD collection, Input Impedance :10 KΩ, Input Analog Voltage :-10 V ~+10 VDC.				
	10 control input port	Voltage input range :12~24 VDC, software can be set high and low effective, default input low level effective, built-in current limiting resistance 4.7 K, (THF15D72, THF90D72 and THF60D96 have three inputs, THF30D72 and THF50D72 have 4 inputs)				
	3 digital IO output ports	Set electrode open circuit output, maximum voltage 30 V, maximum sustained current 300 mA, software can set the output effective state, the default output is not on.				
	2 sets of signal inputs for location Ring control	With isolated digital signal control and differential pair control, external IO input can be composed A/B pulse, direction ~ Pulse control mode, digital signal control maximum frequency of 500 K				
	Feedback	Incremental encoder				
Basic	Work model	Position loop / speed loop / torque loop control, factory default position loop control mode.				
	Power-up Ready Time	After power on, no trouble 3 S drive ready.				
	Undercurrent	V 16V±1				

2.1 X1 interface definition and wiring harness selection

X1 interface definition and wiring harness selection				
Pin number	Signal name	Signal definition		Wire harness selection
1	AIN1-	Analog input, input impedance 10 K, range $\pm 10\text{ V} \sim 10\text{ V}$		A wire harness with tinned copper braided mesh is recommended, with a cross-sectional area of 0,15 mm copper core wire ²
2	AIN1+			
3	CANH	CAN communication (recommendation 19 feet CGND is also connected.)		
4	CANL			
5	485B	485 communication (it is recommended to use isolation 485 module, 19 feet CGND also connected.)		
6	485A			
7	SIGN+	Direction signal, 5 V input, optocoupler isolation		
8	SIGN-			
9	PULS+	Pulse signal, 5 V input, optocoupler isolation		
10	PULS-			
11	DIN0	Default Servo Start	Digital input, 12 V \sim 24 V, optocoupler isolation (PC can change function)	
12	DIN1	Default positive limit		
13	DIN2	Default reversal forbidden limit		
14	OUT0+	Default brake output	Digital output, optocoupler isolation, on-set output (PC can change function)	
15	OUT1+	Default Servo Ready		
16	OUT2+	Default fault alarm		
17	COM-	IO input and output (DIN and OUT loop)		
18	GND	internally (OCZ)		
19	CGND	Communications (CAN and 485)		
20	OA+	Encoder differential A+ output		
21	OA-	Encoder differential A- output		
22	OB+	Encoder differential B+ output		
23	OB-	Encoder differential B- output		
24	OZ+	Encoder differential Z+ output		
25	OZ-	Encoder differential Z- output		
26	PE	Cable shielding net		

2.2 Electrical feedback X2 interface definition and wiring harness selection

Electrical feedback X2 interface definition and wiring harness selection			
Pin number	Line colour	Signal	Wire harness selection
1	Green white	A-	A wire harness with tinned copper-braided mesh is recommended, with a cross-sectional area of 0.15 mm copper core wire ²
2	Grey	B-	
3	Yellow White	Z-	
4	Brown white	U-	
5	Blue White	V-	
6	Orange white	W-	
7	Green	A+	
8	Ash	B+	
9	Yellow	Z+	
10	Brown	U+	
11	Blue	V+	
12	Orange	W+	
13	Red	+5 V	
14	Shield	PE	
15	Black	GND	

2.4 Power connection column definition and line diameter and terminal selection

Power connection column definition and line diameter and terminal selection			
Name of name	Definition	Cross section area of high temperature wear resistant multi-strand copper core	Terminal selection
B+	Input positive	10~16 mm ²	Round bare terminal RNB 38-6
B-	Negative input power	10~16 mm ²	
U	Electrical U phase	10~16 mm ²	
V	Electrical V phase	10~16 mm ²	
W	Electrical W phase	10~16 mm ²	



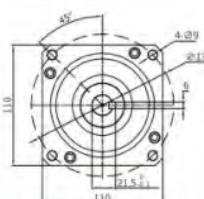
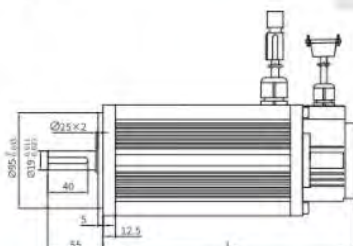
B.9. Servomotores DC

▶ 110低压直流伺服电机 L10 LOW VOLTAGE DC SERVO MOTOR



110ST-M09025-48V

电机型号	L (mm)
110ST-□020XX-XXV	184.5
110ST-□040XX-XXV	219
110ST-□060XX-XXV	249
110ST-□090XX-XXV	279
110ST-□020XXB-XXV	237
110ST-□040XXB-XXV	271.5
110ST-□060XXB-XXV	301.5
110ST-□090XXB-XXV	331.5



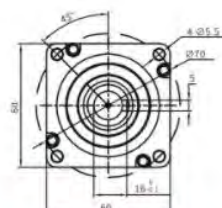
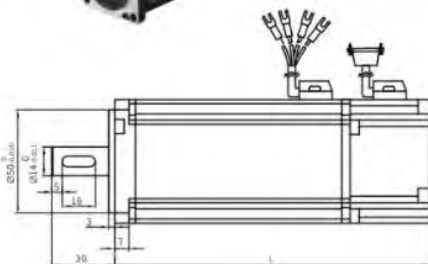
电机型号	DC24V				DC48V			
	110ST-□02 030-24V	110ST-□04 030-24V	110ST-□06 020-24V	110ST-□09 015-24V	110ST-□02 030-48V	110ST-□04 030-48V	110ST-□06 030-48V	110ST-□09 025-48V
额定功率(KW)	0.6	1.2	1.2	1.4	0.6	1.2	1.8	2.4
额定电流(A)	31.3	62.5	62.5	72.9	14.7	29.4	44.1	58.8
额定转速(rpm)	3000	3000	2000	1500	3000	3000	3000	2500
最高转速(rpm)	3600	3600	2400	1800	3600	3600	3600	3000
额定扭矩(Nm)	2	4	6	9	2	4	6	9
峰值扭矩(Nm)	5	12	18	27	6	12	18	27
转子惯量(kg.cm ²)	3.1	5.4	7.6	10.8	3.1	5.4	7.6	10.8
机械时间常数(ms)	12.8	16.0	19.2	24.0	11.2	16.8	20.2	25.2

▶ 60低压直流伺服电机 60 LOW VOLTAGE DC SERVO MOTOR



60ST-M01330-48V

电机型号	L (mm)
60ST-□006XX-XXV	143
60ST-□013XX-XXV	168
60ST-□020XX-XXV	193
60ST-□006XXB-XXV	187
60ST-□013XXB-XXV	212
60ST-□020XXB-XXV	237



电机型号	DC24V			DC48V		
	60ST-□00 030-24V	60ST-□01 330-24V	60ST-□02 030-24V	60ST-□00 030-48V	60ST-□01 330-48V	60ST-□02 030-48V
额定功率(KW)	0.2	0.4	0.6	0.2	0.4	0.6
额定电流(A)	11.1	22.2	33.3	5.2	10.4	15.6
额定转速(rpm)	3000	3000	3000	3000	3000	3000
最高转速(rpm)	3600	3600	3600	3600	3600	3600
额定扭矩(Nm)	0.6	1.3	2	0.6	1.3	2
峰值扭矩(Nm)	1.8	3.9	6	1.8	3.9	6
转子惯量(kg.cm ²)	0.33	0.5	0.66	0.33	0.5	0.66
机械时间常数(ms)	8	9.6	12.8	7	8.4	11.2

B.10. IMU aktos-t



Transmitter aktos-t



Receiver

COMPACT DESIGN

The myon aktos-t transmitters are the smallest ones commercially available.

BEYOND LIMITS

You want to capture in the field? Use the onboard memory to store up to 6 hours of synchronized data.

WATERPROOF

The first waterproof inertial sensor allows you to capture data of swimmers, divers or any other subject underwater.

STANDALONE OR SYNCHRONIZED

Use the myon aktos system standalone or synchronized with our aktos EMG series. To synchronize with other equipment you can use the TTL output of the receiver.

CLINICAL

- gait analysis
- rehabilitation
- physiotherapy

ERGONOMICS

- workplace evaluation
- product design
- injury prevention

SPORTS

- monitoring
- training optimization
- injury prevention
- rehabilitation

RESEARCH

- kinesiology
- neuromuscular disorders
- biomechanics
- animal studies
- pediatric studies

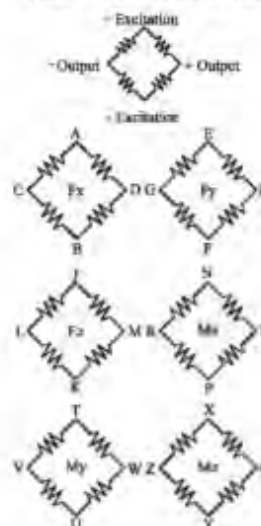
Transmitter dimensions	32.7 x 25.5 x 7.8 mm
Transmitter weight	5 g
Data logging	6 hours onboard memory
Waterproof option	for underwater measurements
Footswitch	optional
Range	30 m
Transmission protocol	proprietary bidirectional, 2.4 GHz
Battery life	6 hours
Sampling rate	286Hz for RAW or 6-axial fusion
ACC	$\pm 2, \pm 4, \pm 8, \pm 16 g_w$
GYR	$\pm 250, \pm 500, \pm 1000, \pm 2000 \text{ }^\circ/\text{sec}$
MAG	$\pm 1 \text{ mT}$
Accuracy	static (Roll/Pitch) 0.2 deg static (Heading) 0.5 deg dynamic 1 deg RMS
Receiver output	digital
Latency	14 ms, constant
Inter-channel offset	none
Medical product conformity	ED 1993/42/EC, CE Class 2a
Radio conformity	ED 1999/5/EC (R & TTE), FCC

B.11. Plataforma de fuerza BP400600

Force Platform BP400600

BP400600 SERIES SPECIFICATIONS	1000	2000	4000
Fz Capacity, lb (N)	1000 (4450)	2000 (8900)	4000 (17800)
Fx, Fy Capacity, lb (N)	500 (2225)	1000 (4450)	2000 (8900)
Mz Capacity, in-lb (Nm)	5900 (700)	11800 (1300)	23600 (2700)
Mx Capacity, in-lb (Nm)	11800 (1300)	23600 (2700)	47200 (5300)
My Capacity, in-lb (Nm)	7900 (900)	15700 (1800)	31500 (3600)
Fz Natural Frequency Hz	380	400	420
Fx, Fy Natural Frequency Hz	300	370	430
Fz Sensitivity $\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{lb}]$ ($\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{N}]$)	0.75 (0.17)	0.38 (0.08)	0.19 (0.04)
Fx, Fy Sensitivity $\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{lb}]$ ($\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{N}]$)	3.0 (0.67)	1.5 (0.34)	0.75 (0.17)
Mz Sensitivity $\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{in}\cdot\text{lb}]$ ($\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{Nm}]$)	0.369 (3.268)	0.185 (1.634)	0.092 (0.817)
Mx Sensitivity $\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{in}\cdot\text{lb}]$ ($\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{Nm}]$)	0.158 (1.394)	0.079 (0.697)	0.039 (0.349)
My Sensitivity $\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{in}\cdot\text{lb}]$ ($\mu\text{V}/[\text{V}\cdot\text{Nm}]$)	0.201 (1.776)	0.100 (0.888)	0.185 (0.444)
Height, in (mm)	3.25 (82.5)	3.25 (82.5)	4 (102)
Weight, lb (kg)	70 (32)		
Top Plate Material	aluminum		

WIRING FOR BP400600

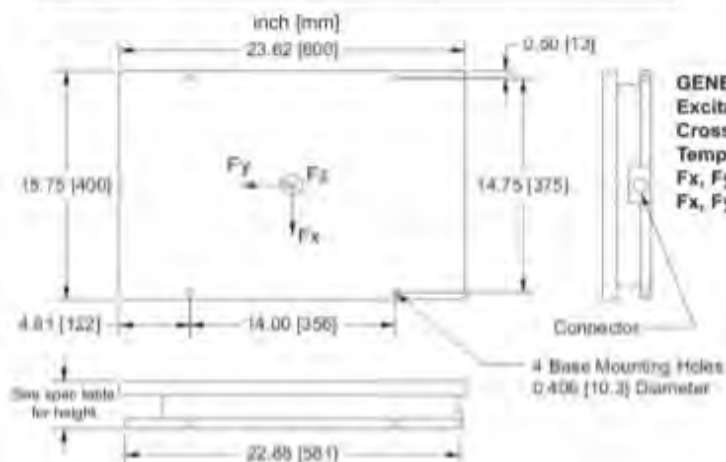


Bridge Fz = 700 ohms

Bridges Fx, Fy, Mx, My, Mz = 350 ohms

CONNECTOR TYPE:

Souriau 851-02E16-26P50-44



GENERAL SPECIFICATIONS

Excitation: 10V maximum

Crosstalk: Less than 2% on all channels

Temperature Range: 0 to 125°F (-17 to 52°C)

Fx, Fy, Fz hysteresis: $\pm 0.2\%$ Full Scale OutputFx, Fy, Fz non-linearity: $\pm 0.2\%$ Full Scale Output


B.13. Sensor de proximidad PSC1806-P

M18

Tubular Inductive Proximity Sensor

◆ Characteristic :

- Special line-out design for bending resistance and tensile.it will upgrade the durability and life.
- The IP67 rating is designed to the effective waterproof.
- NP model : NPN+PNP NO/NC 4-in-1 outputs.




◆ Specifications

Output method	NPN N.O.	PSC1806-N	PSC1806-NK	PSC1812-N	PSC1812-NK
	PNP N.O.	PSC1806-P	PSC1806-PK	PSC1812-P	PSC1812-PK
	NPN N.O./N.C. PNP N.O./N.C.	PSC1805-NP	PSC1805-NPK	PSC1808-NP	PSC1808-NPK
	2 WIRES N.O.	-	-	-	-
2 WIRES N.C.	-	-	-	-	
Sensing distance	6 mm / 5 mm		12 mm / 8 mm		
Secure sensing distance	0 to 4.8 mm / 0 to 4.0 mm		0 to 9.6 mm / 0 to 6.4 mm		
Standard sensing object	Iron 18x 18 x 1 mm				
Sensing type	Shielded		Unshielded		
Description	Standard M18				
Hysteresis	≤ 10 % of sensing distance				
Response time	2 ms Max.				
Operating voltage	DC 12 - 24 V				
Current consumption	≤ 14 mA no-load				
Load current	100 mA Max. at DC 24V				
Leakage current	≤ 1.1 mA no-load				
Residual voltage	≤ DC 2V				
Insulation resistance	20M Ω min. (DC500V)				
Voltage withstandability	AC1000V 60Hz for 60 Sec.				
Operating temperature	-20 $^{\circ}$ C - + 60 $^{\circ}$ C				
Protection degree /	IP 67				
Wiring method /	N/P- ϕ 5.2x2M/3-wires NP- ϕ 5.2x2M/4-wires	M12 pigtailed type	N/P- ϕ 5.2x2M/3-wires NP- ϕ 5.2x2M/4-wires	M12 pigtailed type	
Weight	Approx.93g	Approx.40.5g	Approx.92g	Ap prox.39.5g	


◆ Dimensions (unit:mm)

◆ Wiring diagrams

-NP



-NPK



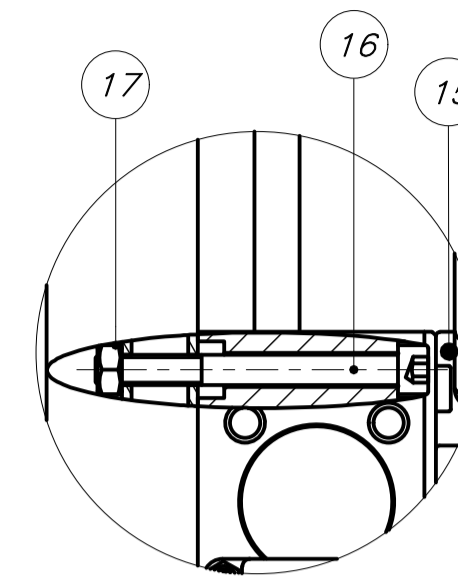
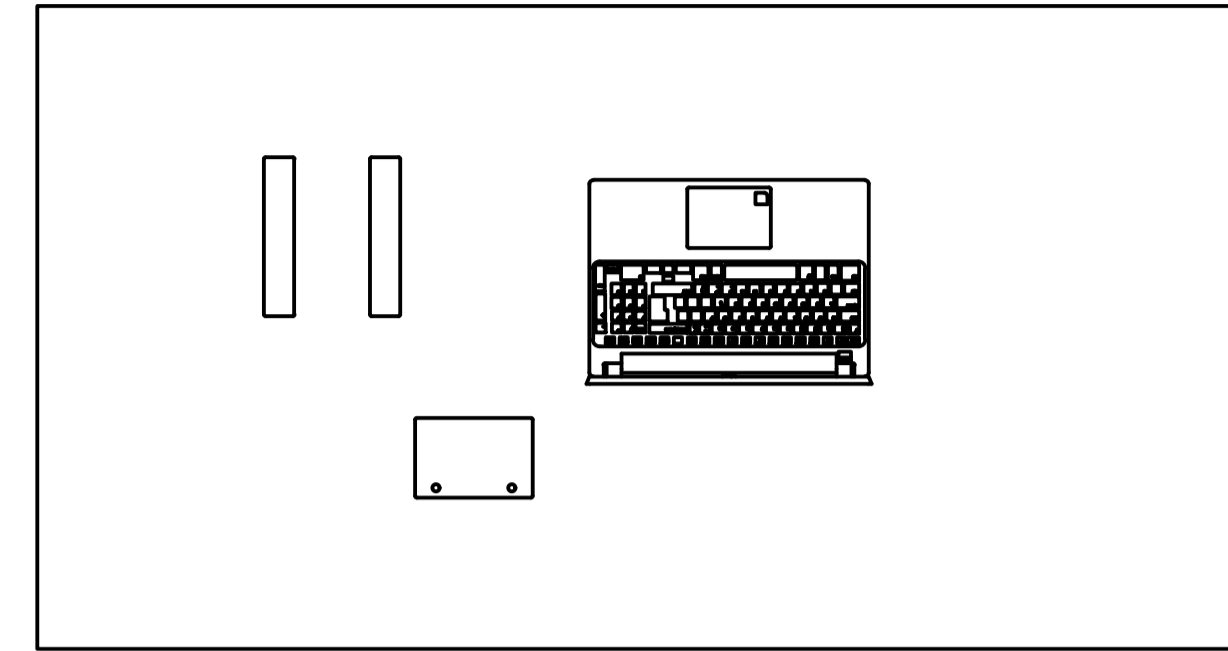
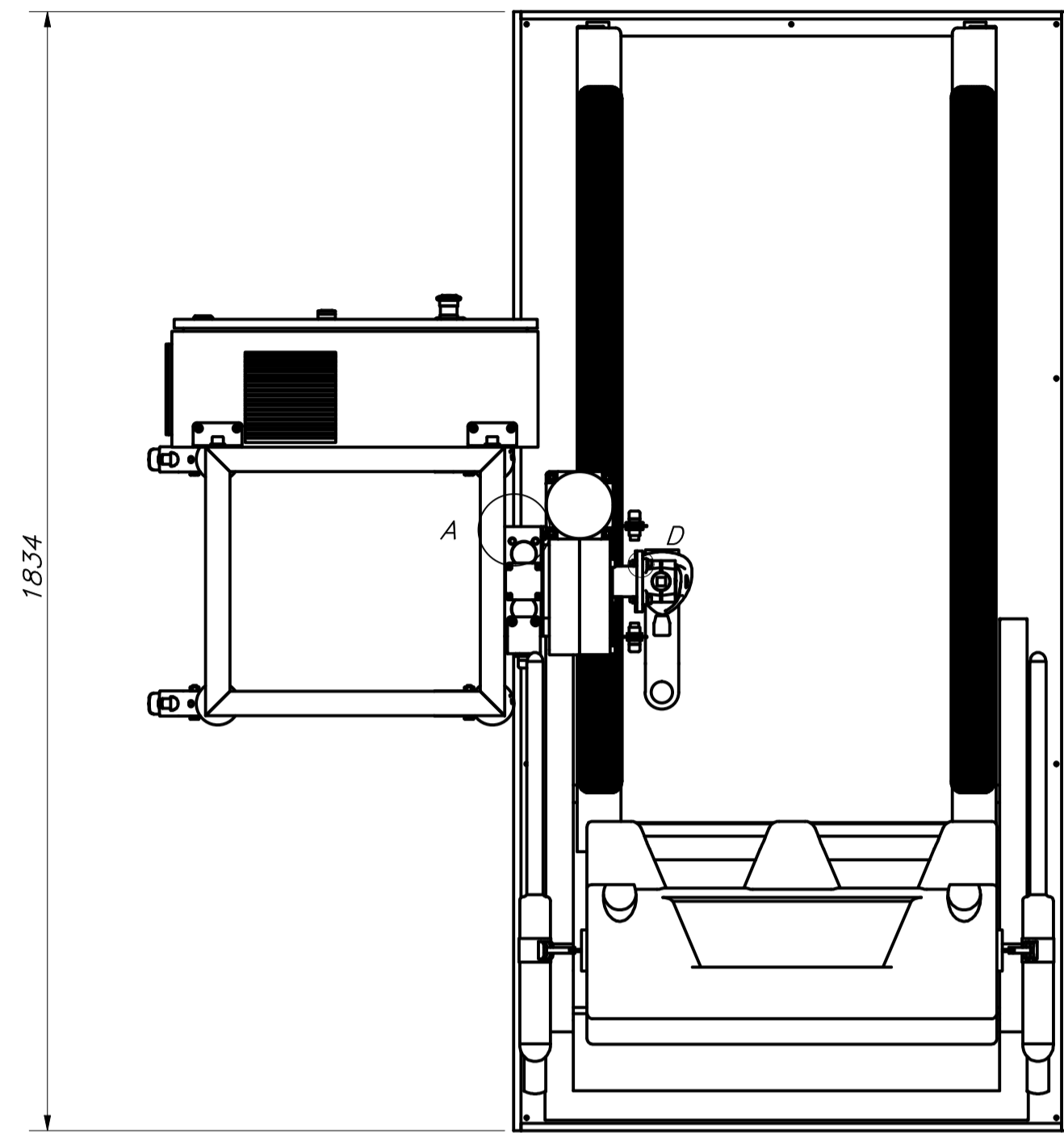
(1) BROWN (2) BLACK (3) WHITE (4) BLUE
 (1) BROWN (2) WHITE (3) BLUE (4) GRN

 Inductive / Capacitive Proximity Sensor
 PNO6
 LDUV
 PNO6
 LDUV
 SC06
 LAUV
 IP67
 NP6
 S4
 S6
 S8
 S10
 M12
 M18
 M30
 JH
 JHD
 KND
 PH
 PND
 RH
 SH
 SH
 TBM
 SD
 SR
 SA
 PNC
 KC
 KCM
 KCP

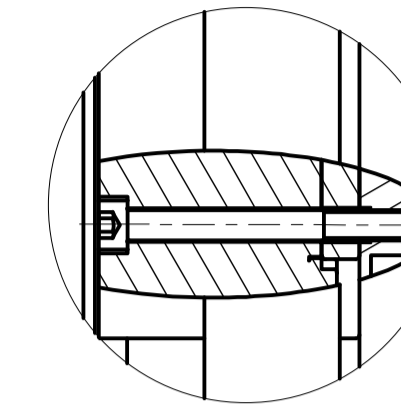


ANEXO C

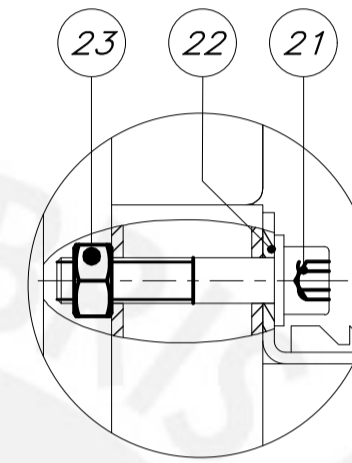
PLANOS



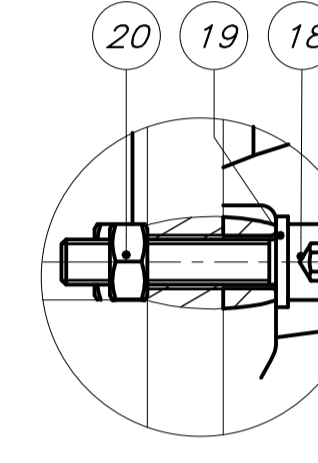
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



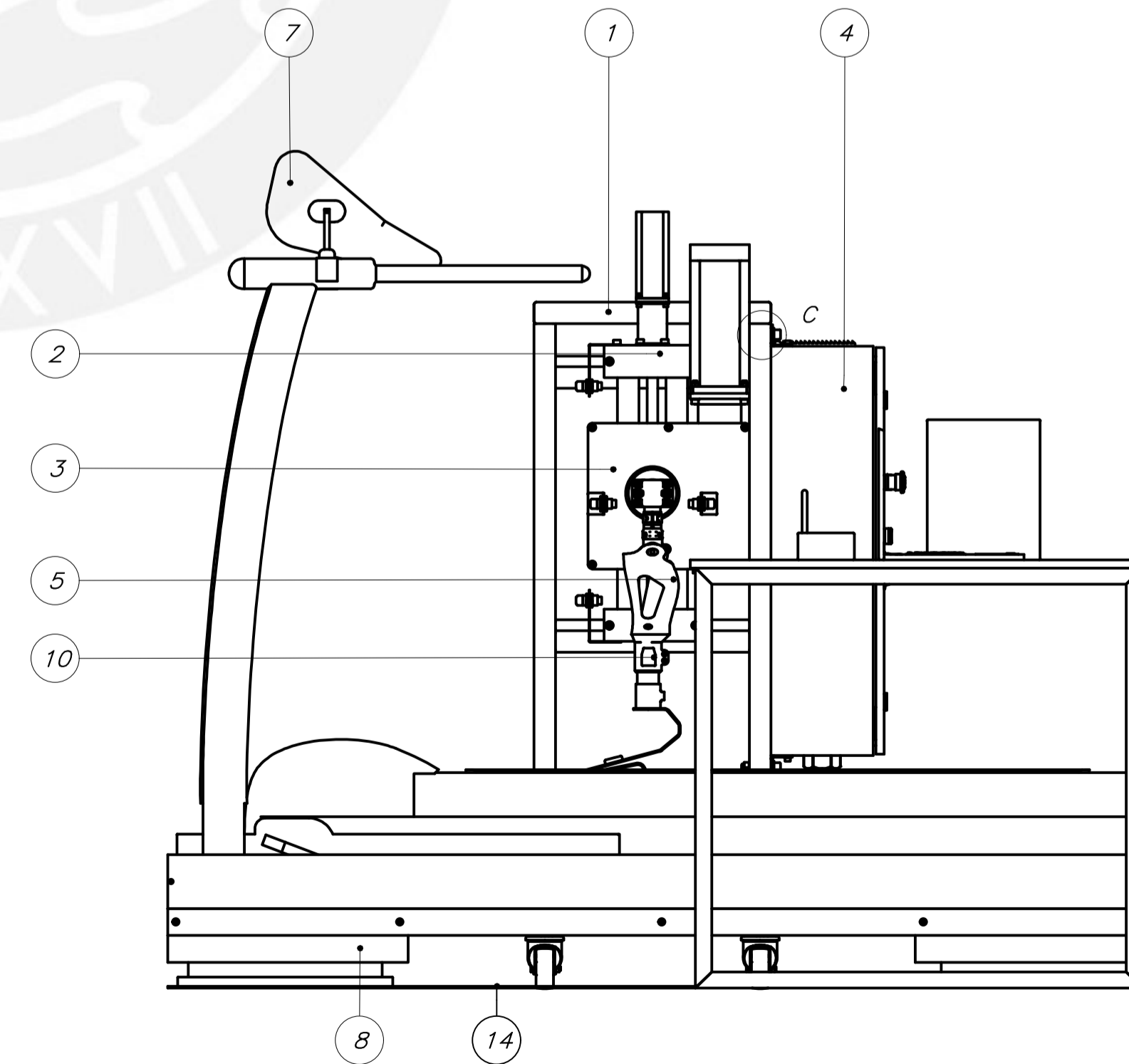
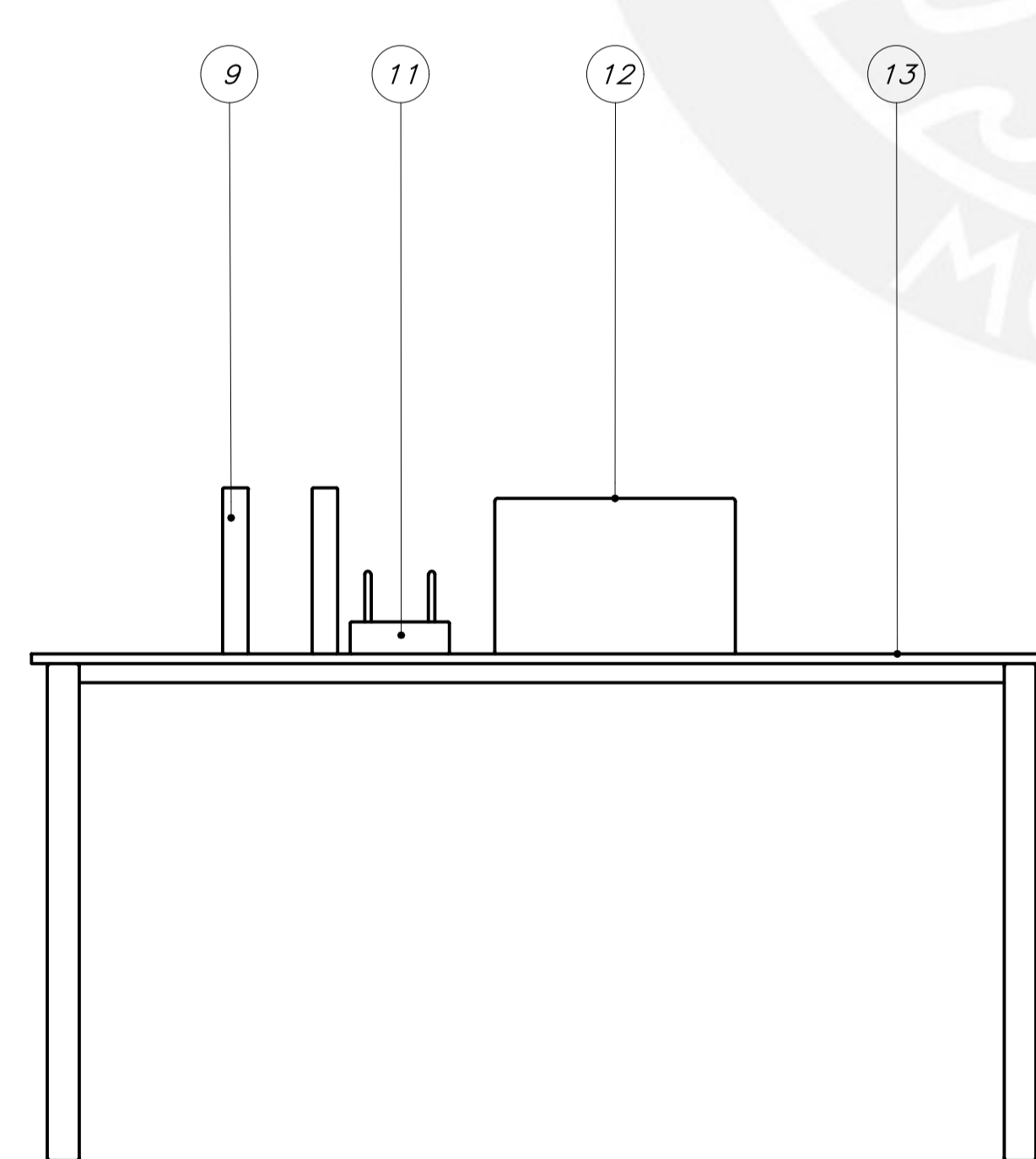
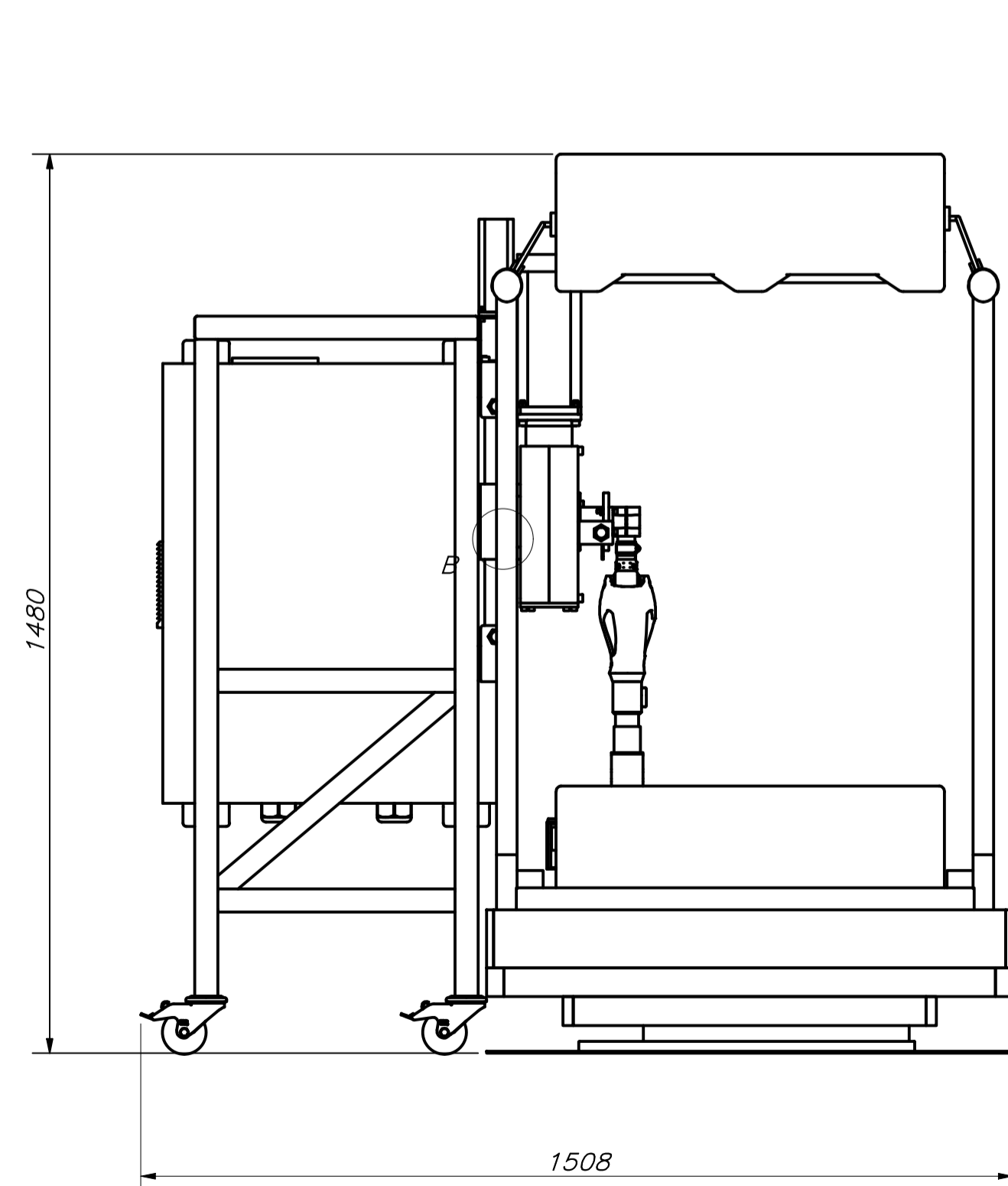
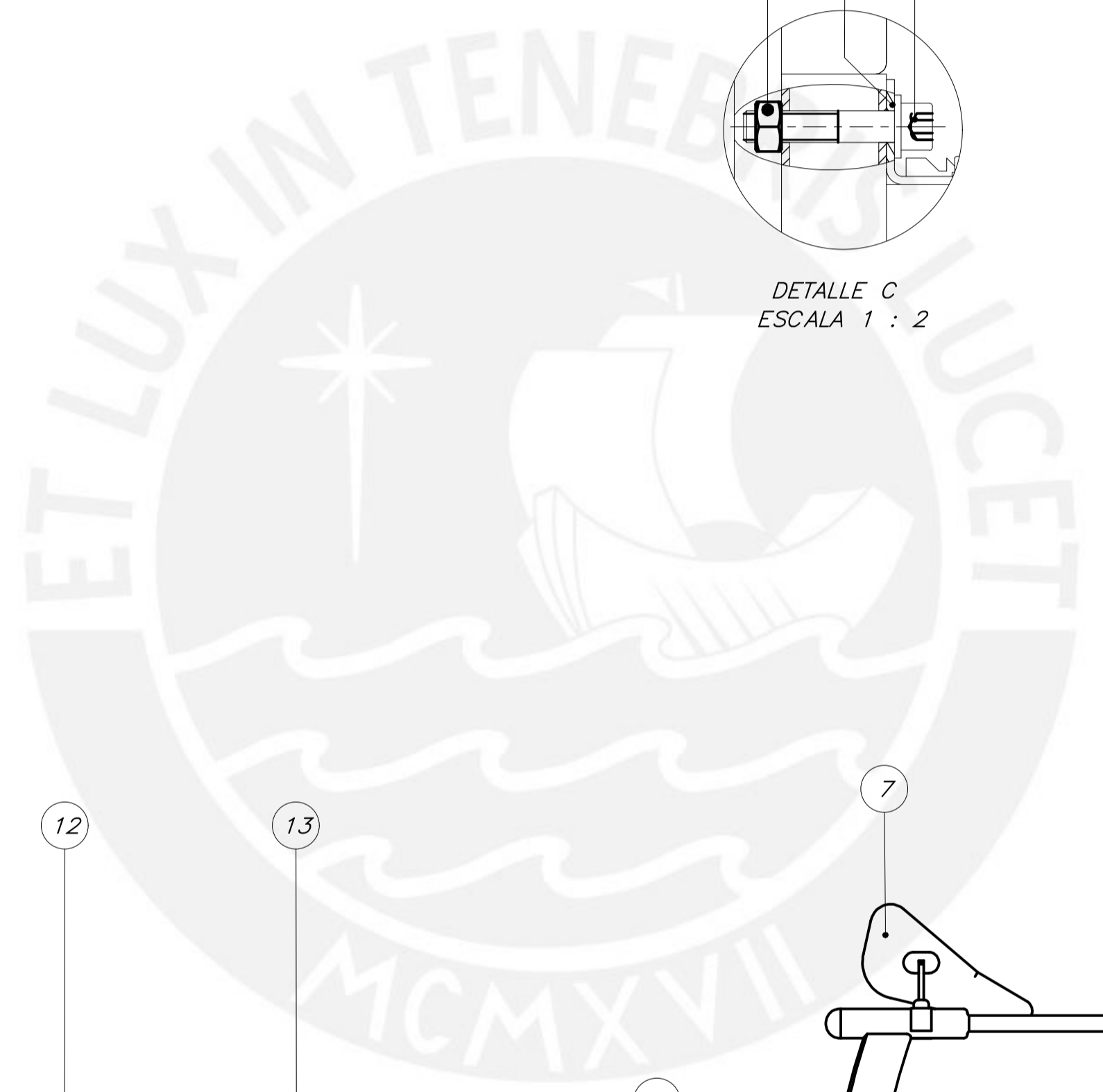
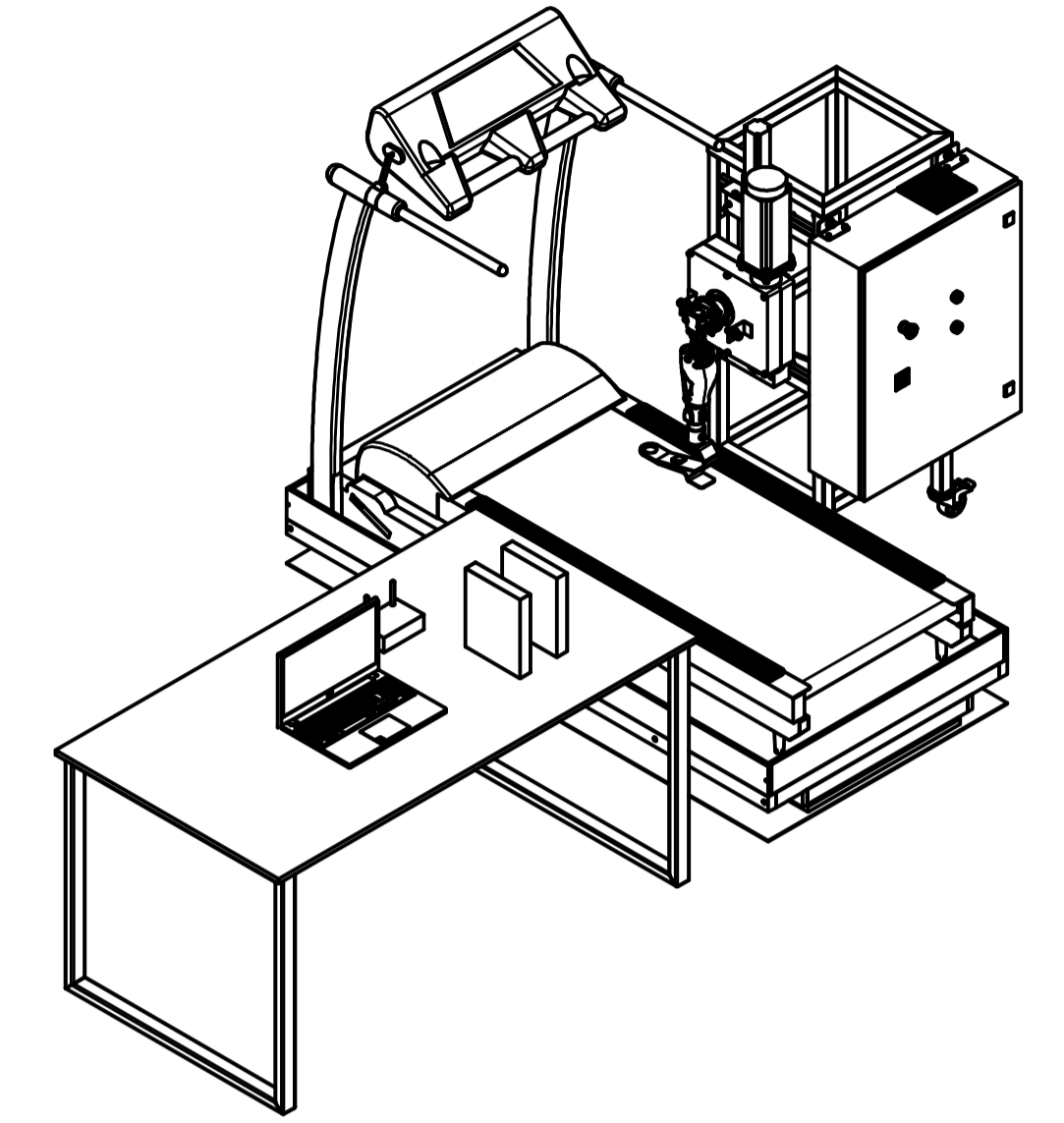
DETALLE B
ESCALA 1 : 2



DETALLE C
ESCALA 1 : 2



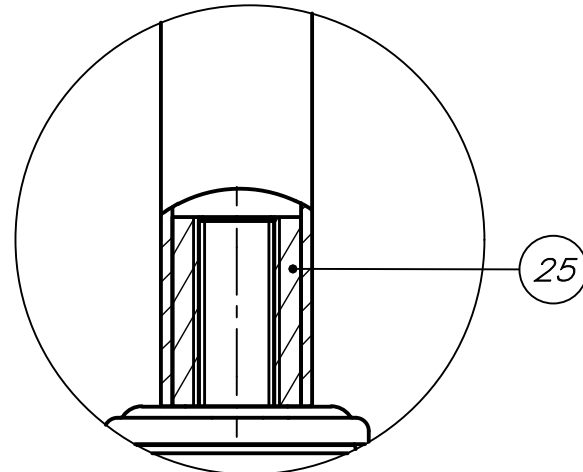
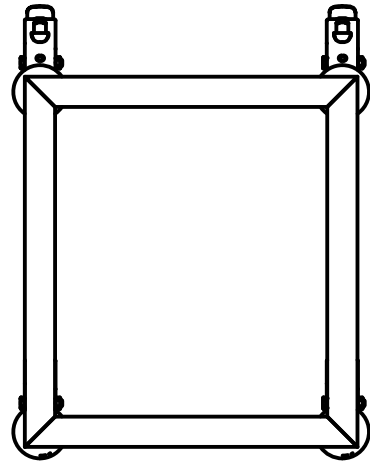
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



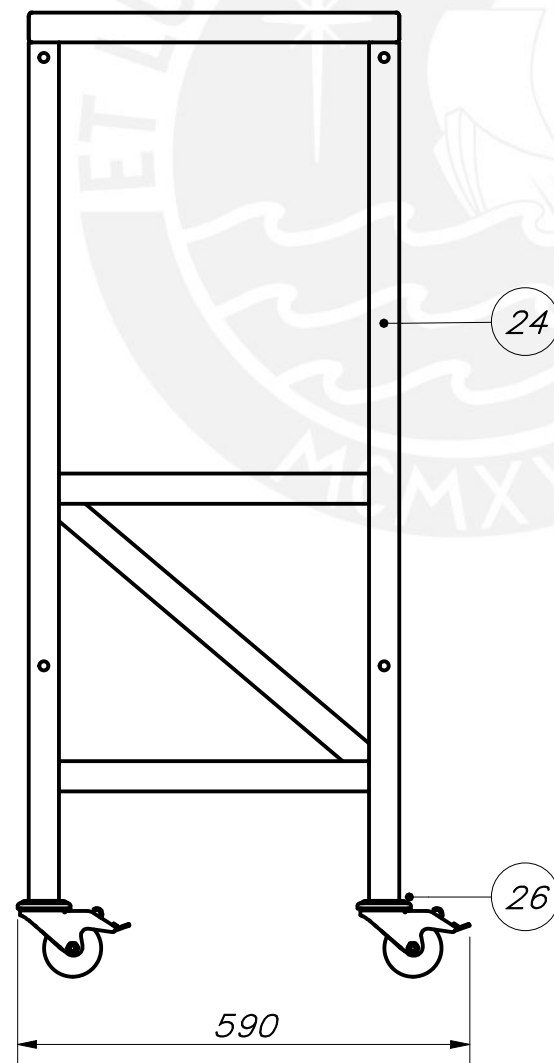
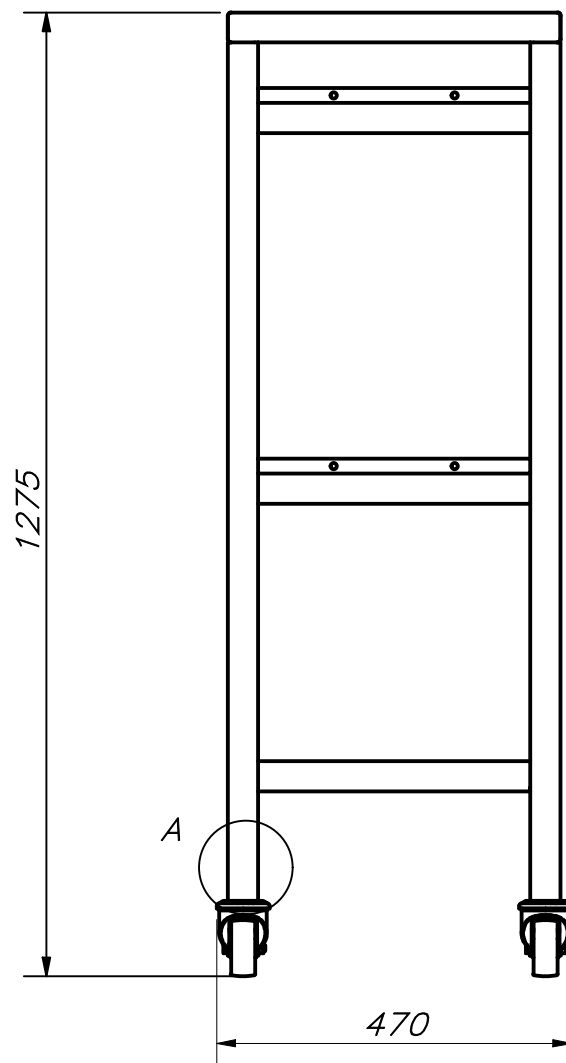
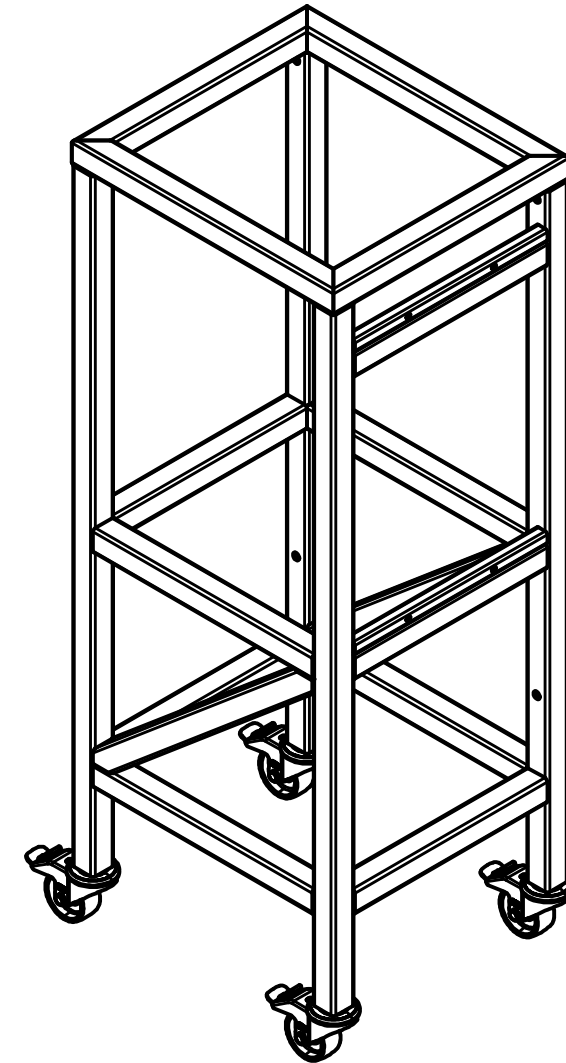
PARTS LIST					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
23	4	TUERCA HEXAGONAL - M12	DIN 934	A304	
22	4	ARANDELA PLANA - A 13	DIN 125	A304	
21	4	PERNO ALLEN HUECO HEXAGONAL - M12 x 60	DIN 912	A304	
20	4	TUERCA HEXAGONAL - M6	DIN 934	A304	
19	4	ARANDELA PLANA - A 6.4	DIN 125	A304	
18	4	PERNO ALLEN HUECO HEXAGONAL - M6 x 30	DIN 912	A304	
17	4	TUERCA HEXAGONAL - M8	DIN 934	A304	
16	8	PERNO ALLEN HUECO HEXAGONAL - M8 x 80	DIN 912	A304	
15	1	UNIÓN CAJA REDUCTORA - EJE LINEAL		A304	02-A3-D
14	1	PISO DE CAUCHO 1820 X 880 MM		CAUCHO	
13	1	MESA DE TRABAJO			REFERENCIAL
12	1	LAPTOP			REFERENCIAL
11	1	RECEPTOR AKTOS-T			AKTOS-T - MYON
10	2	IMU AKTOS-T			AKTOS-T - MYON
9	2	DRIVER DE PLATAFORMA DE FUERZA			GEN 5 - AMTI
8	2	PLATAFORMA DE FUERZA			BP40000 - AMTI
7	1	TROTADORA ELÉCTRICA			T-802 - MONARK
6	1	SOPORTE TROTADORA		PINO RADIATA	01-A3-D
5	1	SUBENSAMBLE SUJECIÓN DE PRÓTESIS			06-A3-E
4	1	SUBENSAMBLE TABLERO ELÉCTRICO			05-A1-E
3	1	SUBENSAMBLE CAJA REDUCTORA			04-A2-E
2	1	SUBENSAMBLE EJE LINEAL VERTICAL			03-A3-E
1	1	SUBENSAMBLE ESTRUCTURA SOPORTE			02-A3-E

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1:1002 - 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:10
20155516	ENSAMBLE GENERAL	FECHA: 2020.12.01
		LÁMINA: 01-A1-E

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



PARTS LIST					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
27	1	PLANO DE SOLDADURA	ANSI/AWS A2.4		04-A3-D
26	4	GARRUCHA CON FRENO 2.5"			GARRUCHA HOD - E&M METAL INDUSTRY
25	4	ACOPLE GARRUCHA		A304	05-A3-D
24	1	ESTRUCTURA		A304	03-A3-D

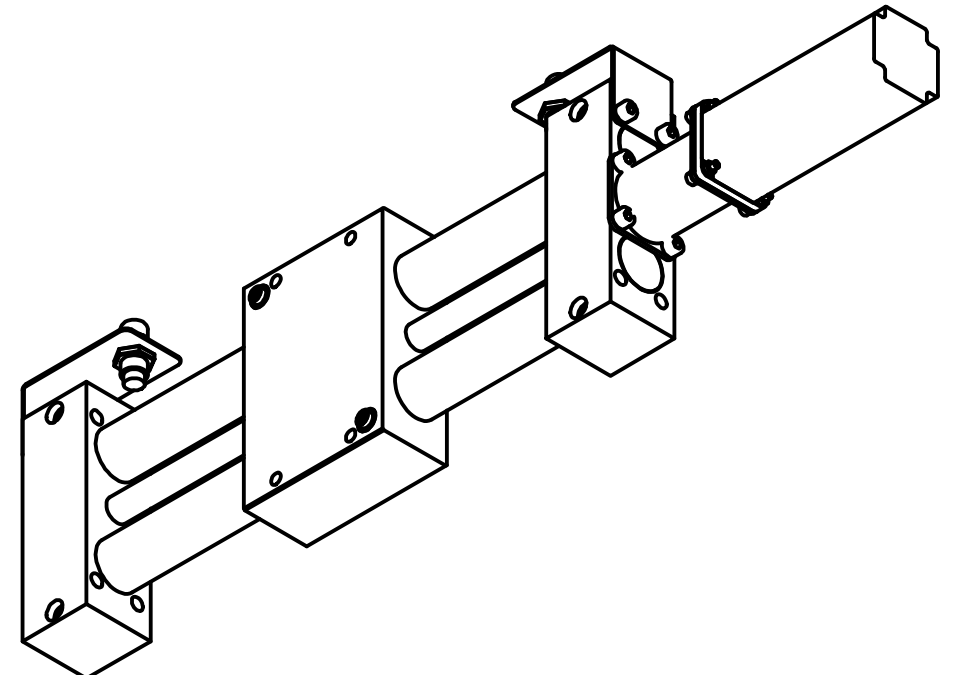
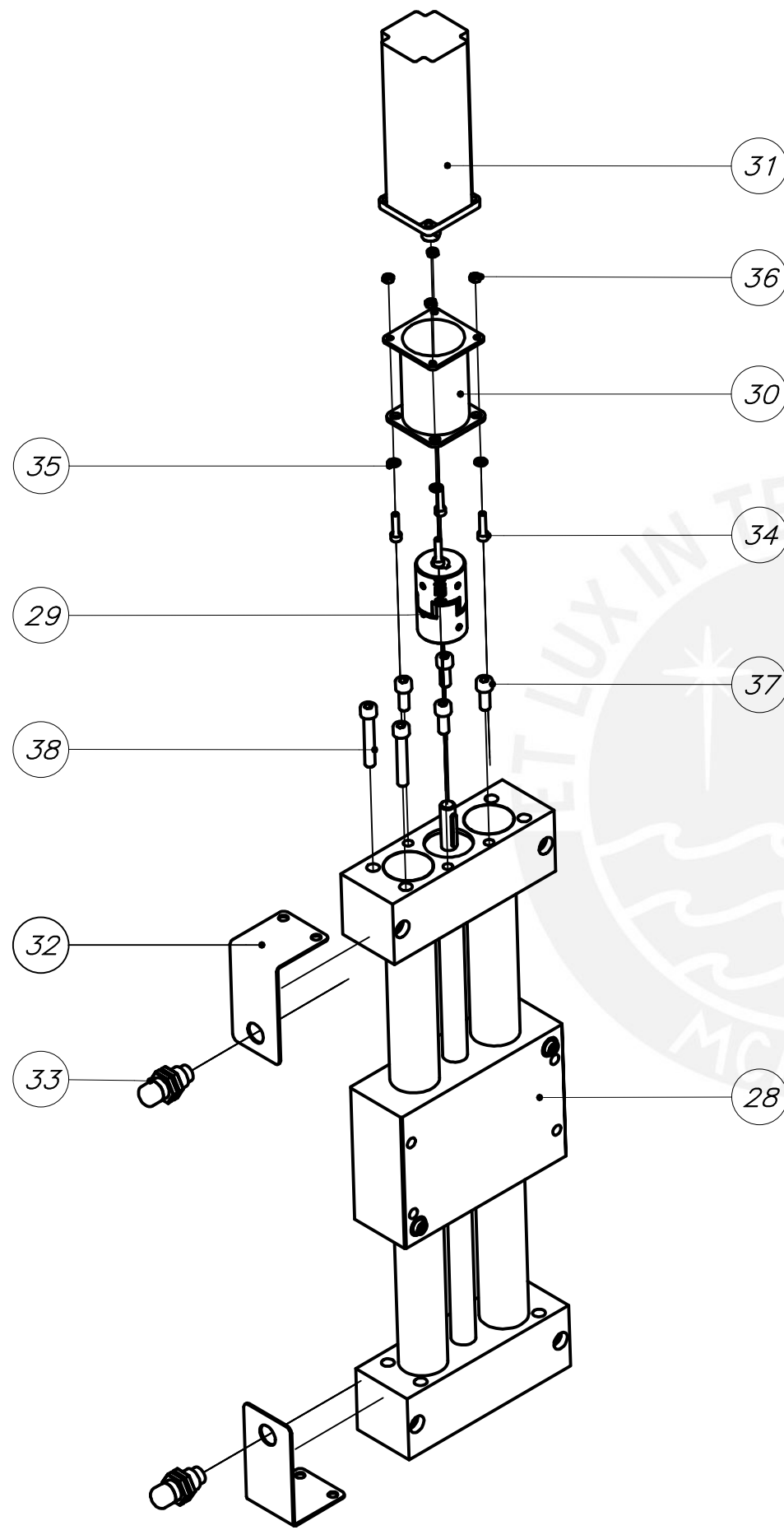
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 - 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:10

2015516	SUBENSAMBLE ESTRUCTURA SOPORTE	FECHA: 2020.12.01
---------	--------------------------------	----------------------

		LÁMINA: 02-A3-E
--	--	--------------------

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
-----------------	----------------	----------------



PARTS LIST

38	4	PERNO ALLEN - M8 x 50	DIN 912	A304	
37	4	PERNO ALLEN - M8 x 20	DIN 912	A304	
36	4	TUERCA HEXAGONAL - M5	DIN 934	A304	
35	4	ARANDELA PLANA - A 5.3	DIN 125	A304	
34	4	PERNO ALLEN - M5 x 20	DIN 912	A304	
33	2	SENSOR INDUCTIVO DE PROXIMIDAD			PSC1812-P - RIKO
32	2	ACOPLE SENSOR DE PROXIMIDAD - EJE		A304	09-A3-D
31	1	SERVOMOTOR DC			60ST-M01330-48V - WHEATSTONE
30	1	ACOPLE MOTOR-EJE LINEAL		A304	06-A3-D
29	1	ACOPLE FLEXIBLE			MJC-40K-RD-12-14 - NBK
28	1	EJE LINEAL			R79A4011A1AAA0550 - ROSE KRIEGER

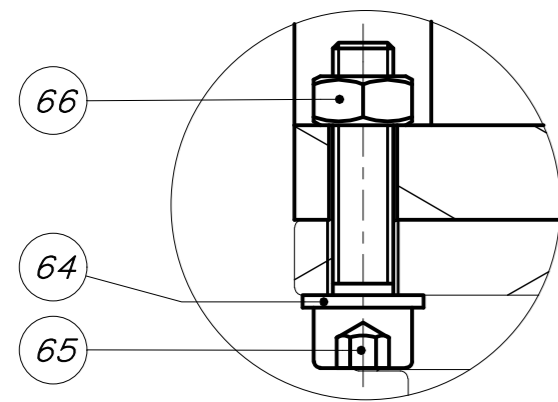
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	-------	-------------	-------	----------	---------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

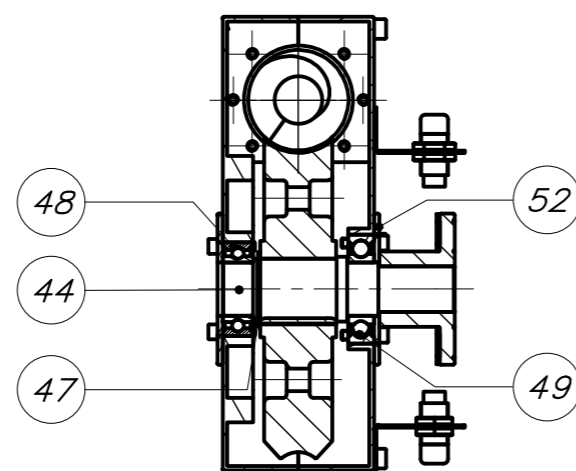
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 - 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:5
2015516	SUBENSAMBLE EJE LINEAL VERTICAL	FECHA: 2020.11.23

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

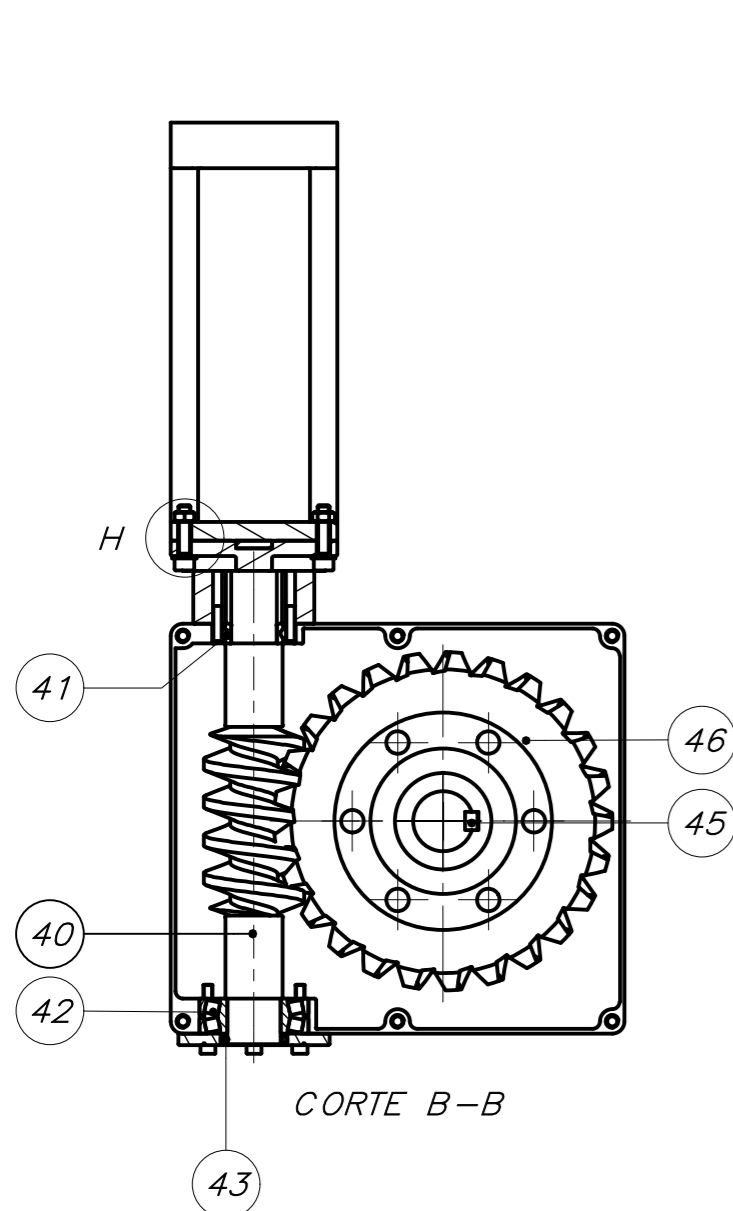
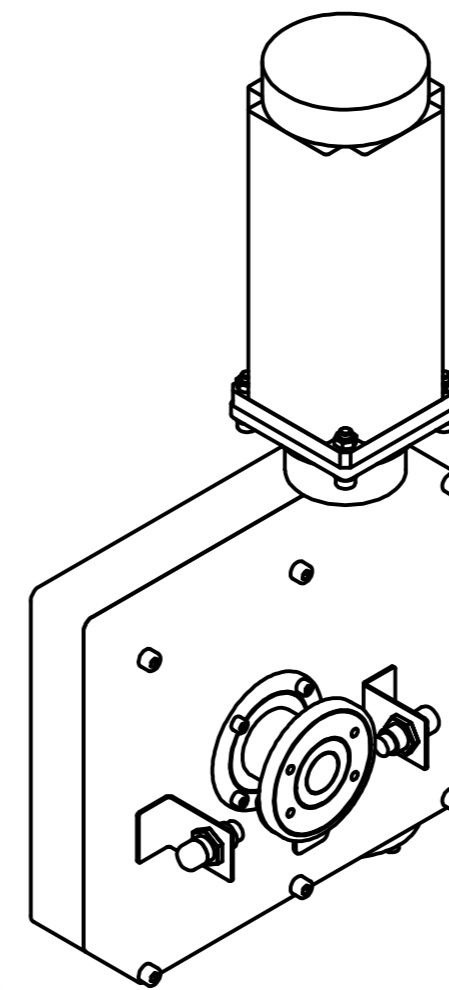
LÁMINA:
03-A3-E



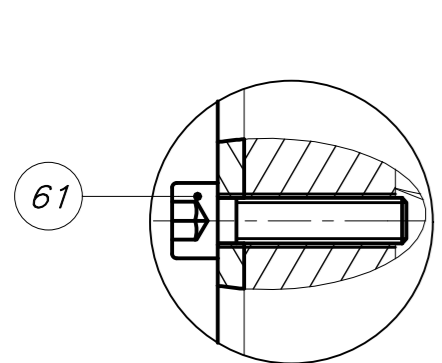
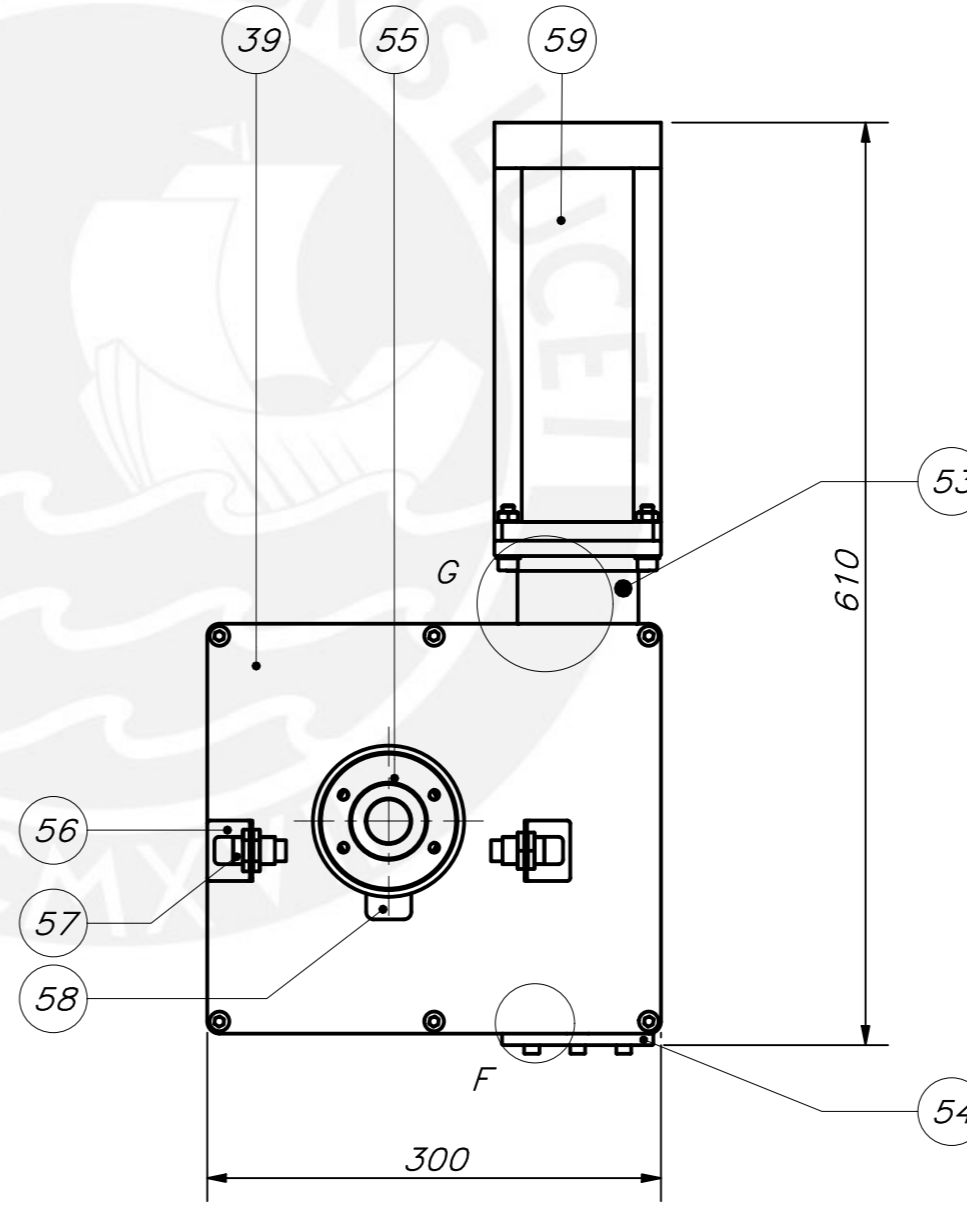
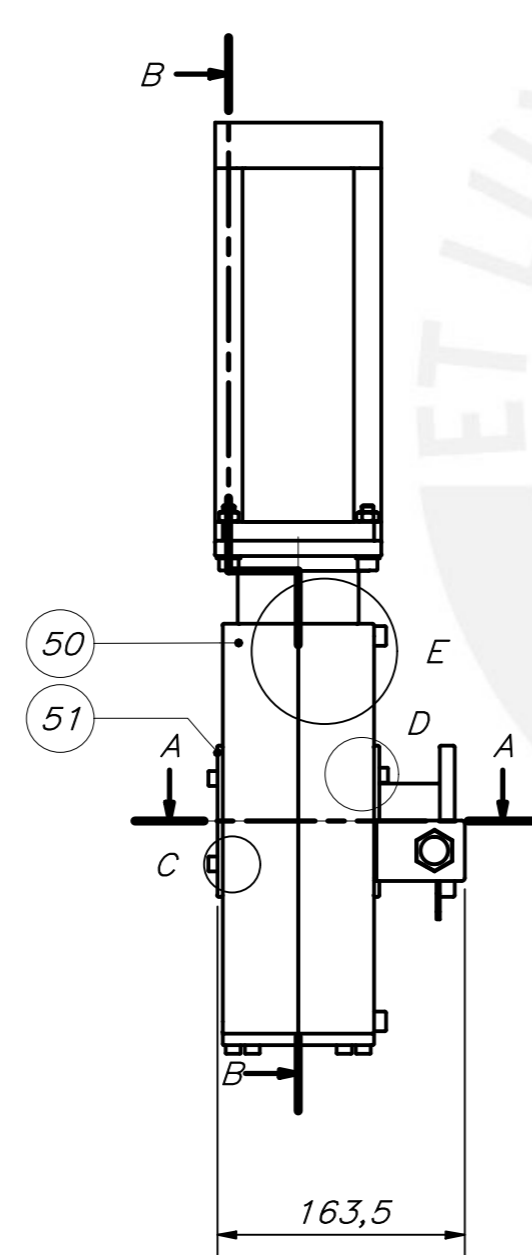
DETALLE H
ESCALA 1 : 1



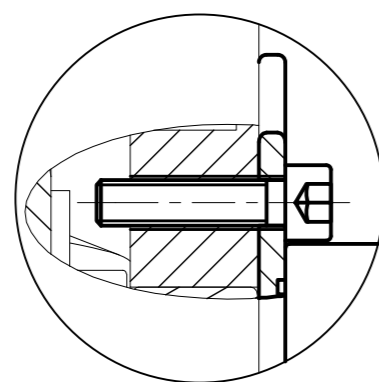
CORTE A-A



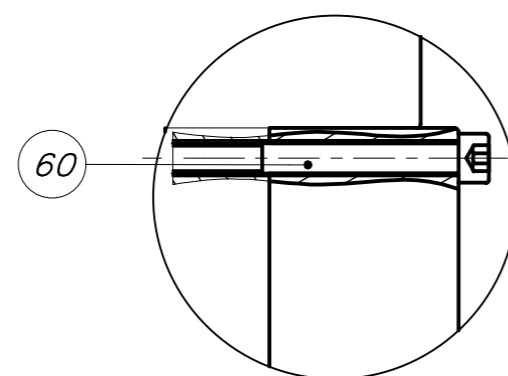
CORTE B-B



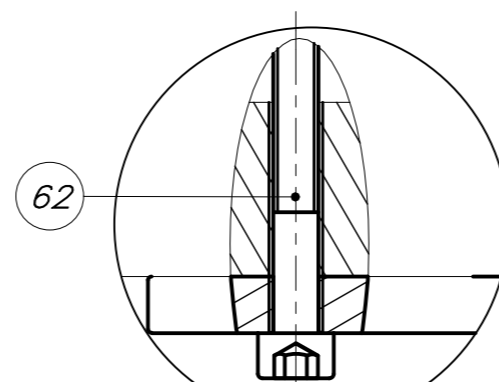
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



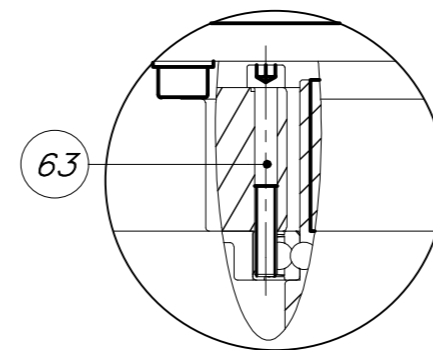
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



DETALLE E
ESCALA 1 : 2



DETALLE F
ESCALA 1 : 1

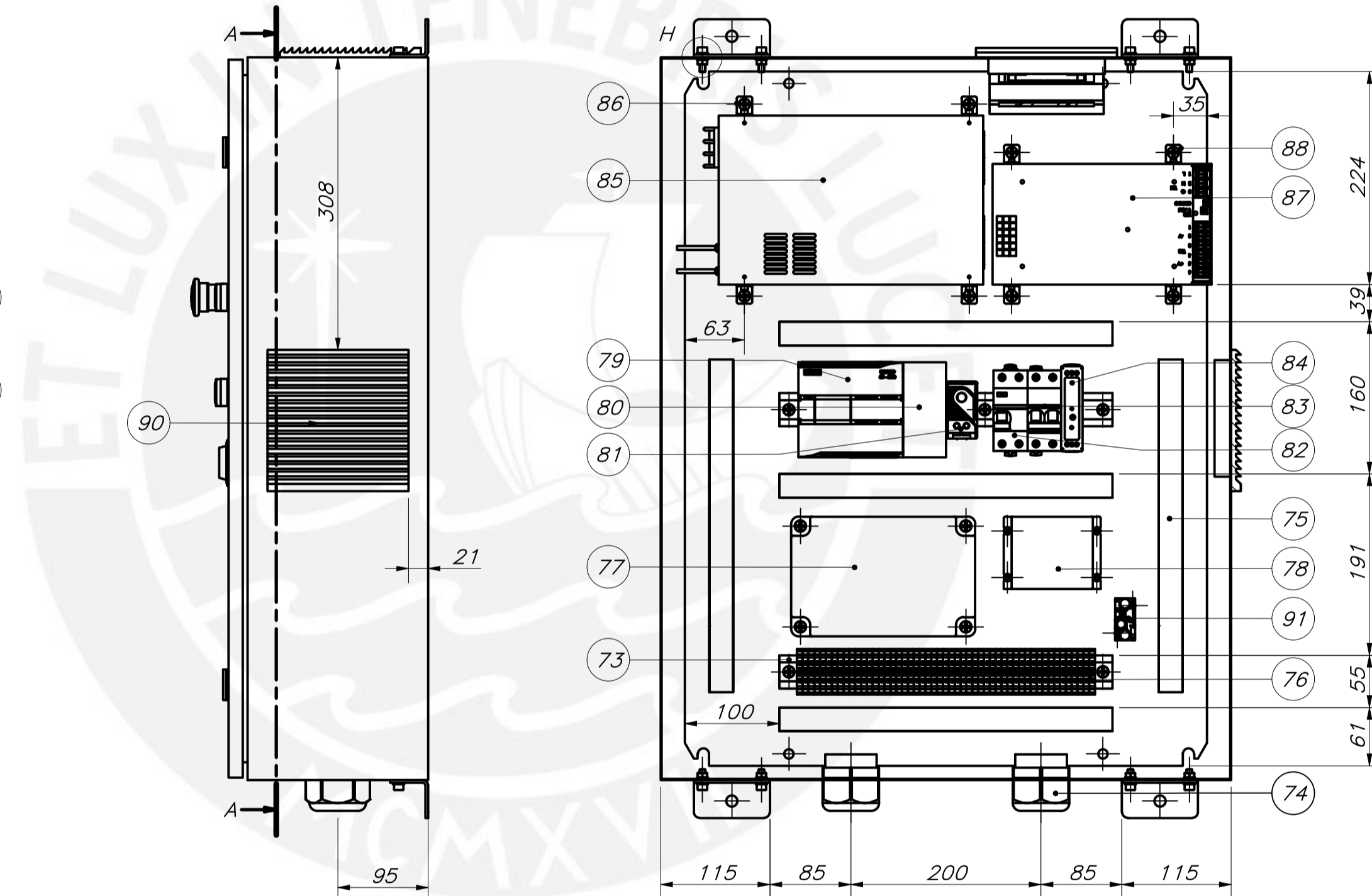
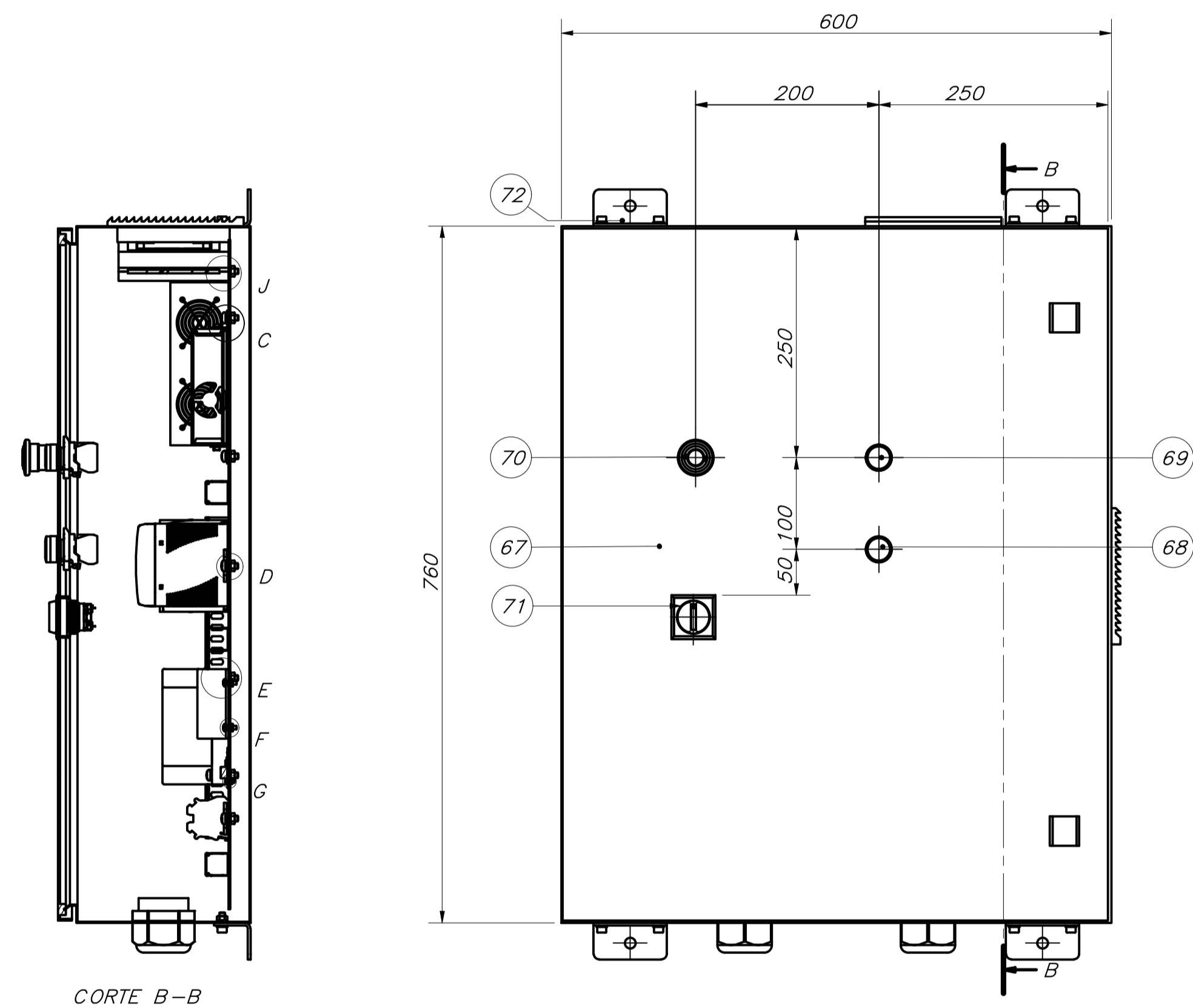
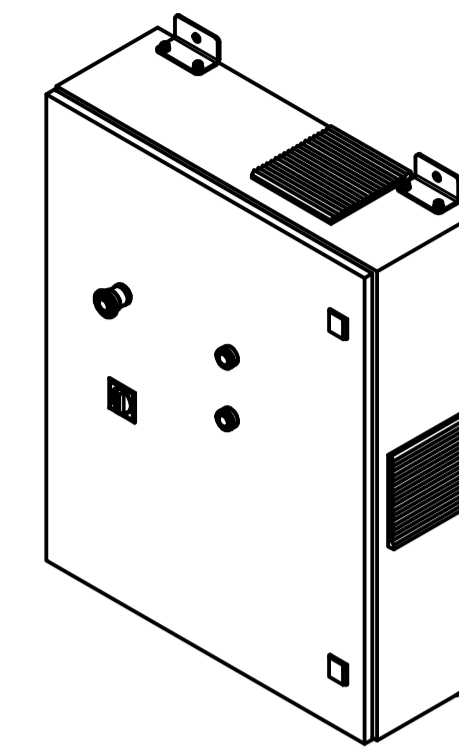
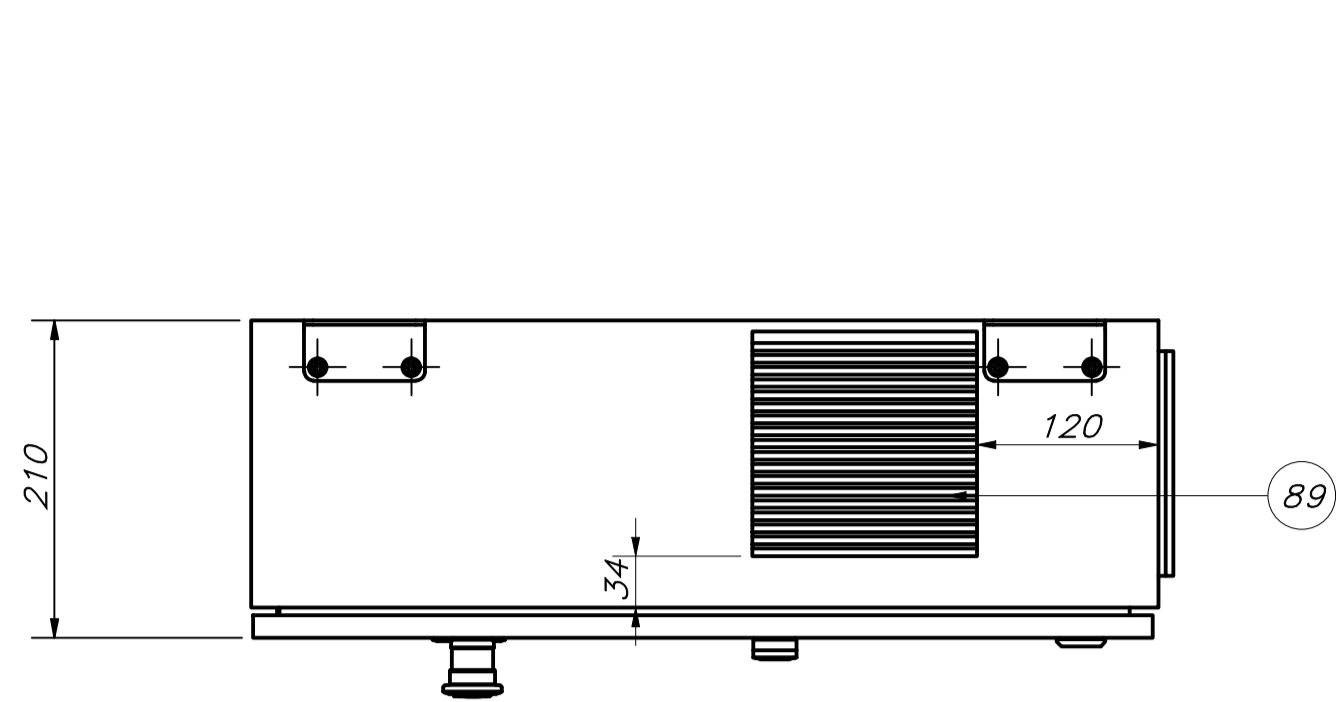


DETALLE G
ESCALA 1:2

PARTS LIST					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
66	4	TUERCA HEXAGONAL - M8	DIN 934	A304	
65	4	PERNO ALLEN - M8 x 35	DIN 912	A304	
64	4	ARANDELA PLANA - A 8.4	DIN 125	A304	
63	4	PERNO ALLEN - M6 x 50	DIN 912	A304	
62	6	PERNO ALLEN - M6 x 40	DIN 912	A304	
61	8	PERNO ALLEN - M6 x 25	DIN 912	A304	
60	6	PERNO ALLEN - M8 x 80	DIN 912	A304	
59	1	SERVOMOTOR DC			110ST-09025-48V - WHEATSTONE
58	1	INDICADOR DE PROXIMIDAD		AISI 1045	20-A3-D
57	2	SENSOR INDUCTIVO DE PROXIMIDAD			PSC1812-P - RIKO
56	2	ACOPLE SENSOR DE PROXIMIDAD		A304	19-A3-D
55	1	BRIDA DE SUJECIÓN		A304	18-A3-D
54	1	TAPA DERECHA DE TORNILLO SIN FIN		A304	14-A3-D
53	1	TAPA IZQUIERDA DE TORNILLO SIN FIN		A304	15-A3-D
52	1	TAPA DERECHA DE EJE DE RUEDA		A304	12-A3-D
51	1	TAPA IZQUIERDA DE EJE DE RUEDA		A304	13-A3-D
50	1	CARACA LATERAL IZQUIERDA		GG-20	16-A3-D
49	1	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS DE UNA HILERA			6207-2RS1 - SKF
48	1	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS DE UNA HILERA			63007-2RS1 - SKF
47	1	ANILLO ELÁSTICO DE SEGURIDAD 40 X 1,85	DIN 472	A304	
46	1	CORONA DE TORNILLO SIN FIN	ANSI/AGMA 6022-C.93	SAE 640	09-A3-D
45	1	CHAVETA DE RUEDA	DIN 6885	ST 60	11-A3-D
44	1	EJE DE RUEDA		SAE 4140	10-A3-D
43	1	SELLO ELÁSTICO EN V		CAUCHO	35 VA R - SKF
42	1	RODAMIENTO DE RODILLOS A RÓTULA			22207 E - SKF
41	1	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS DE UNA HILERA			6006-2RS1 - SKF
40	1	TORNILLO SIN FIN	ANSI/AGMA 6022-C.93	AISI 1060	08-A3-D
39	1	CARACA LATERAL DERECHA		GG-20	17-A3-D

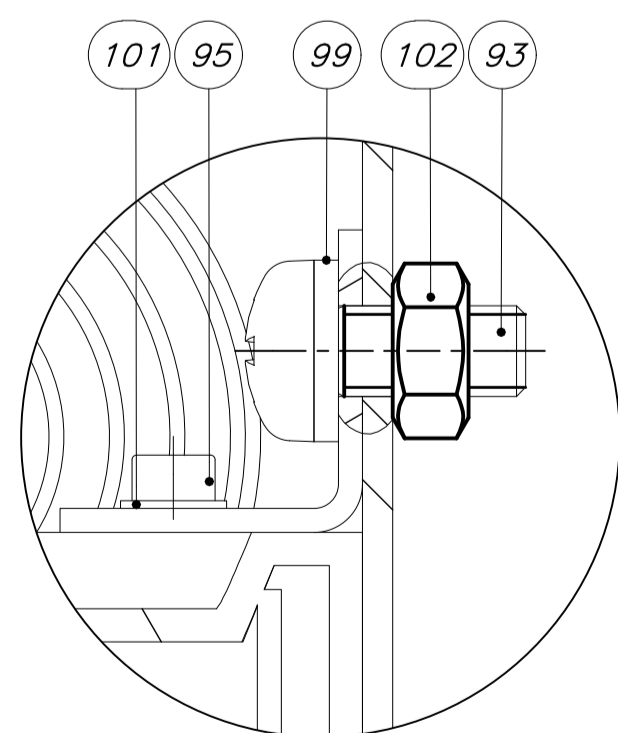
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA				
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 - 10M1		ESCALA	
	MEPTEDS		1:5	
20155516	SUBENSAMBLE CAJA REDUCTORA		FECHA: 2020.11.23	
			LÁMINA: 04-A2-E	

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

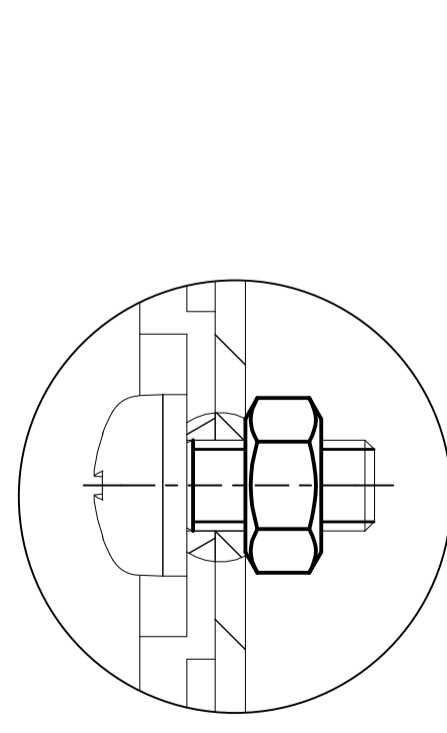


CORTE B-B

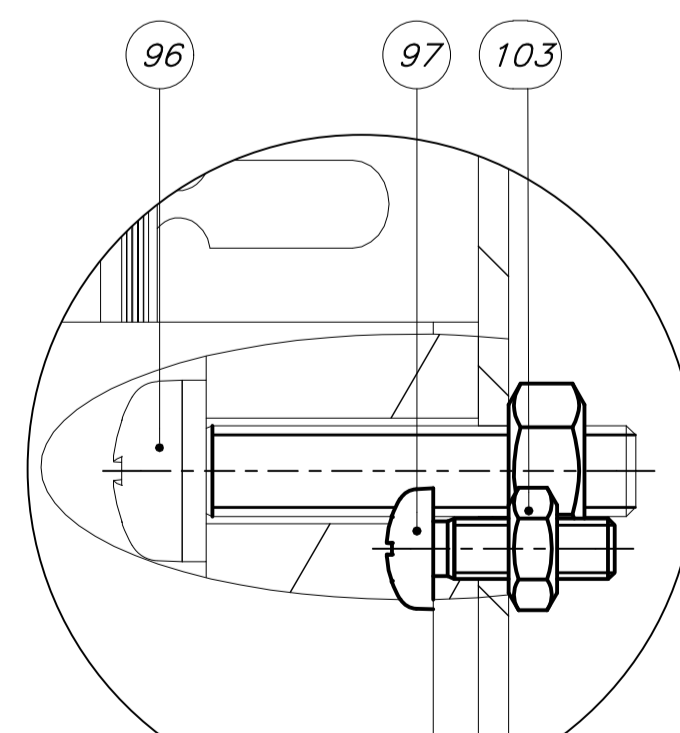
CORTE A-A



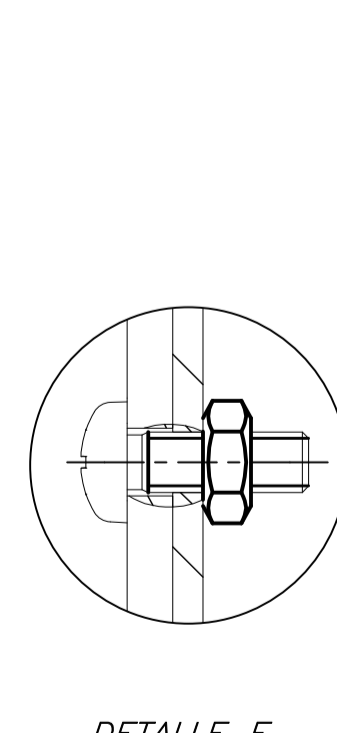
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



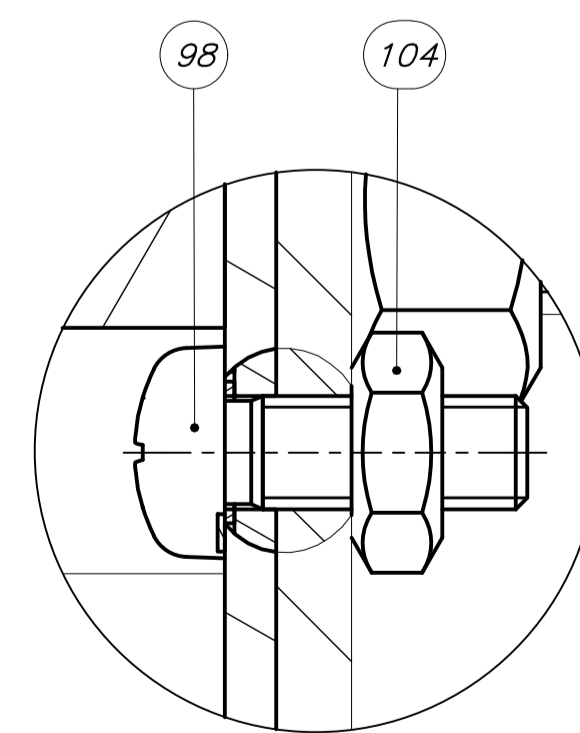
DETALLE D
ESCALA 2 : 1



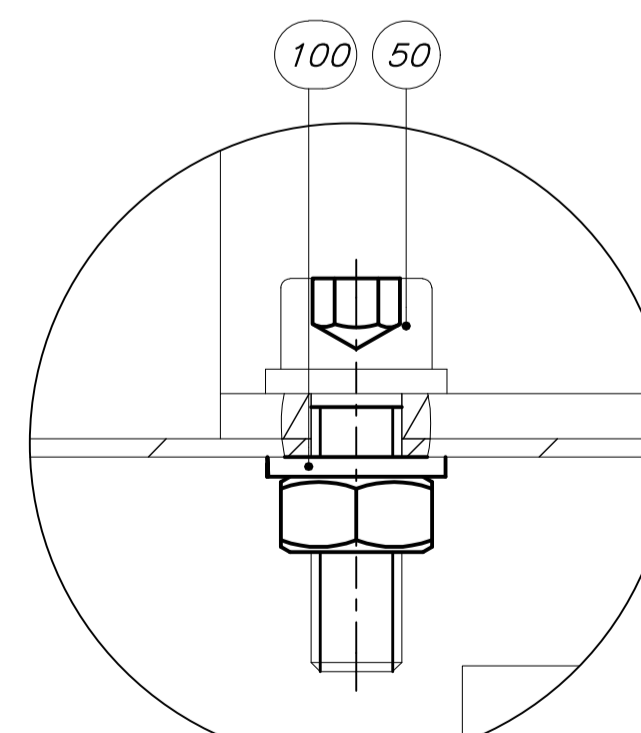
DETALLE E
ESCALA 2 : 1



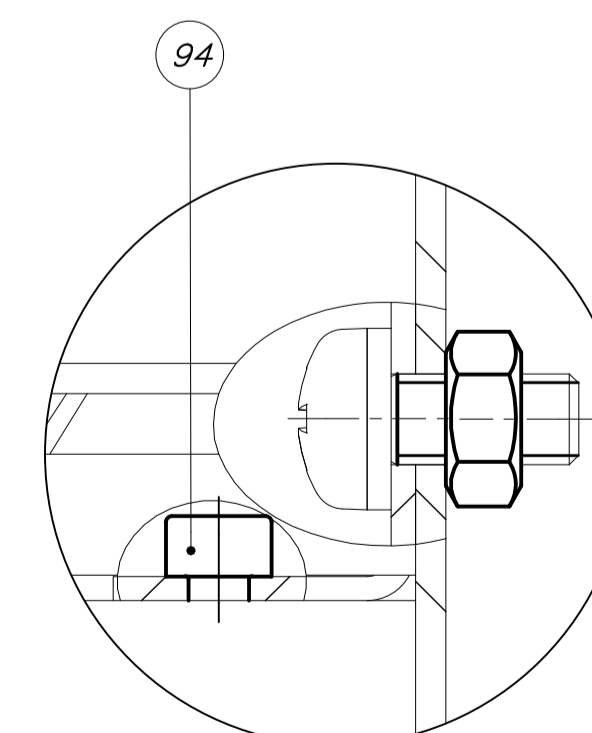
DETALLE F
ESCALA 2 : 1



DETALLE G
ESCALA 5 : 1



DETALLE H
ESCALA 2 : 1



DETALLE J
ESCALA 2 : 1

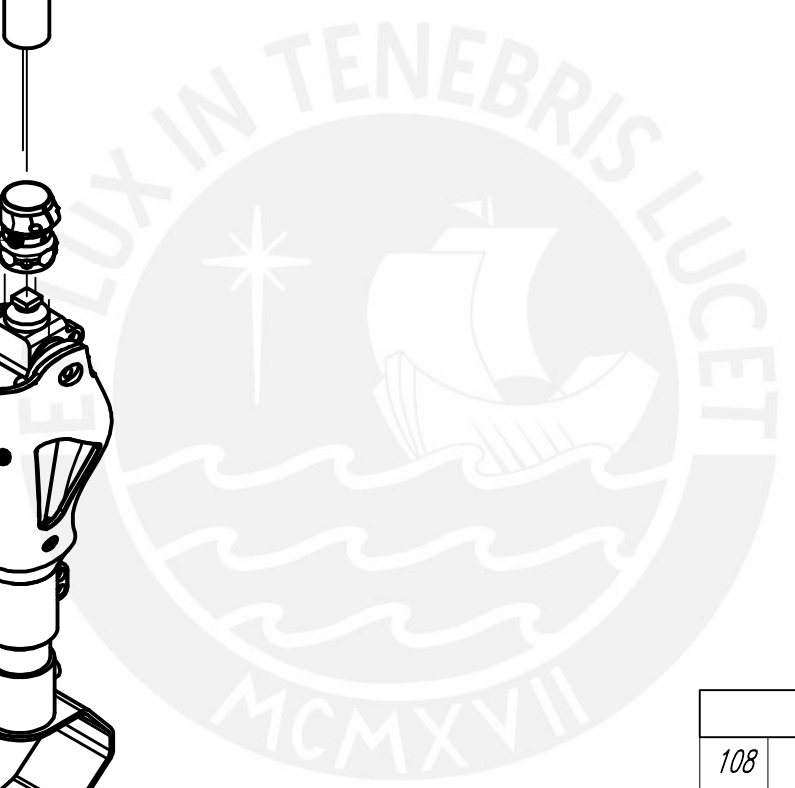
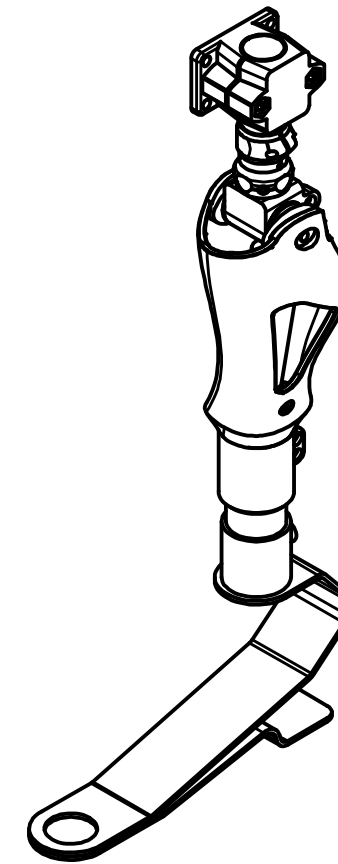
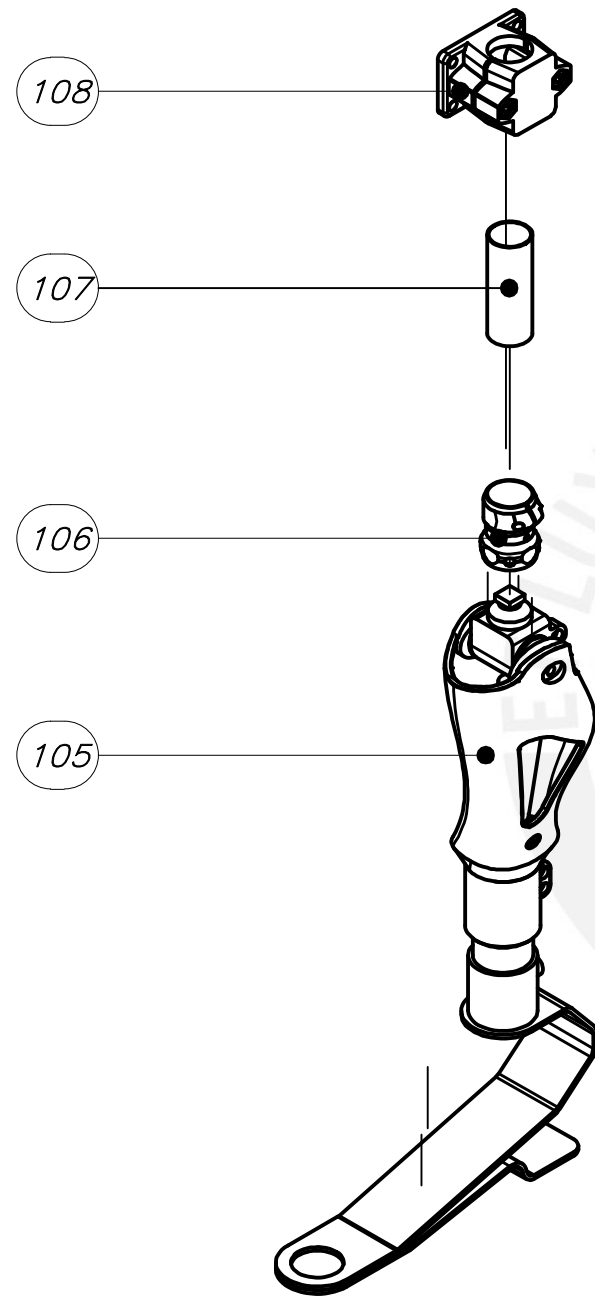
PARTS LIST					
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
104	2	TUERCA HEXAGONAL M3	DIN 934	A304	
103	4	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934	A304	
102	25	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934	A304	
101	4	ARANDELA PLANA A 3.2	DIN 125	A304	
100	8	ARANDELA DE PRESIÓN A6	DIN 128	A304	
99	25	ARANDELA PLANA A 6.4	DIN 125	A304	
98	2	TORNILLO CABEZA REDONDA M3 x 8	EN ISO 7045	A304	
97	4	TORNILLO CABEZA REDONDA M4 x 12	EN ISO 7045	A304	
96	4	TORNILLO CABEZA REDONDA M6 x 30	EN ISO 7045	A304	
95	4	TORNILLO HEXAGONAL M3 x 6	DIN 912	A304	
94	4	TORNILLO ALLEN HUECO HEXAGONAL M4 x 6	DIN 912	A304	
93	13	TORNILLO CABEZA REDONDA - M6 x 14	EN ISO 7045	A304	
92	8	TORNILLO ALLEN HUECO HEXAGONAL M6 x 16	DIN 912	A304	
91	1	MÓDULO CONVERTIDOR DC-DC			LM2596 - ON SEMICONDUCTOR
90	1	REJILLA			JASON
89	1	VENTILADOR			FJK6622BP230 - JASON
88	4	ACOPLE FUENTE 500W - TABLERO		A304	23-A3-D
87	1	FUENTE 48V 500W			RSP-500-48 - MEAN WELL
86	4	ACOPLE FUENTE 3000W - TABLERO		A304	22-A3-D
85	1	FUENTE 48V 3000W			RSP-3000-48 - MEAN WELL
84	1	FUENTE 24V 20W			MOR-20-24 - MEAN WELL
83	1	INTERRUPTOR TERMOMAGNÉTICO			A9F75225 - SCHNEIDER ELECTRIC
82	1	INTERRUPTOR DIFERENCIAL			A9R71225 - SCHNEIDER ELECTRIC
81	1	TERMOSTATO			KTS 011 - JASON
80	1	MÓDULO E/S ANALÓGICAS			6ES7234-4HE32-0XB0 - SIEMENS
79	1	PLC S7-1200 1214C AC/DC/RL			6ES7214-1BG40-0XB0 - SIEMENS
78	1	DRIVER SERVOMOTOR			THF15072 - WHEATSTONE
77	1	DRIVER SERVOMOTOR			THF60096 - WHEATSTONE
76	51	BORNE DE CONEXIÓN			NSYTRV42 - SCHNEIDER ELECTRIC
75	5	CANAleta RANURADA 25X25X350			DXN10032 - SCHNEIDER ELECTRIC
74	2	PRENSAESTOPA PG48			
73	2	RIEL DIN			NSYSOR200BD - SCHNEIDER ELECTRIC
72	4	ACOPLE TABLERO ESTRUCTURA		A304	21-A3-D
71	1	COMUTADOR DE LINEA			CA0250002PL2 - BREMAS
70	1	PULSADOR PARADA DE EMERGENCIA			XB4B58445 - SCHNEIDER ELECTRIC
69	1	PULSADOR ILUMINADO VERDE			XB4BW33B5 - SCHNEIDER ELECTRIC
68	1	PULSADOR ILUMINADO ROJO			XB4BW34B5 - SCHNEIDER ELECTRIC
67	1	GABINETE ELÉCTRICO		A. INOX	AE 1012.600 - RITTAL

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: 1M102 - 10M1 ESCALA: 1:5

20155516 SUBENSAMBLE TABLERO ELÉCTRICO FECHA: 2020.12.12 LÁMINA: 05-A1-E

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

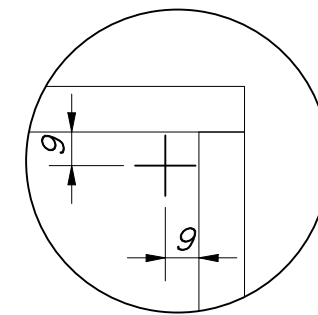
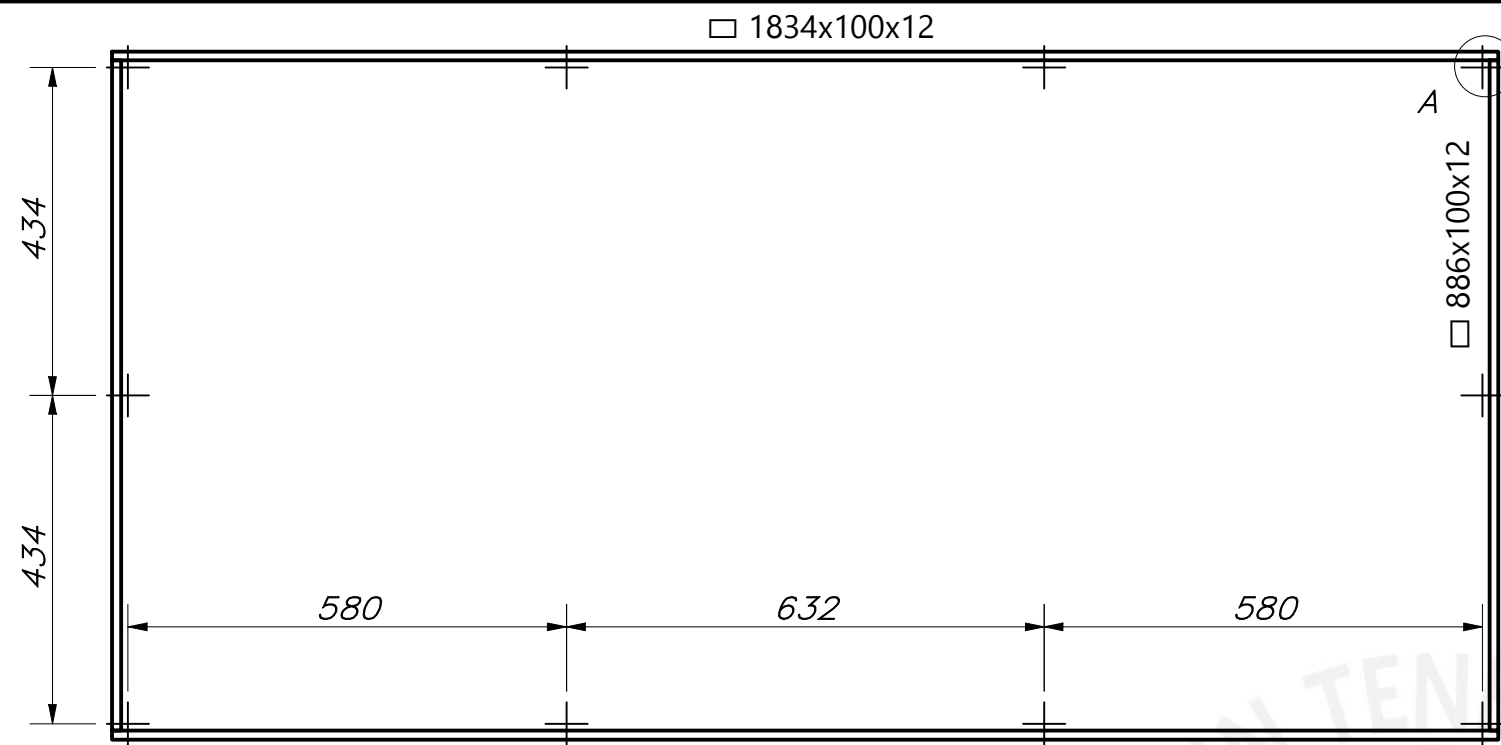


PARTS LIST					
108	1	ABRAZADERA PARA TUBO CIRCULAR		ALUMINIO	GN 147-B30-2-BL - Elesa + GANTER
107	1	TUBO DE SUJECCIÓN		ALUMINIO	2R30 - OTTOBOCK
106	1	CONECTOR PRÓTESIS-TUBO DE SUJECCIÓN		ALUMINIO	4R69 - OTTOBOCK
105	1	PRÓTESIS TRANSTIBIAL			PASIVA O ACTIVA
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

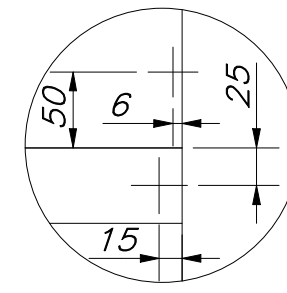
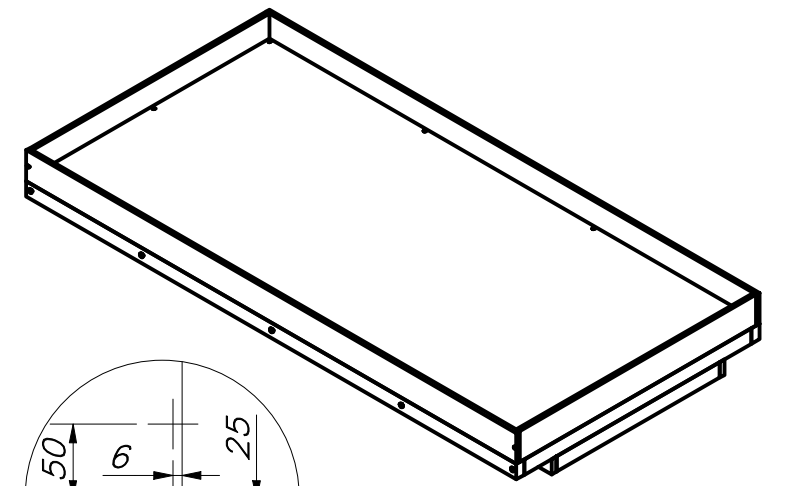
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 – 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:5
2015516	SUBENSAMBLE SUJECCIÓN DE PRÓTESIS	FECHA: 2020.10.07
		LÁMINA: 06-A3-E

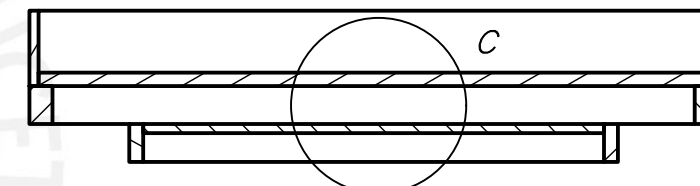
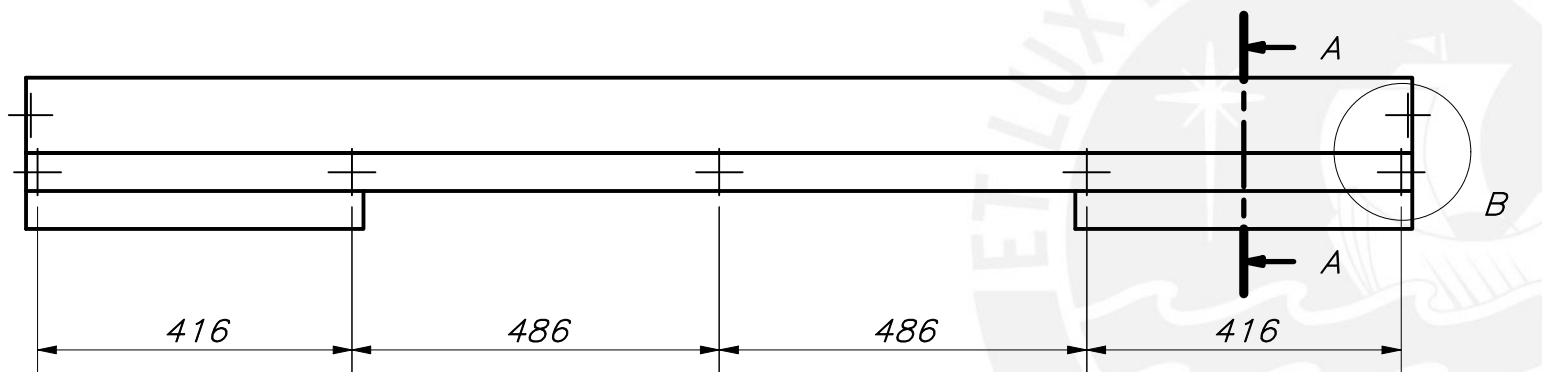
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
-----------------	----------------	----------------



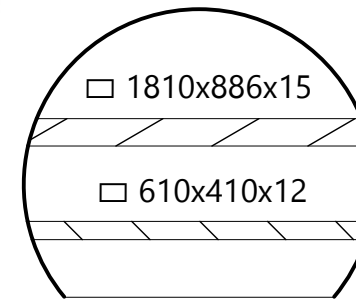
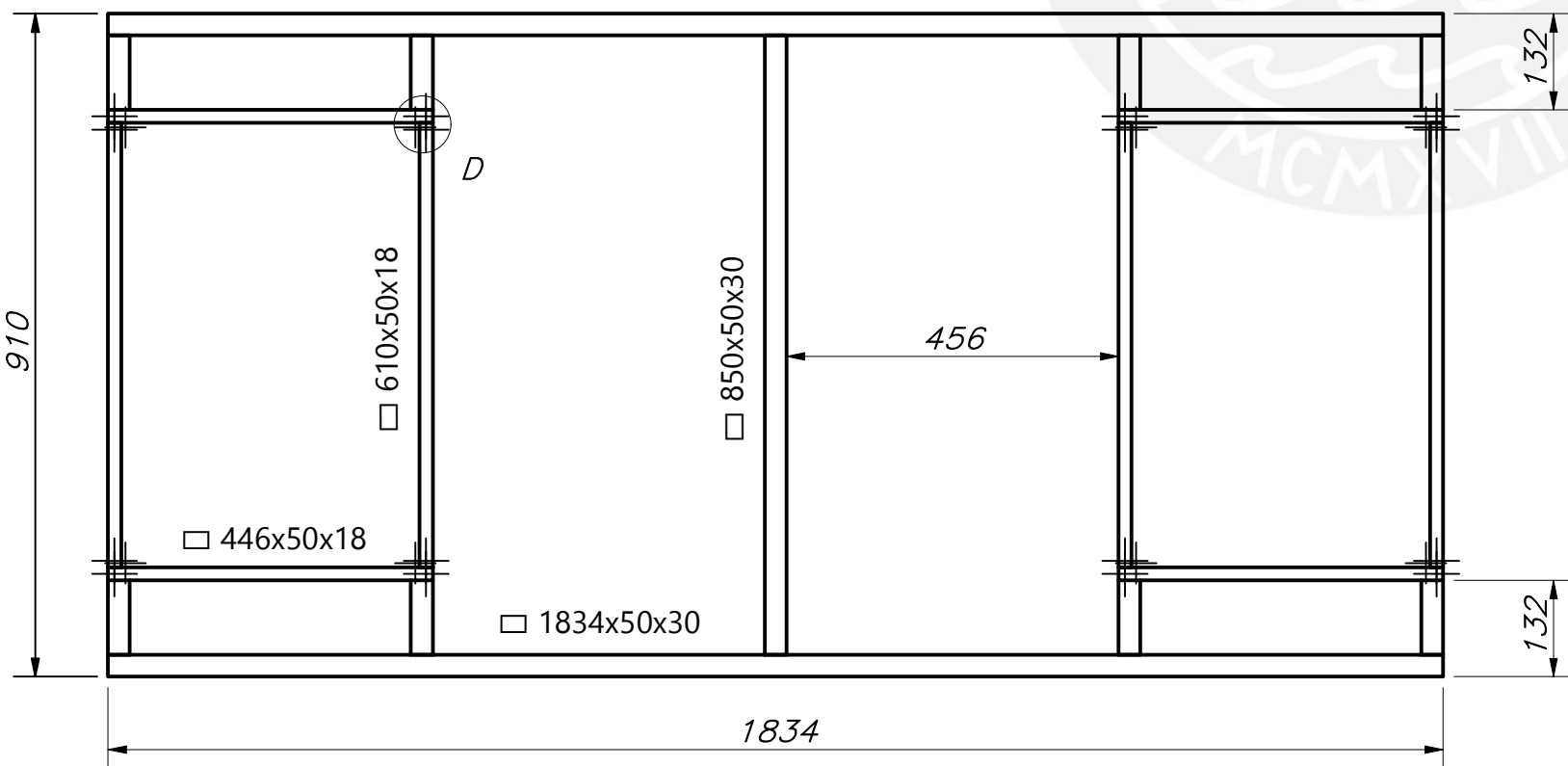
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



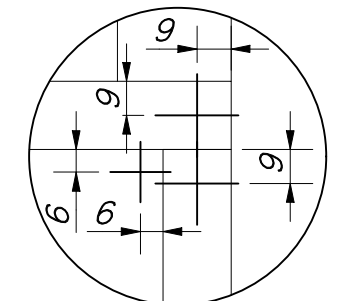
DETALLE B
ESCALA 1 : 5



CORTE A-A



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

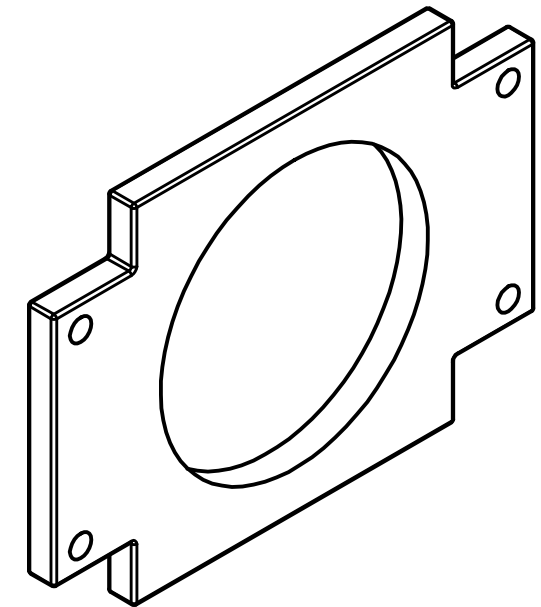
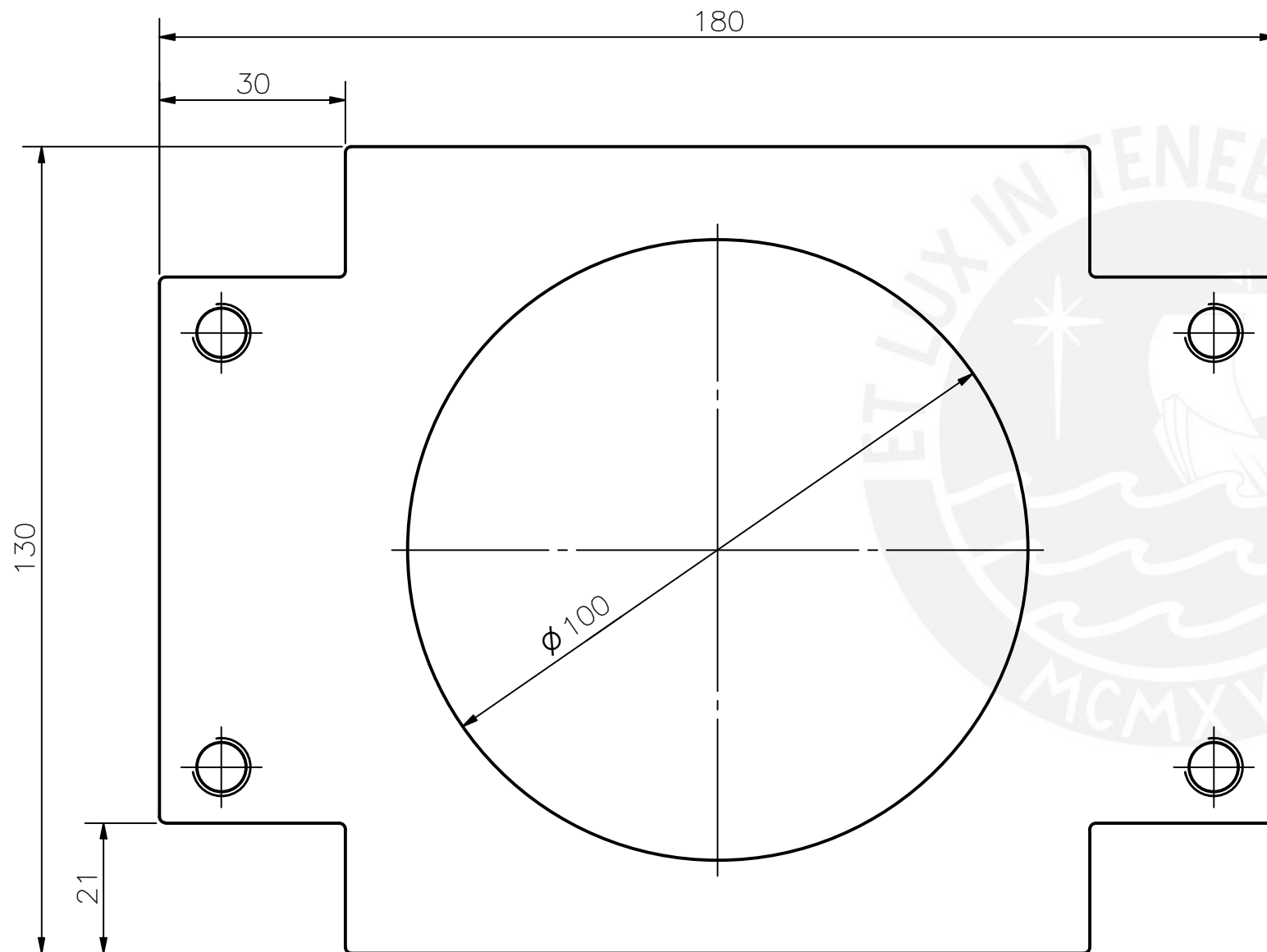
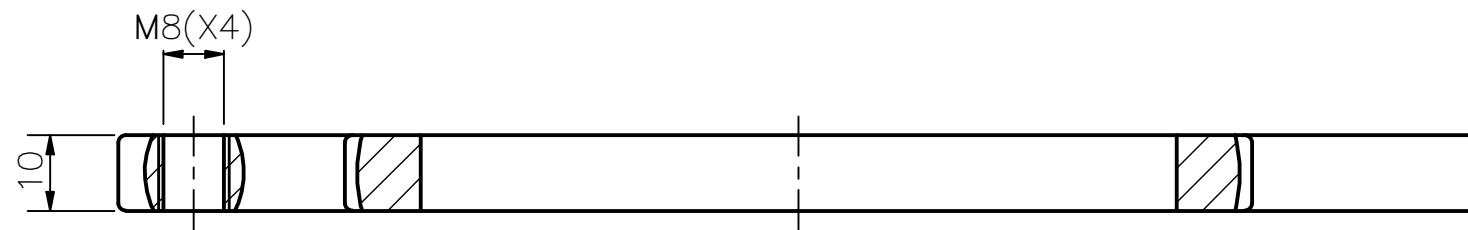


DETALLE D
ESCALA 1 : 2

PUNTOS PARA TORNILLOS INDICADOS
CARAS JUNTAS REFORZADAS CON COLA PARA MADERA

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL FRESADO Y BARNIZADO	TOLERANCIA GENERAL +/- 0.5 mm	MATERIAL PINO RADIATA
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 1:10
2015515	SOPORTE TROTADORA	FECHA: 2020.12.01
		LÁMINA: 01-A3-D

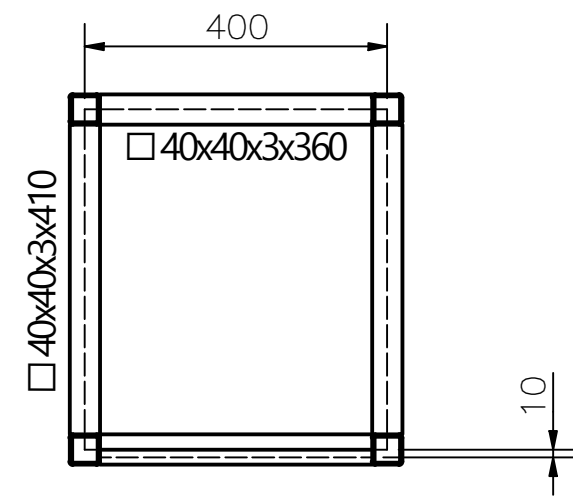
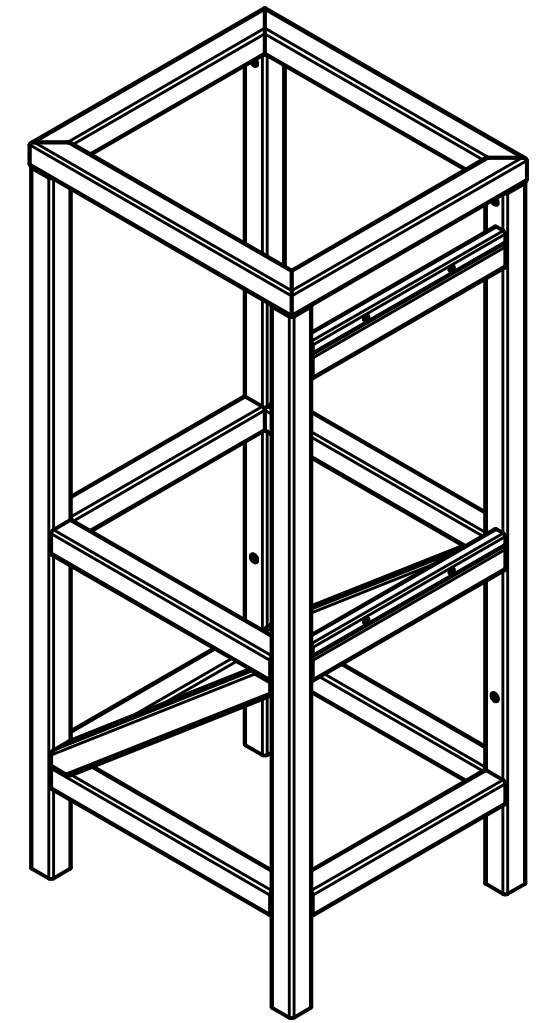
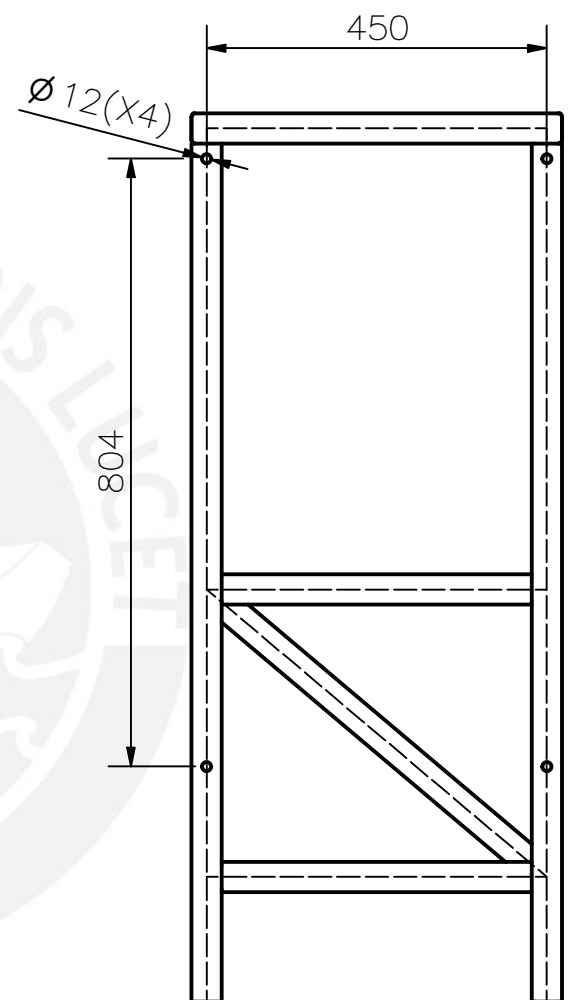
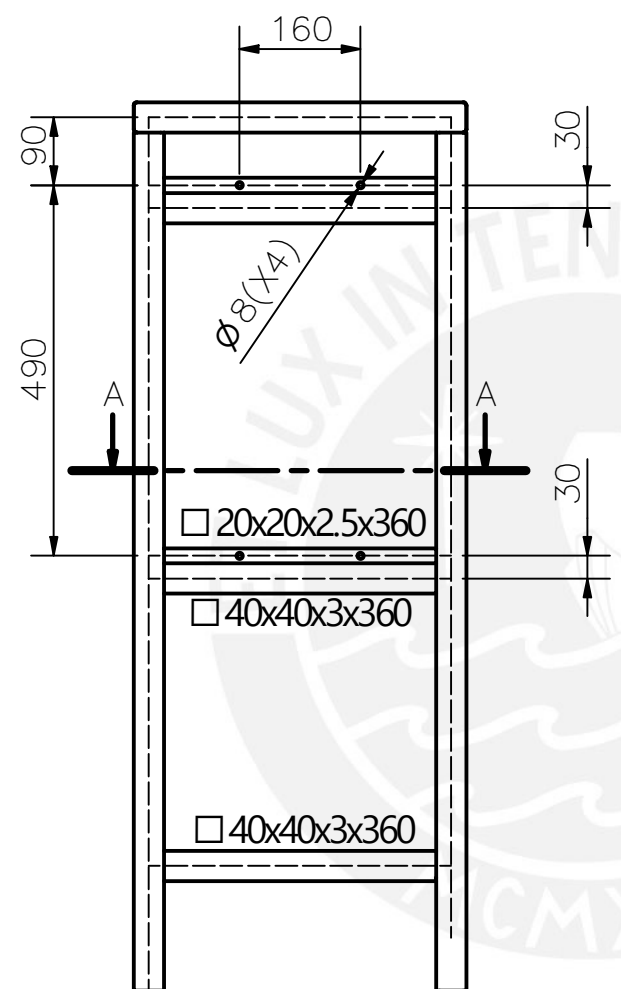
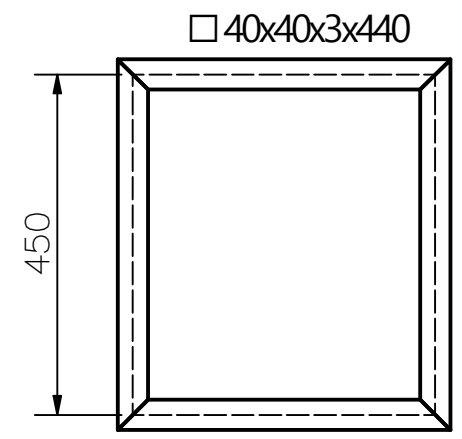
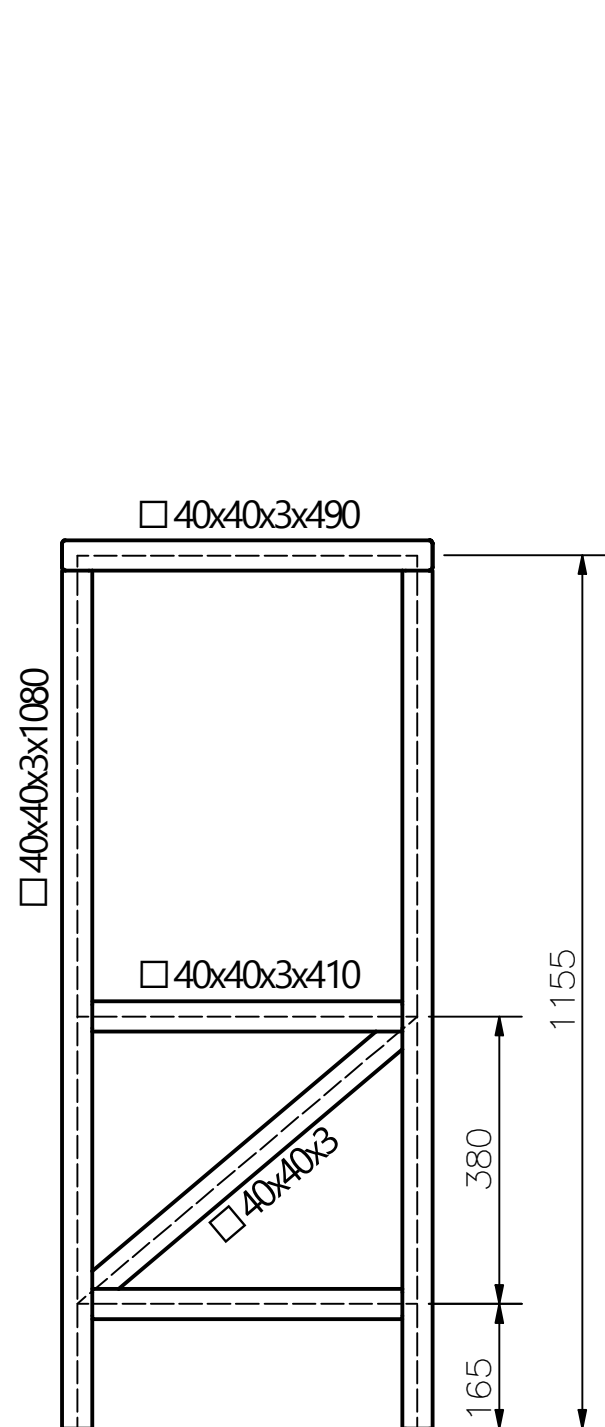


REDONDEOS NO INDICADOS R1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 1MTR02 – 10M1	ESCALA 1:1	
20155516	UNIÓN CAJA REDUCTORA – EJE LINEAL	FECHA: 2020.12.01
		LÁMINA: 02-A3-D

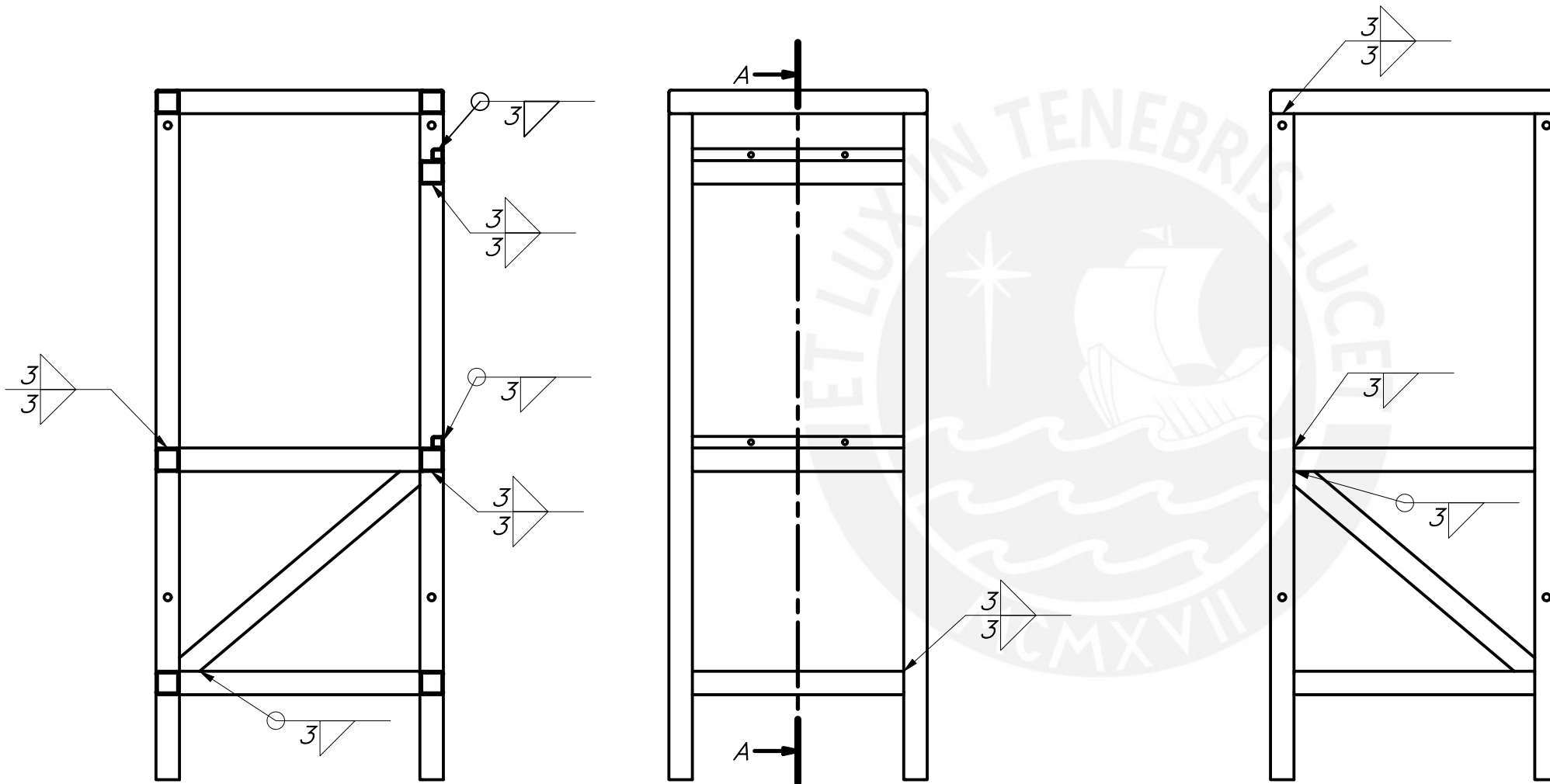
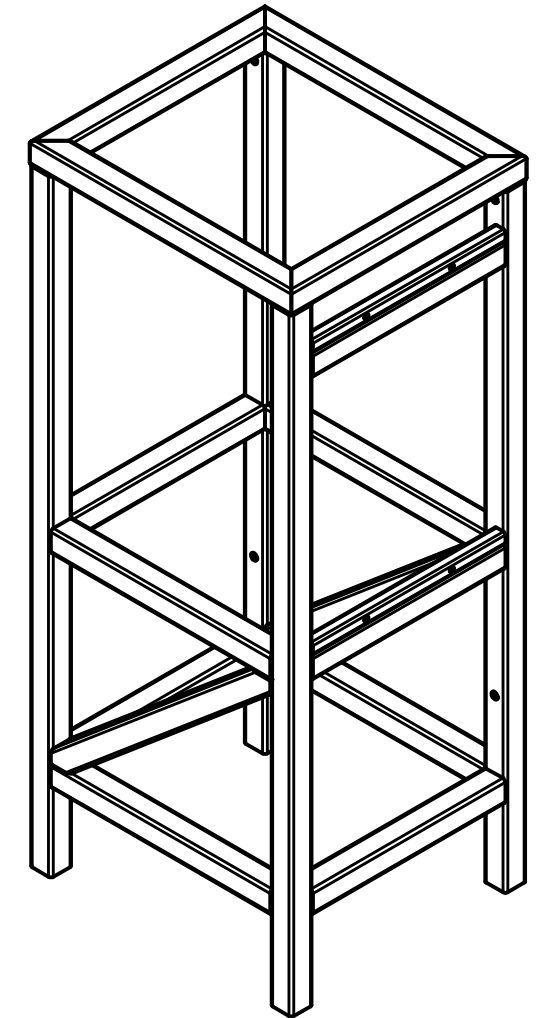
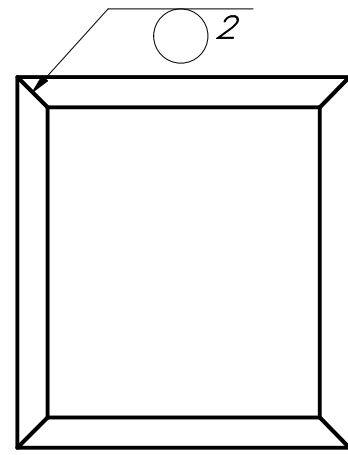


CORTE A-A

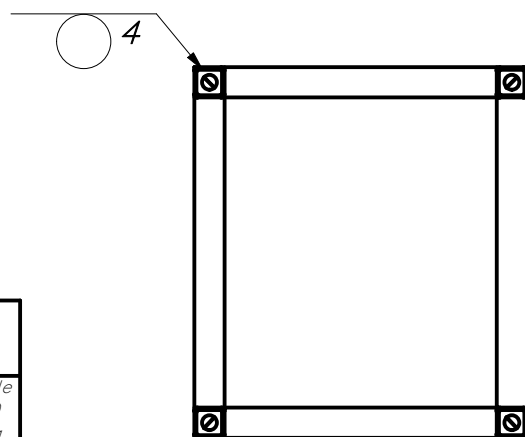
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

ACABADO SUPERFICIAL N9	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02-10M1	ESCALA 1:10
20155516	ESTRUCTURA	FECHA: 2020.12.01
		LÁMINA: 03-A3-D



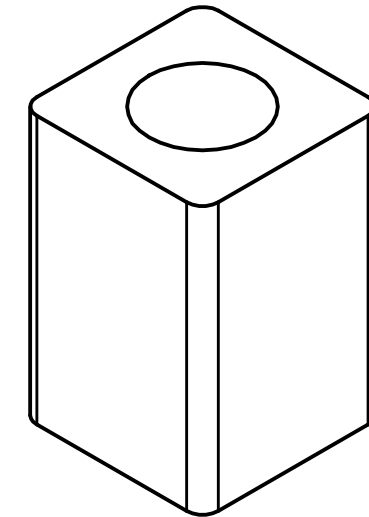
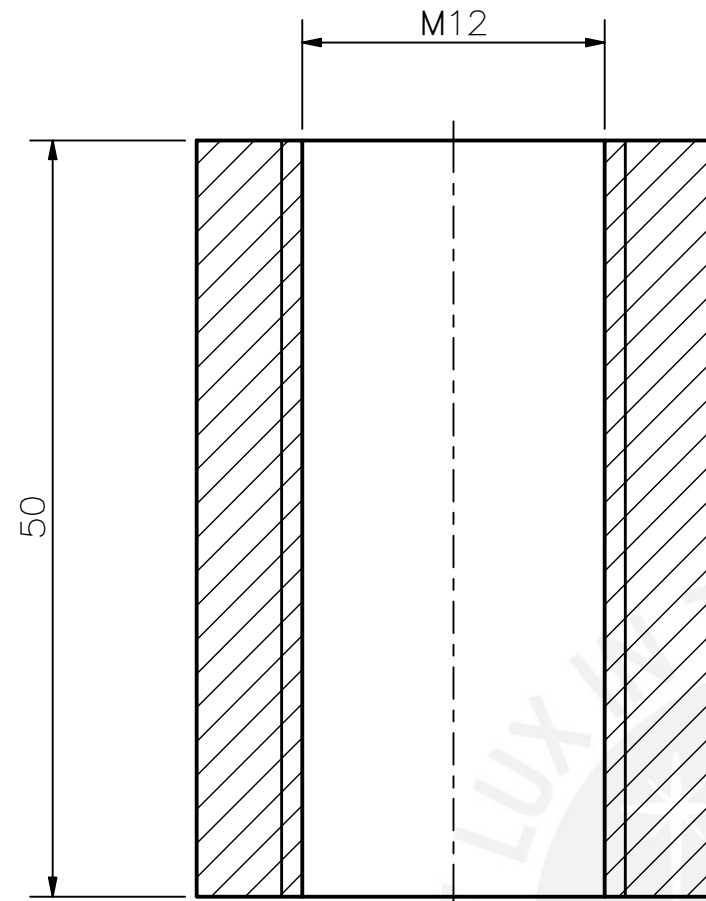
CORTE A-A



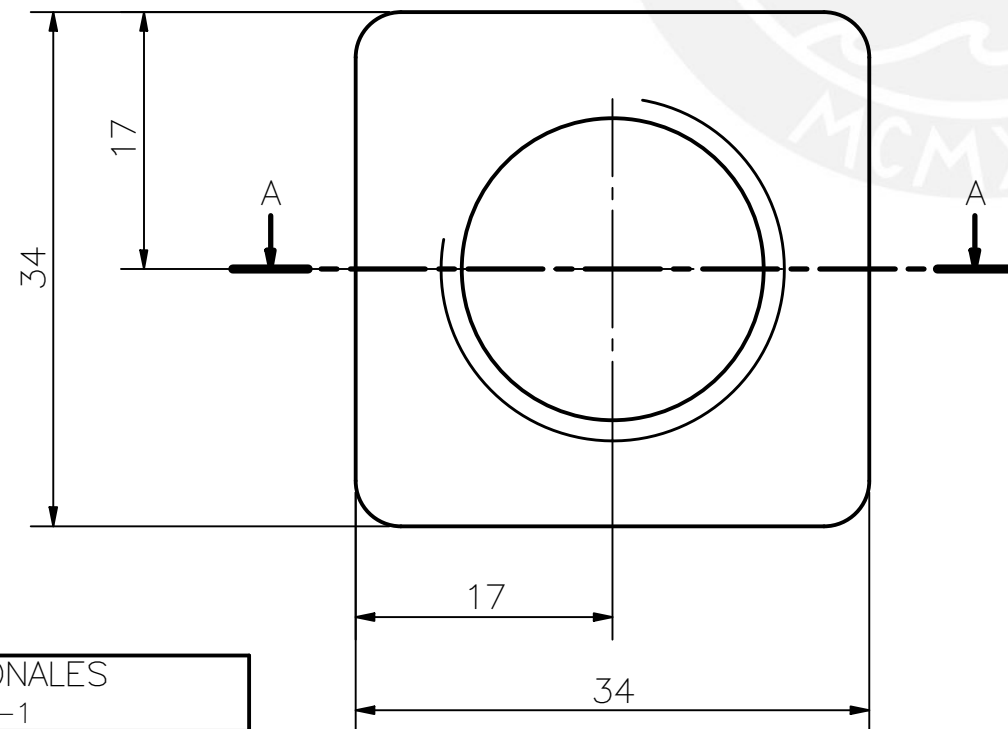
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

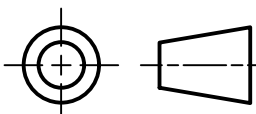
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 – 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:10
20155516	PLANO DE SOLDADURA DE ESTRUCTURA	FECHA: 2020.12.12
		LÁMINA: 04-A3-D



CORTE A-A



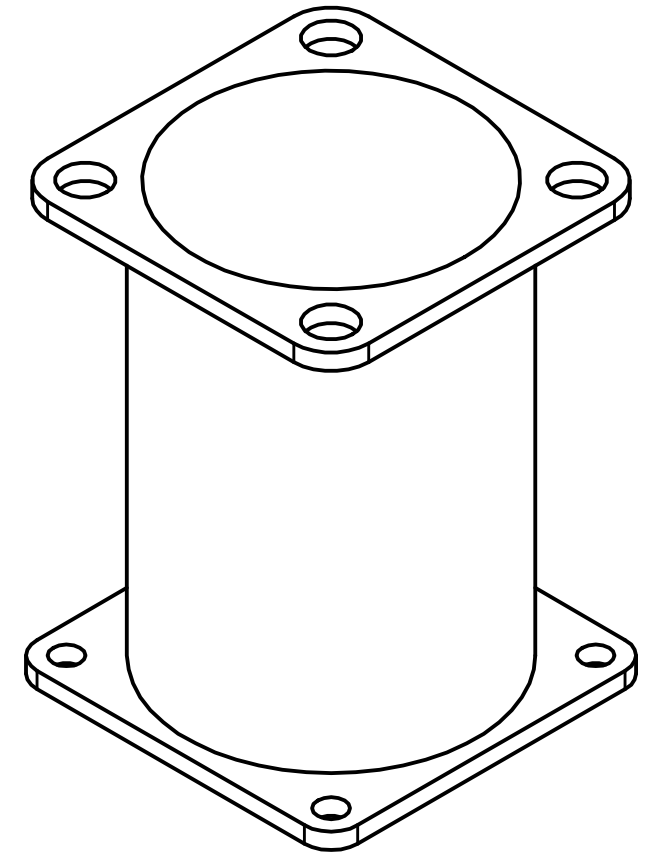
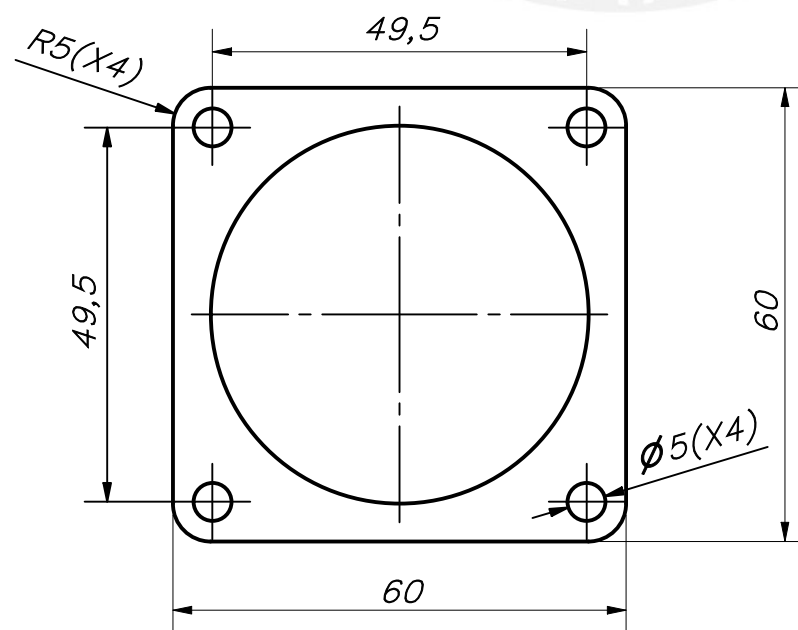
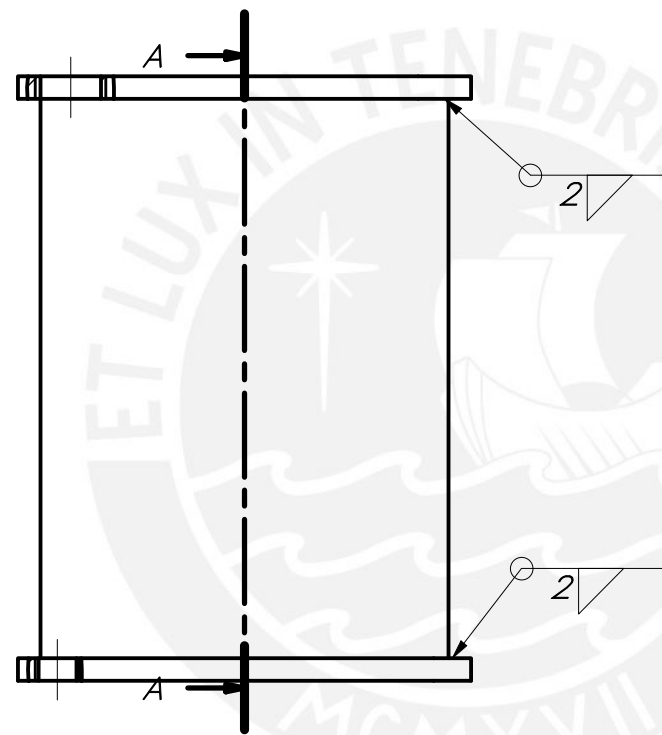
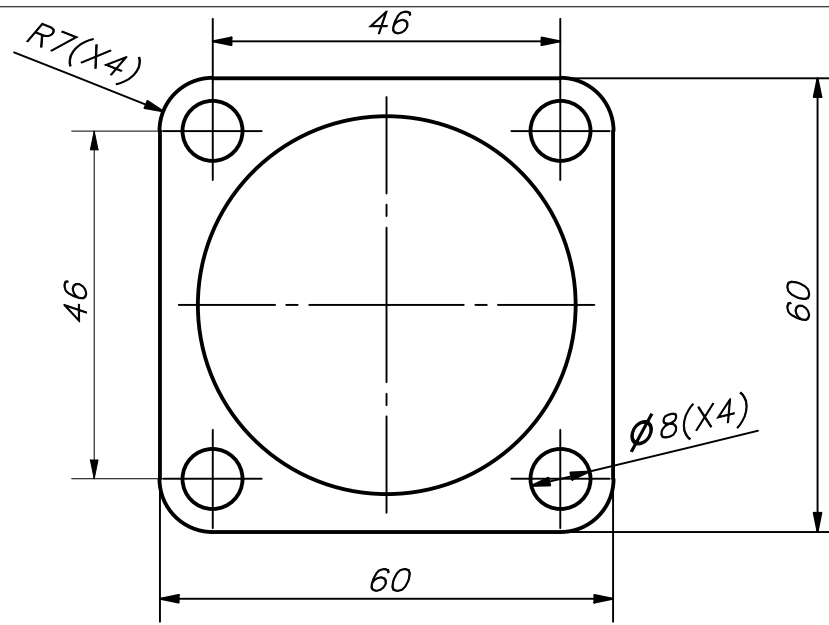
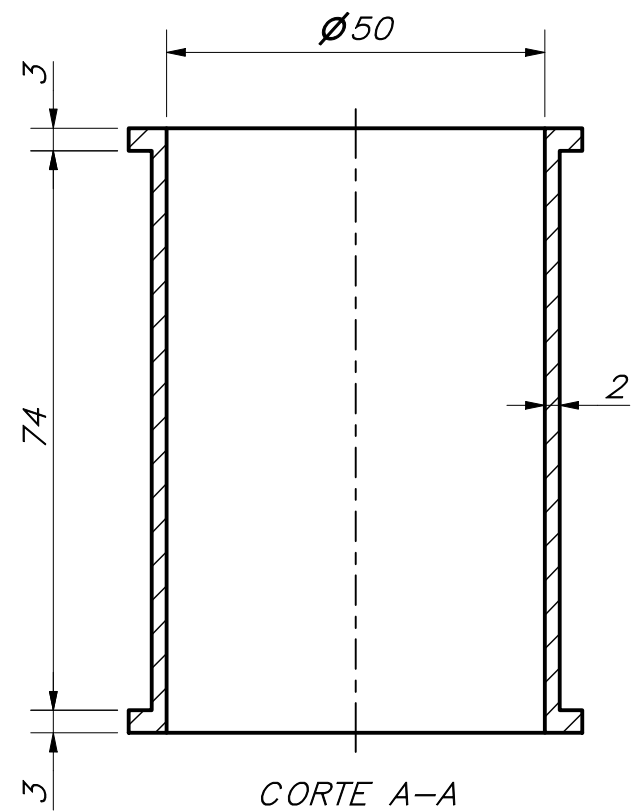
REDONDEOS NO INDICADOS R3

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1 MEPTEDS	ESCALA 2:1
20155516	ACOPLE GARRUCHA – ESTRUCTURA	FECHA: 2020.12.01
		LÁMINA: 05-A3-D

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



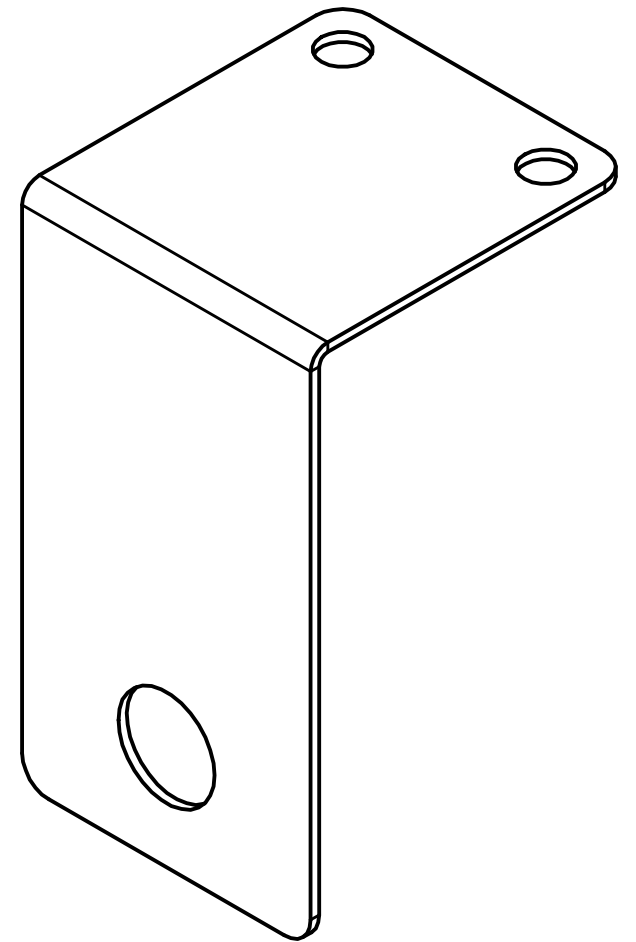
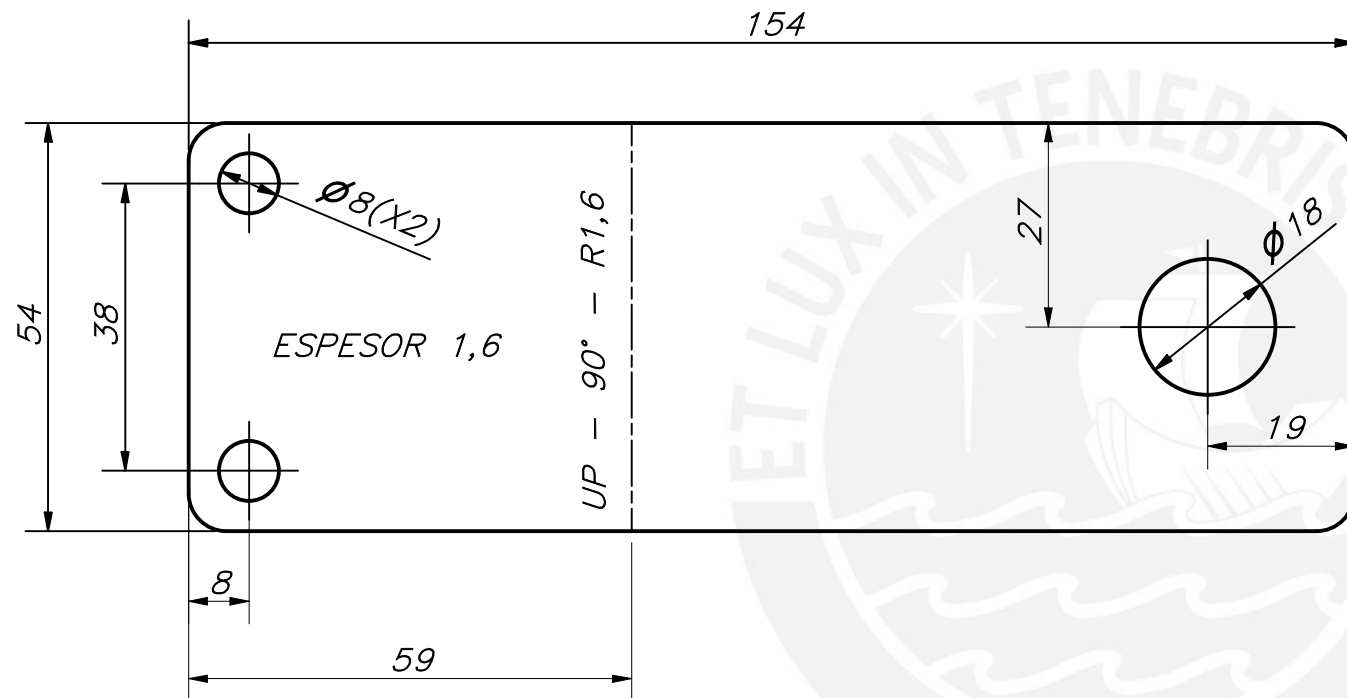
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 – 10M1	ESCALA 1:1
20155516	ACOPLE MOTOR – EJE LINEAL	FECHA: 2020.12.12
		LÁMINA: 06-A3-D

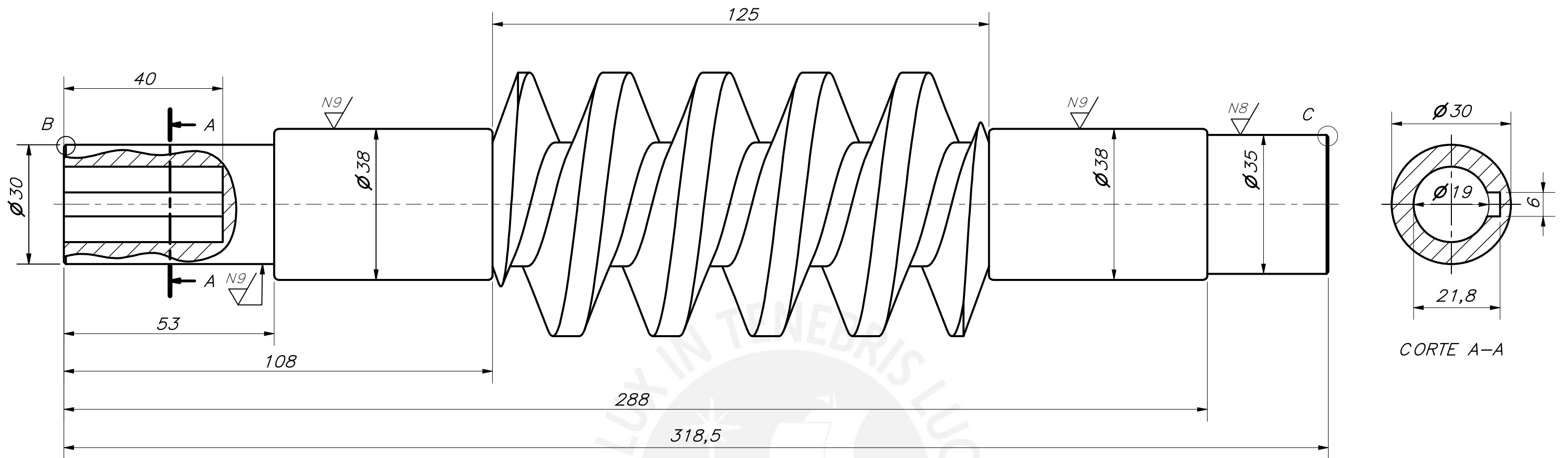
REDONDEOS NO INDICADOS R5



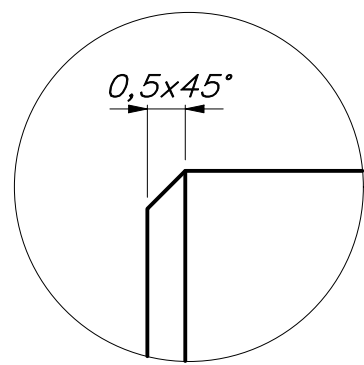
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

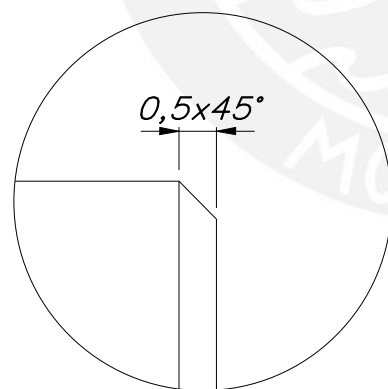
ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 - 10M1 MEPTEDS	ESCALA 1:1
20155516	ACOPLE DE SENSOR DE PROXIMIDAD	FECHA: 2020.11.23
		LÁMINA: 07-A3-D



REDONDEOS NO ACOTADOS R1



DETALLE B
ESCALA 10 : 1



DETALLE C
ESCALA 10 : 1

PASO	L	25,13
DIÁMETRO DE PASO	d_p	50
NÚMERO DE ENTRADAS	Z	1
ÁNGULO DE PRESIÓN	α	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	λ	9,09°
ADDENDUM	a	8
DEDENDUM	b	9,26
ESPESOR DEL DIENTE	t_{nc}	12,31

DATOS DEL TALLADO

ACABADO SUPERFICIAL N9 / (N8/)	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL AISI 1060
-----------------------------------	--	-----------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02-10M1	ESCALA 1:1
--------------------------	-------------	---------------

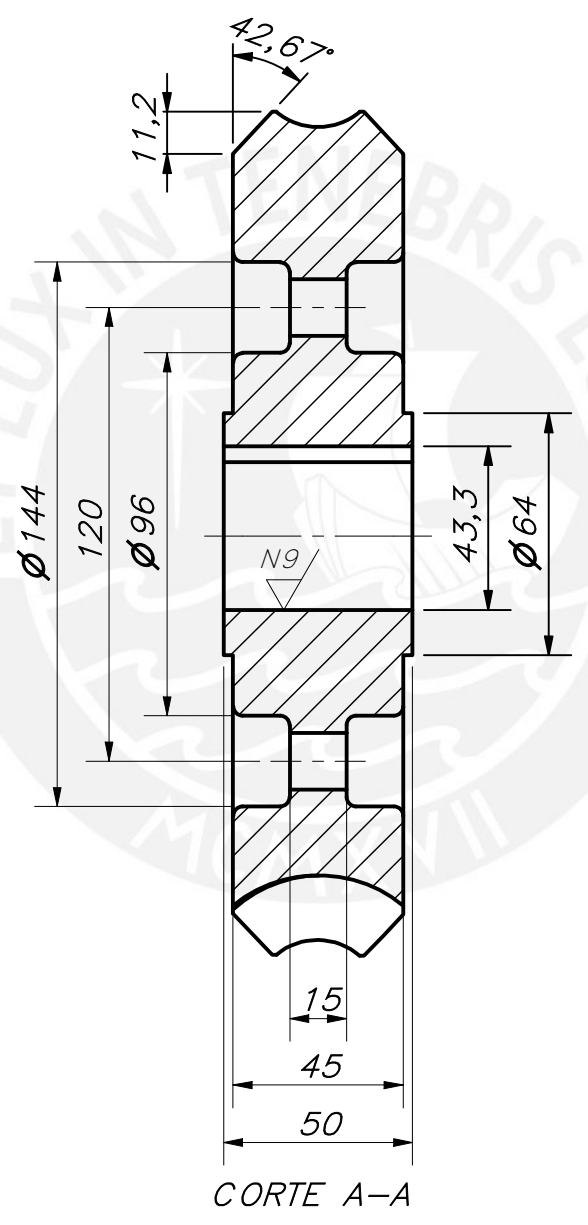
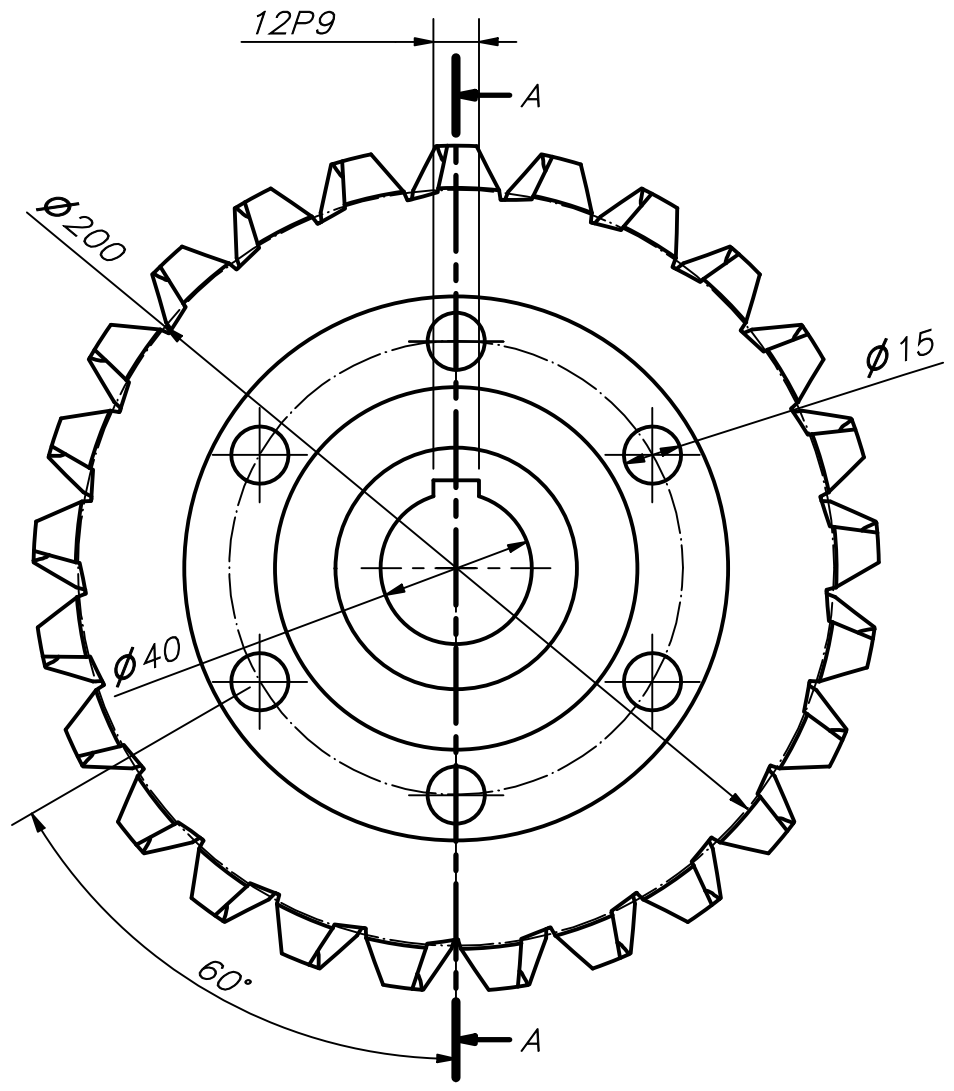
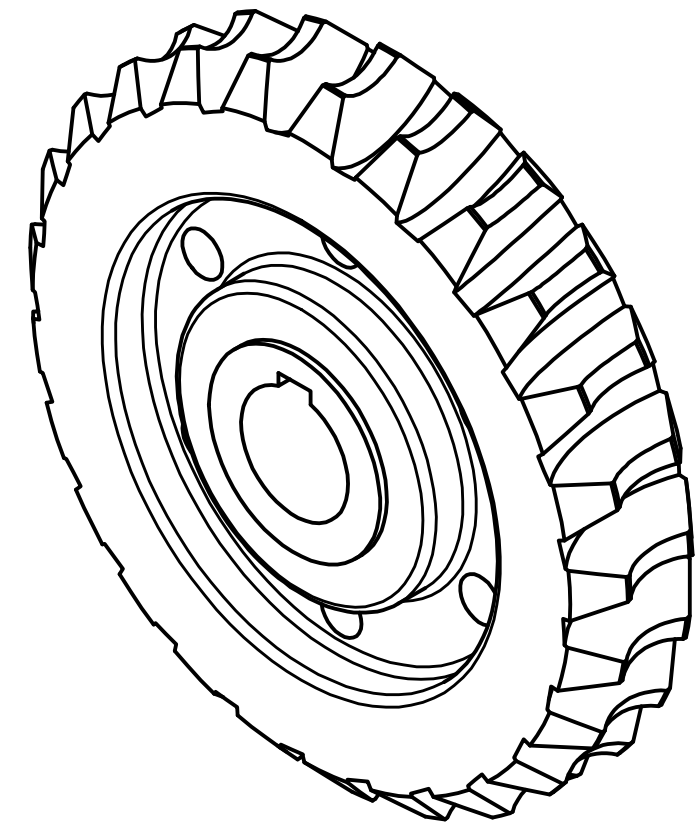
20155516	TORNILLO SIN FIN	FECHA: 2020.10.19
----------	------------------	----------------------

		LÁMINA: 08-A3-D
--	--	--------------------

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

REDONDEOS NO INDICADOS R2,5



PASO	L	25,13
DIÁMETRO DE PASO	d_p	8
NÚMERO DE ENTRADAS	Z	25
ÁNGULO DE PRESIÓN	α	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	λ	9,09°
ADDENDUM	a	8
DEDENDUM	b	9,26
ESPEJOR DEL DIENTE	t_{nc}	12,31

DATOS DEL TALLADO

ACABADO SUPERFICIAL N9/ ▽	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL SAE 640
---------------------------------	--	---------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

MÉTODO DE PROYECCIÓN ⊕ ⊞	1MTR02 - 10M1 MEPTEDS	ESCALA 1:2
-----------------------------	---------------------------------	---------------

20155516	RUEDA DE TORNILLO SIN FIN	FECHA: 21.10.2020
----------	---------------------------	----------------------

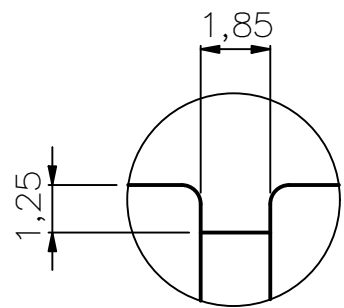
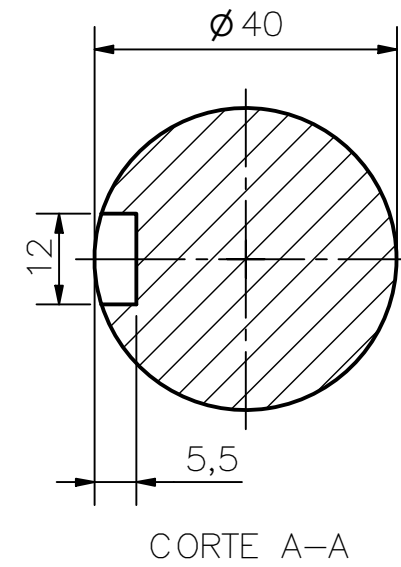
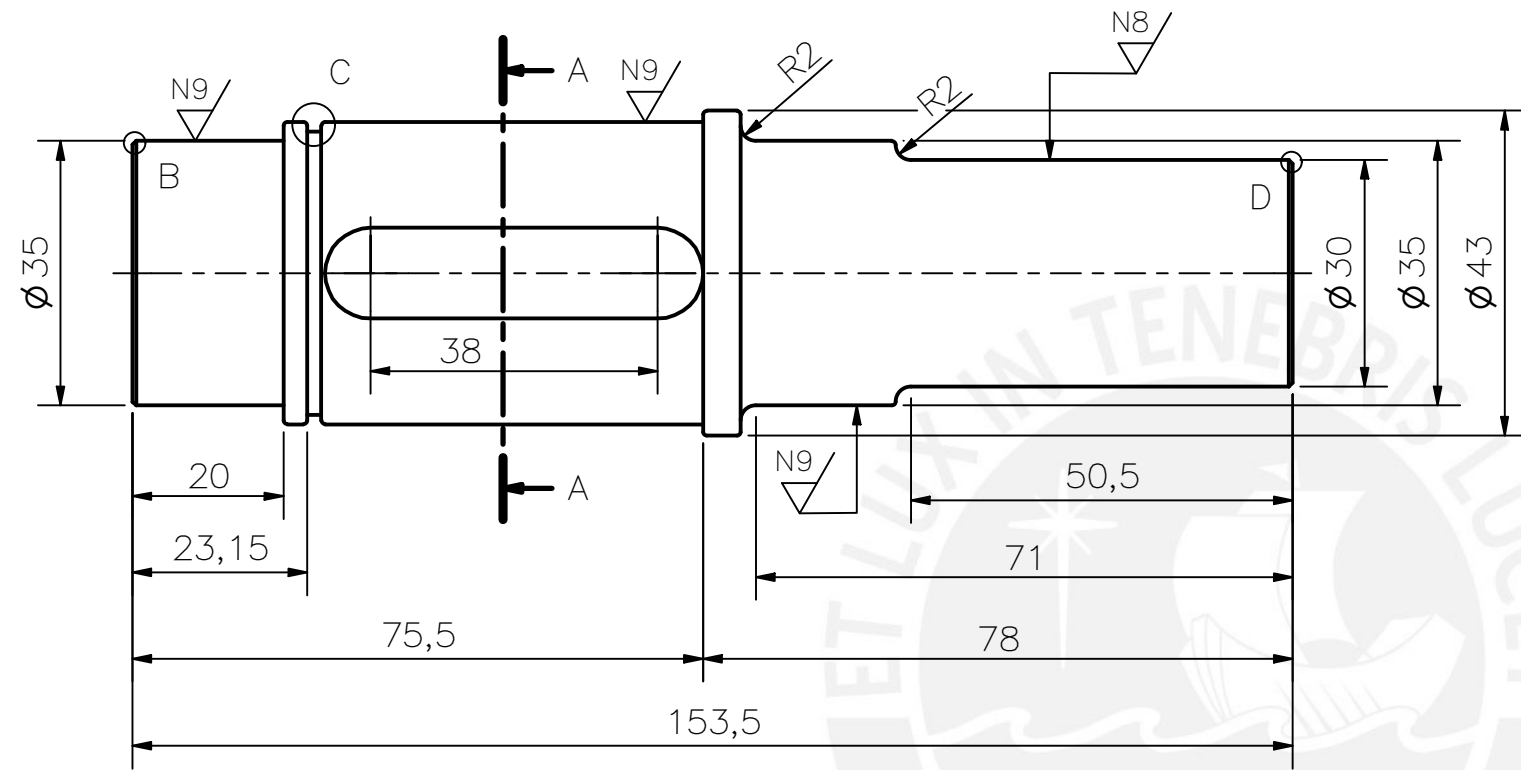
		LÁMINA: 09-A3-D
--	--	--------------------

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

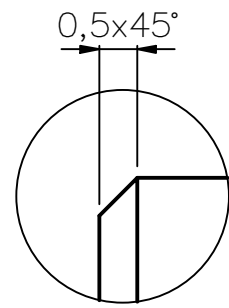
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

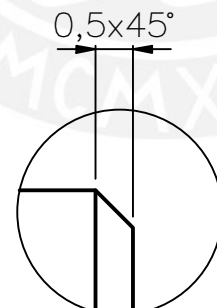
REDONDEOS NO ACOTADOS R,5



DETALLE C
ESCALA 5: 1



DETALLE B
ESCALA 10 : 1

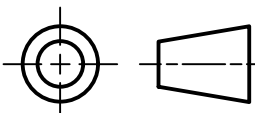


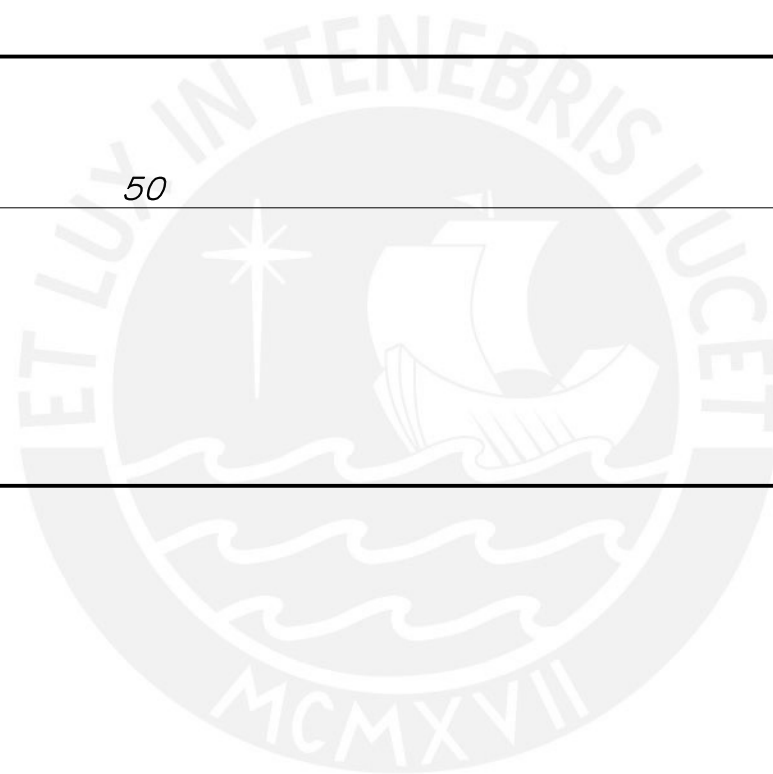
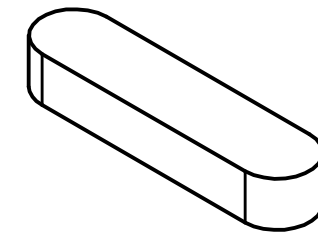
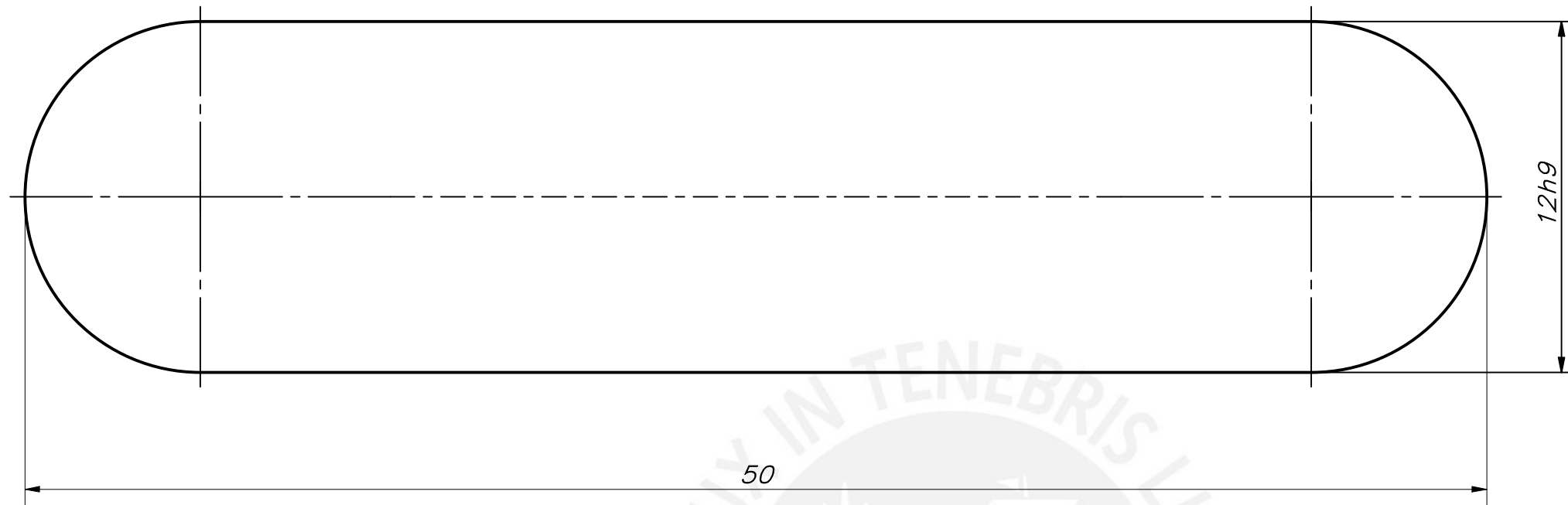
DETALLE D
ESCALA 10: 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

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
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

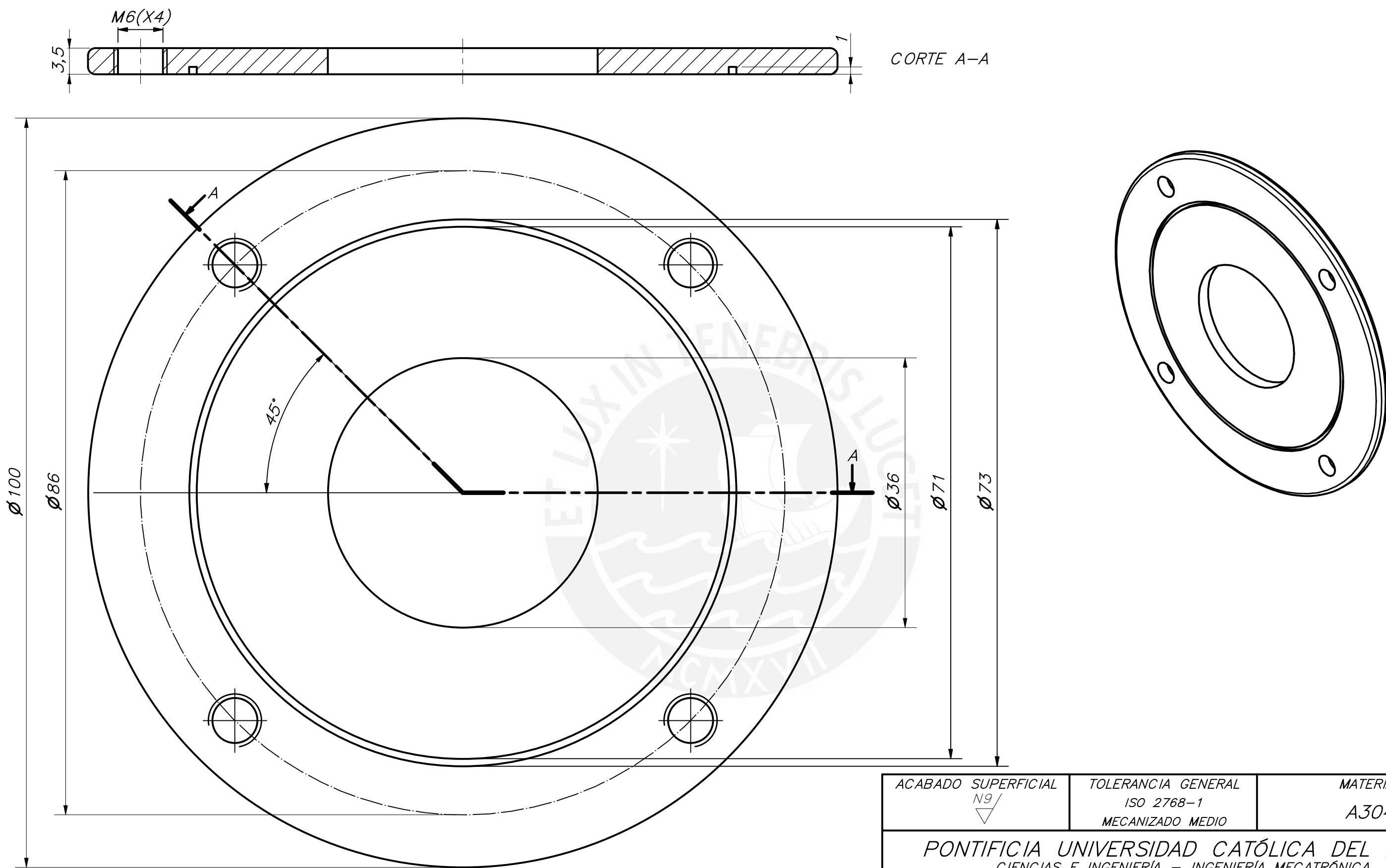
ACABADO SUPERFICIAL N9 / (N8)	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO FINO	MATERIAL SAE 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 01M1 MEPTEDS	ESCALA 1:1
20155516	EJE DE RUEDA	FECHA: 2020.10.19
		LÁMINA: 10-A3-D



ACABADO SUPERFICIAL N9/ 	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ST 60
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 5:1
20155516	CHAVETA PARA RUEDA	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 11-A3-D

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

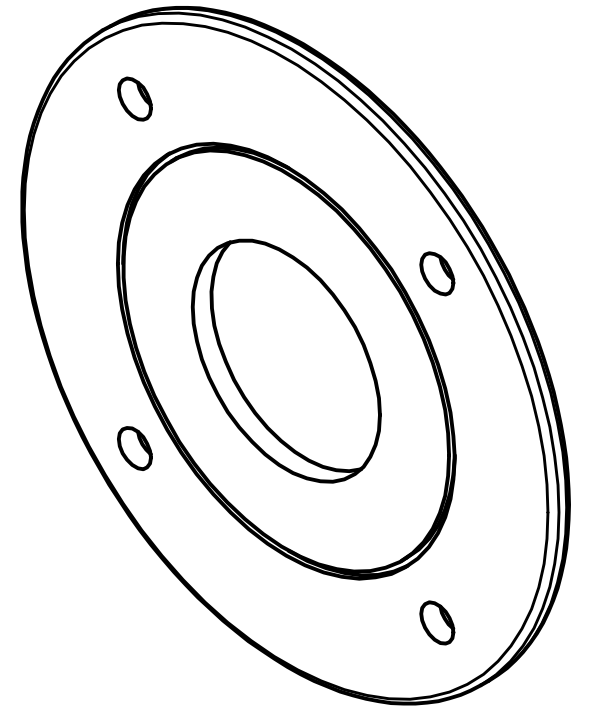
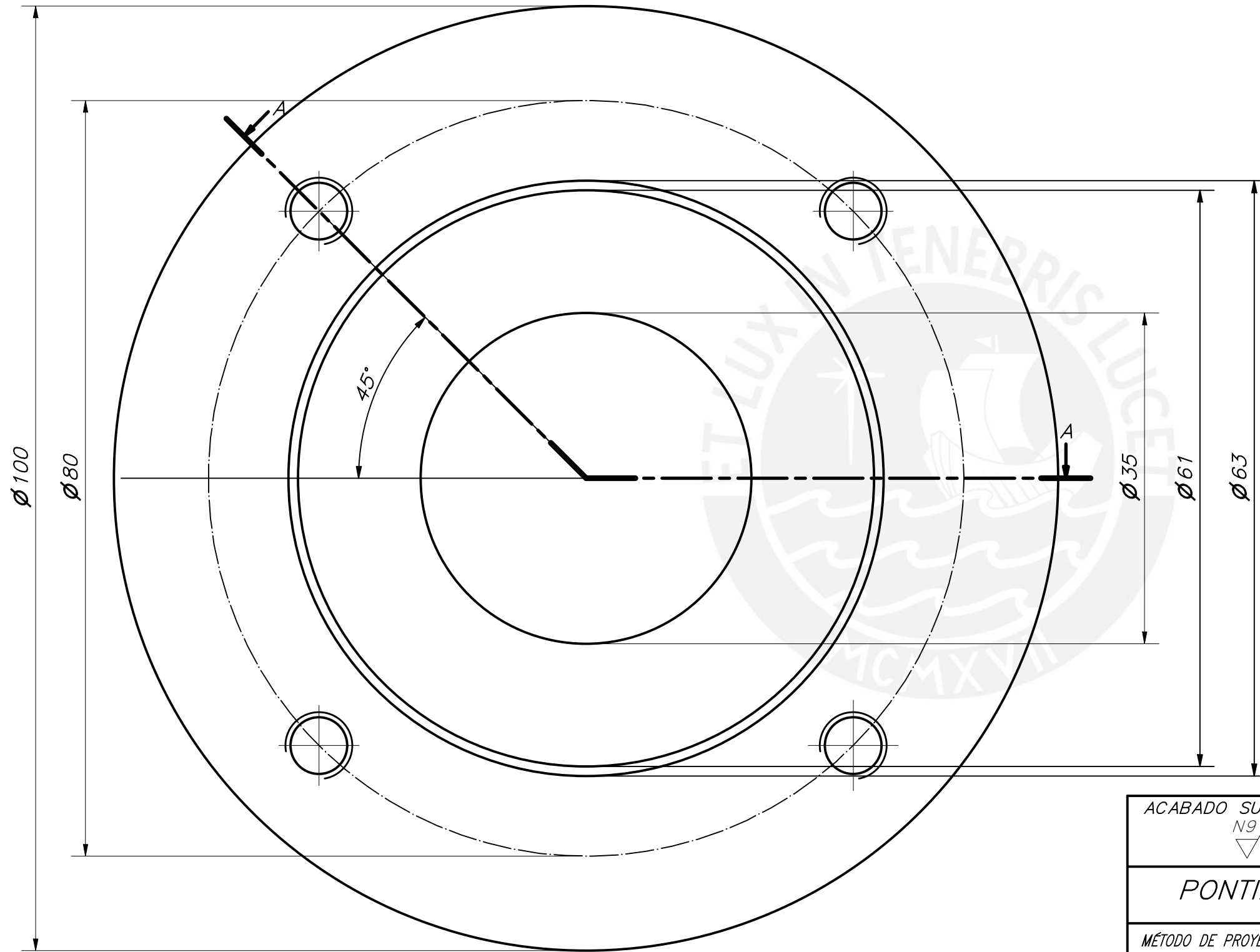
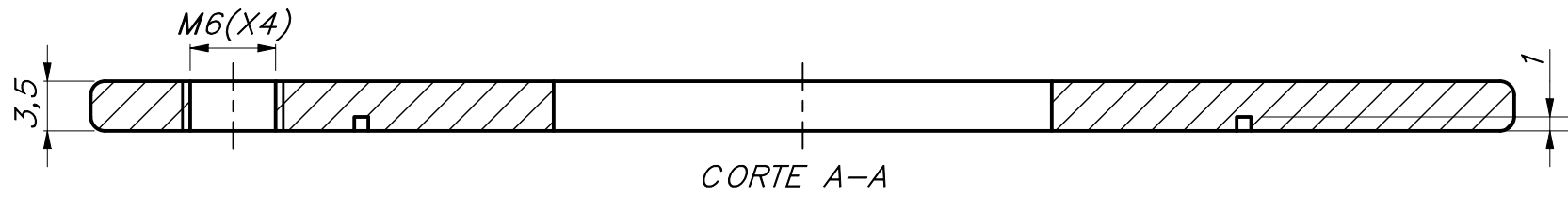


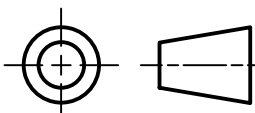
REDONDEOS NO INDICADOS R1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 – 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	2:1
20155516	TAPA DERECHA DE EJE DE RUEDA	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 12-A3-D



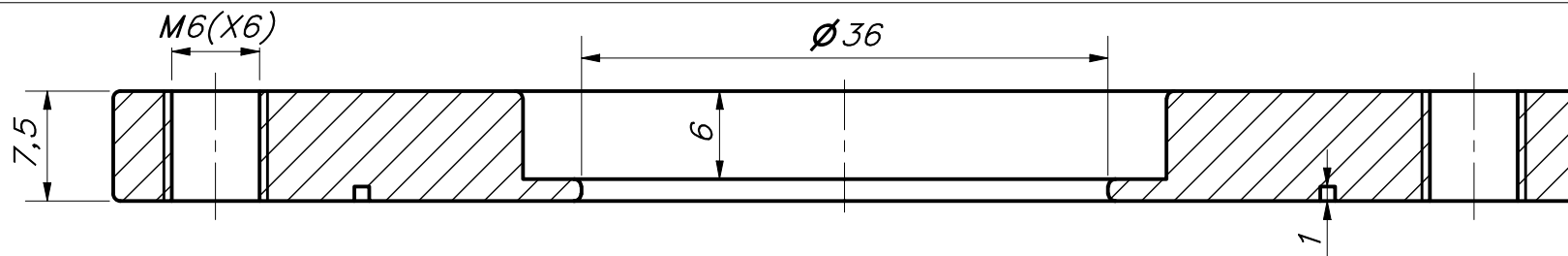
ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 2:1
20155516	TAPA IZQUIERDA DE EJE DE RUEDA	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 13-A3-D

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

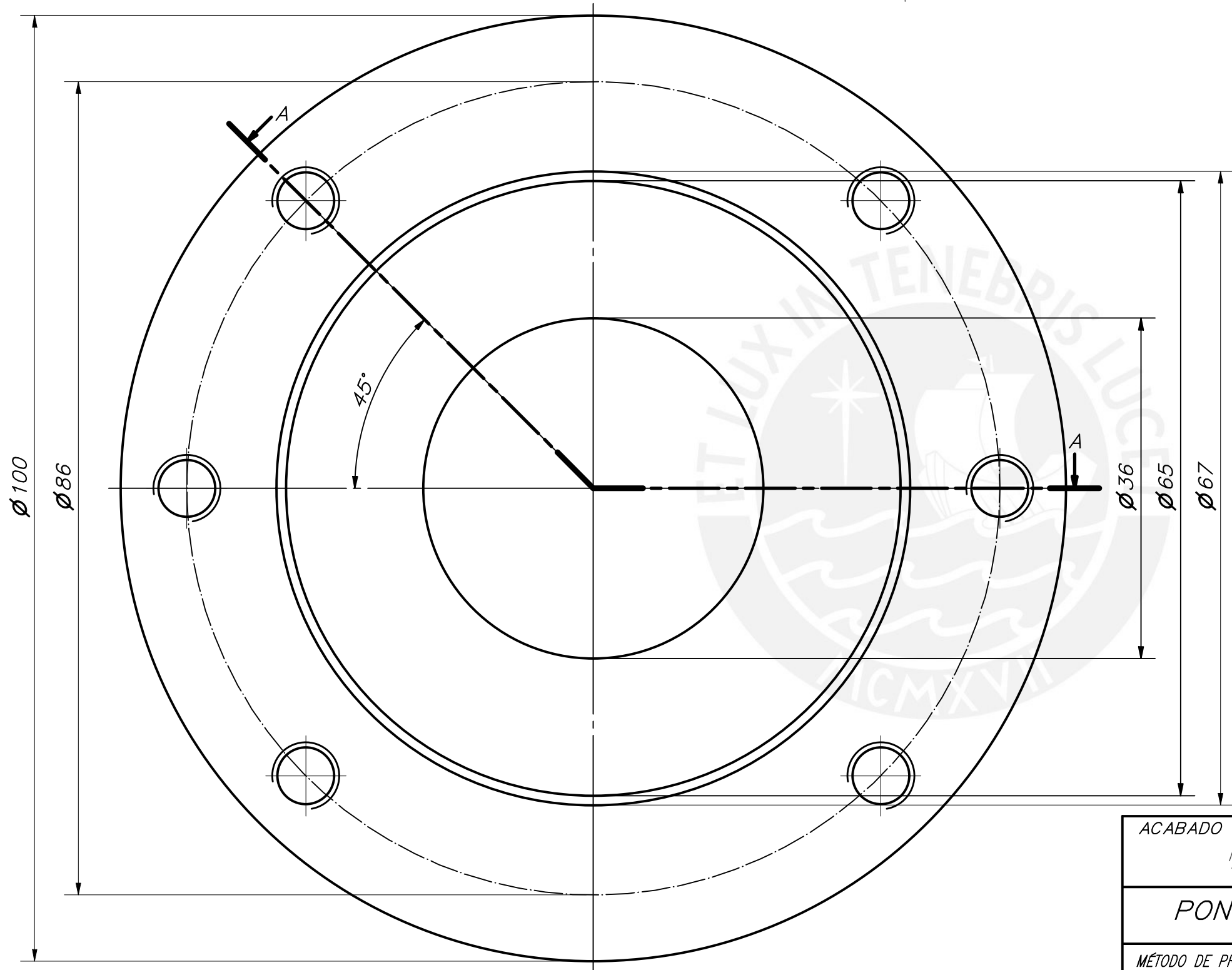
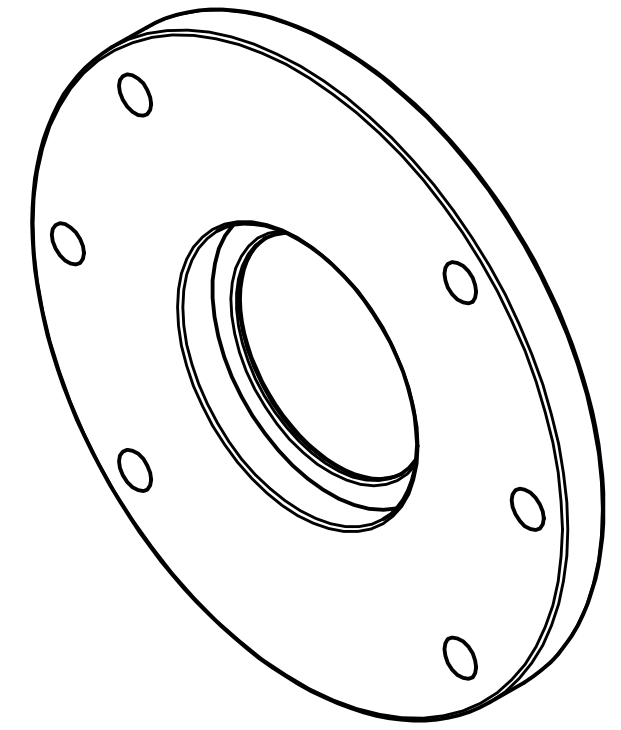
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

REDONDEOS NO INDICADOS R1

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



CORTE A-A

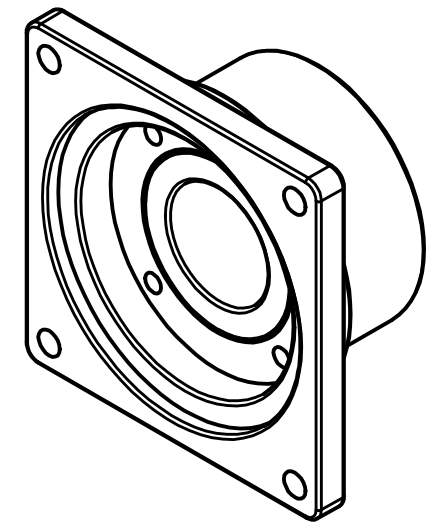
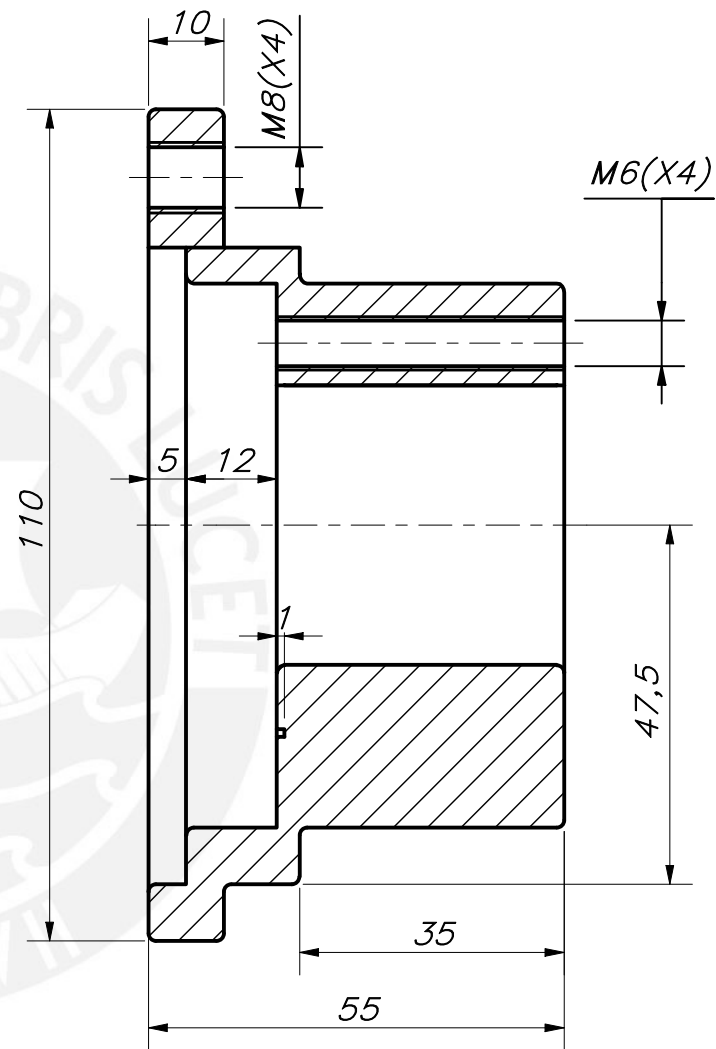
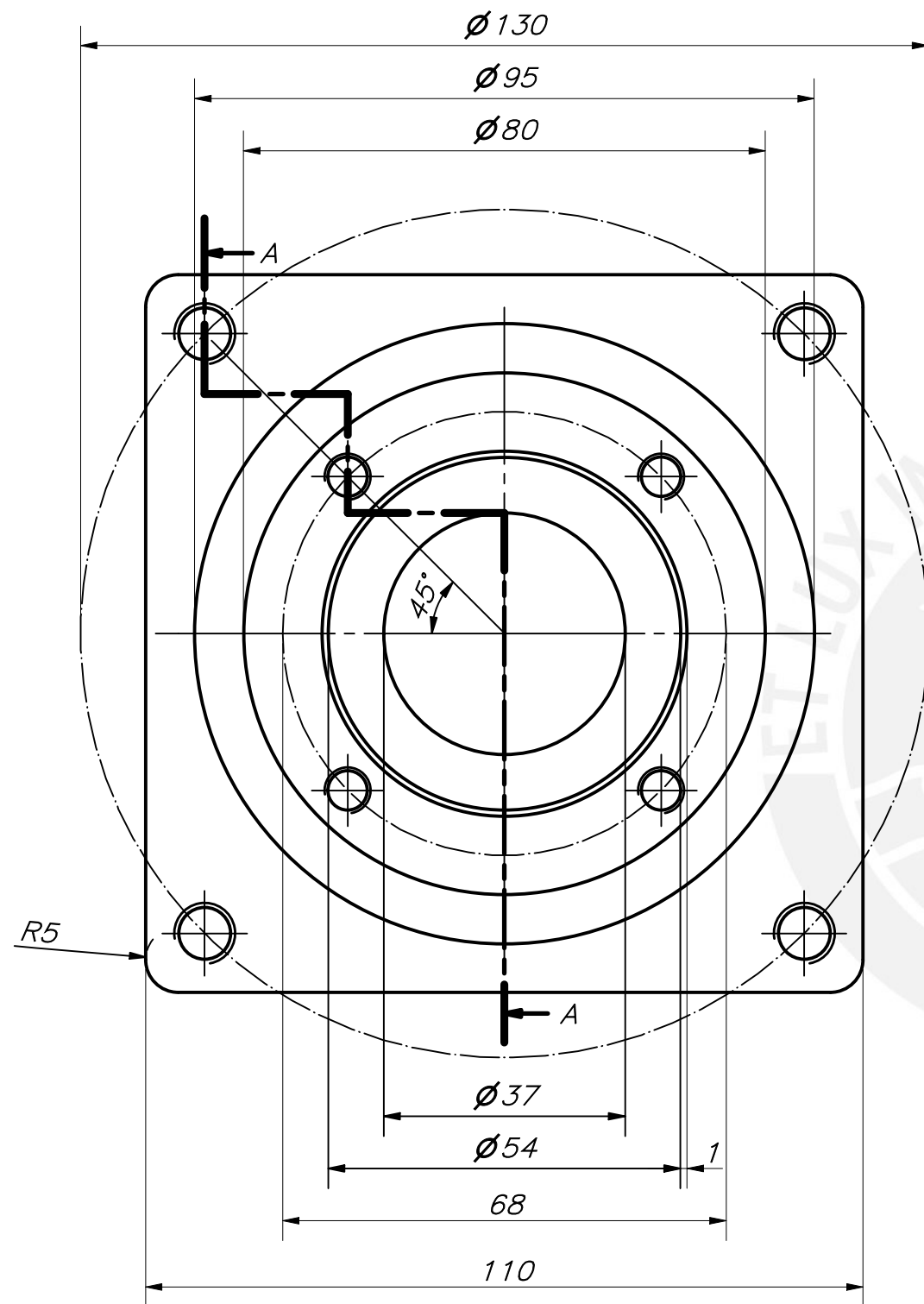


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

REDONDEOS NO INDICADOS R,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 2:1
20155516	TAPA DERECHA DE TORNILLO SIN FIN	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 14-A3-D



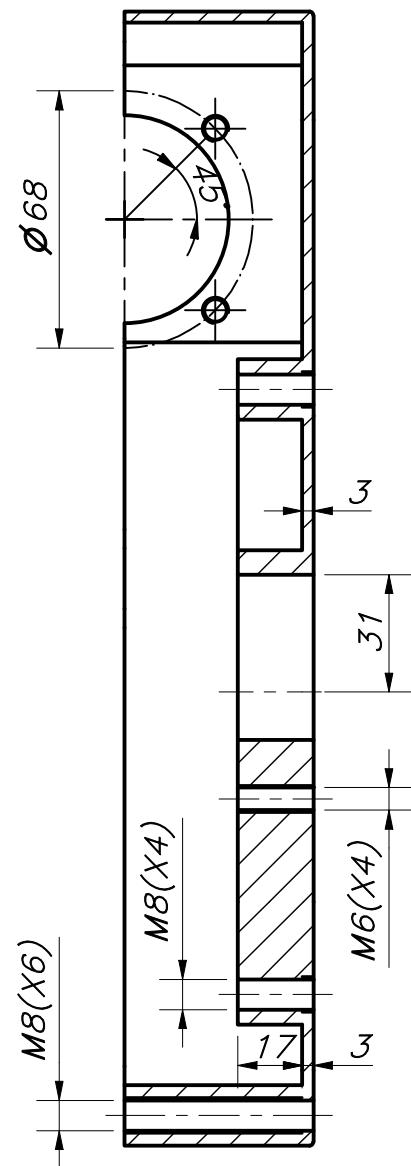
CORTE A-A

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	1MTR02 – 10M1	ESCALA
	MEPTEDS	1:1
20155516	TAPA IZQUIERDA DE TORNILLO SIN FIN	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 15-A3-D

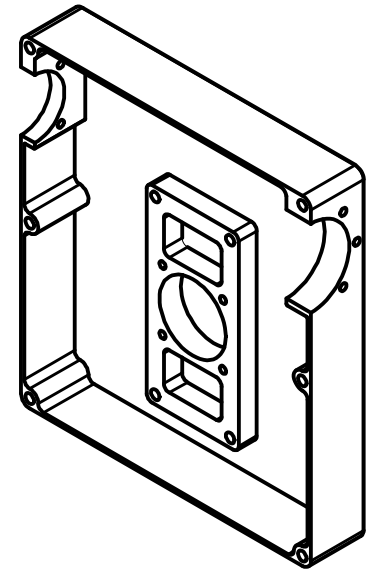
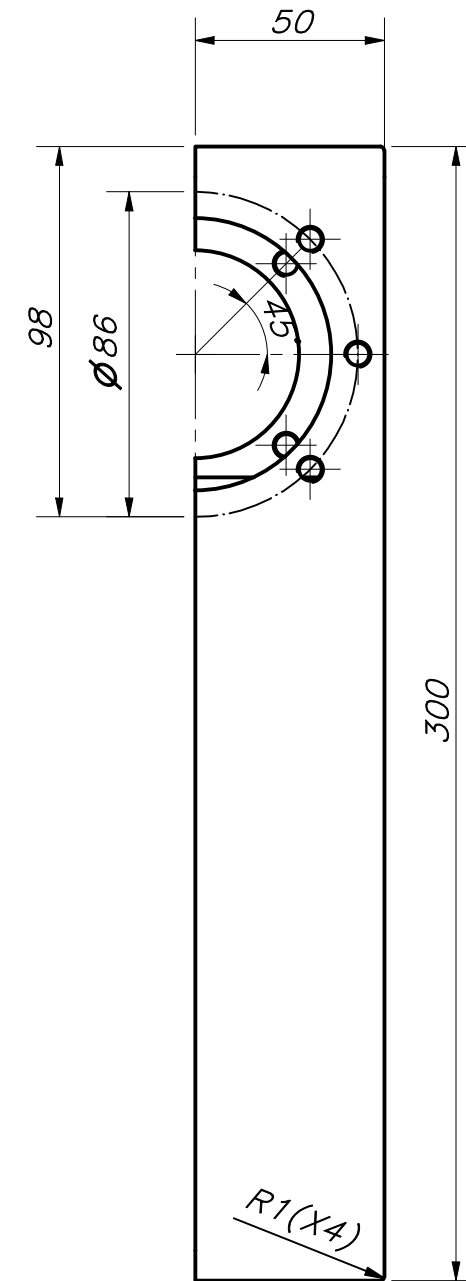
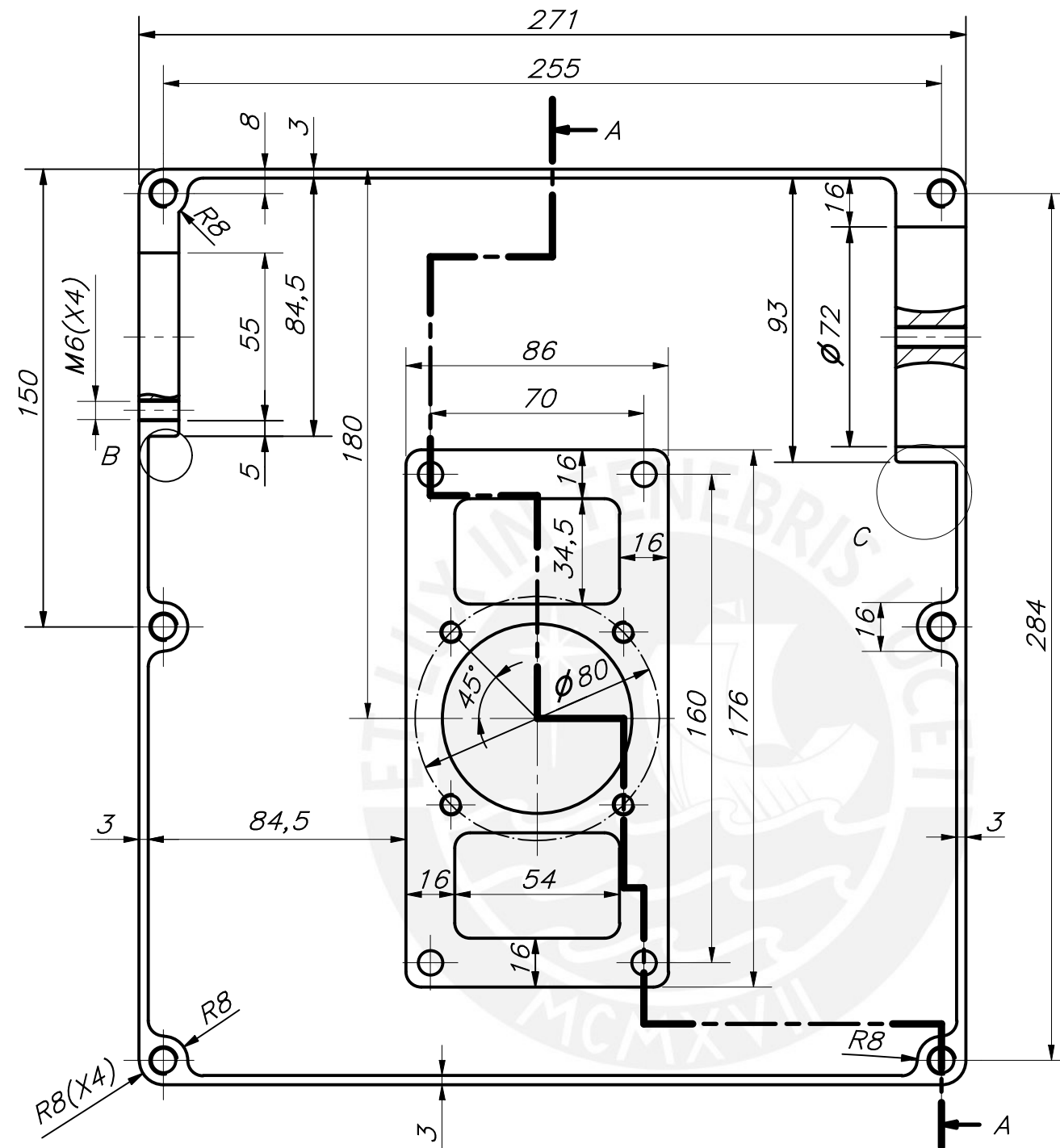
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

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

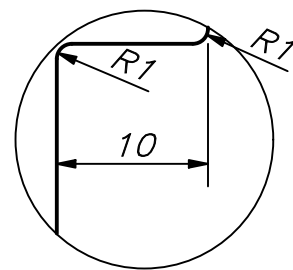
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



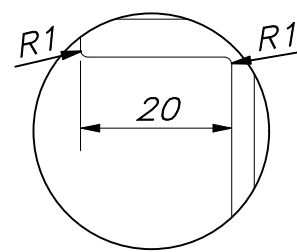
CORTE A-A



REDONDEOS NO INDICADOS R5



DETALLE B
ESCALA 2 : 1



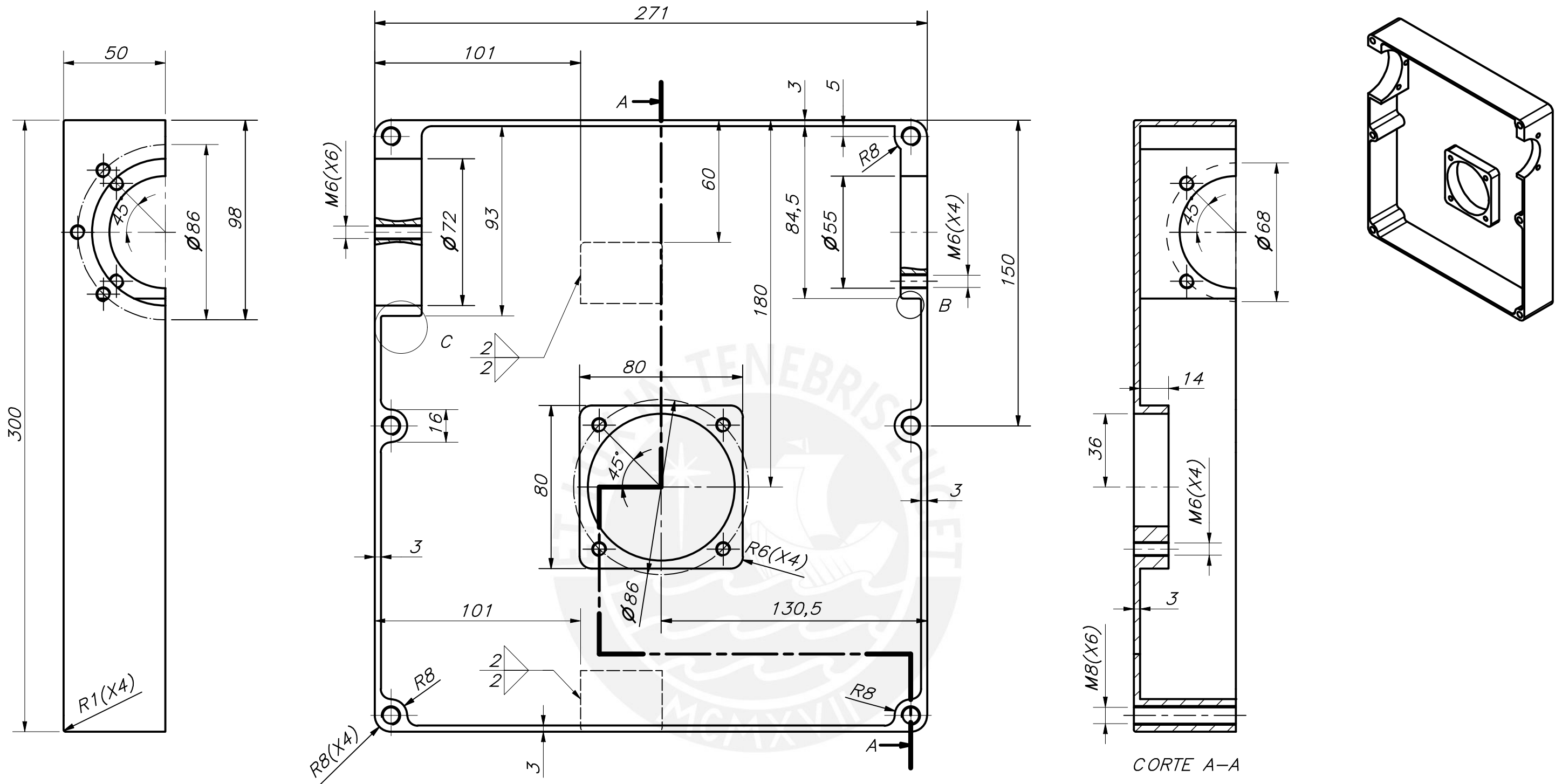
DETALLE C
ESCALA 1 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN E 7168

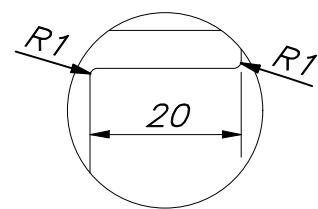
TIPO DE FUNDICIÓN	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 80	Más de 80 hasta 180	Más de 180 hasta 315	Más de 315 hasta 500
FUNDICIÓN GRIS	+2 -1	+3 -1,5	+4 -2	+5 -2,5	+7 -3,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

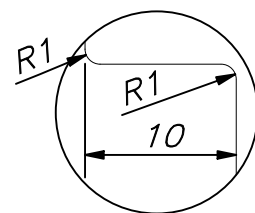
ACABADO SUPERFICIAL N10/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 FUNDICIÓN GRIS	MATERIAL GG-20
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 - 10M1	ESCALA 1:2
20155516	CARCASA LATERAL IZQUIERDA	FECHA: 2020.11.23
		LÁMINA: 16-A3-D



REDONDEOS NO INDICADOS R5



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

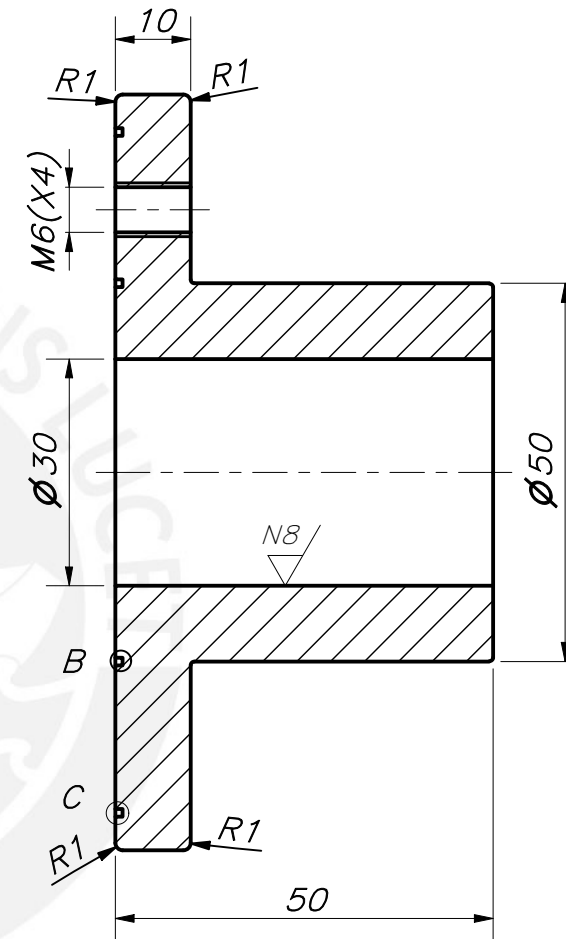
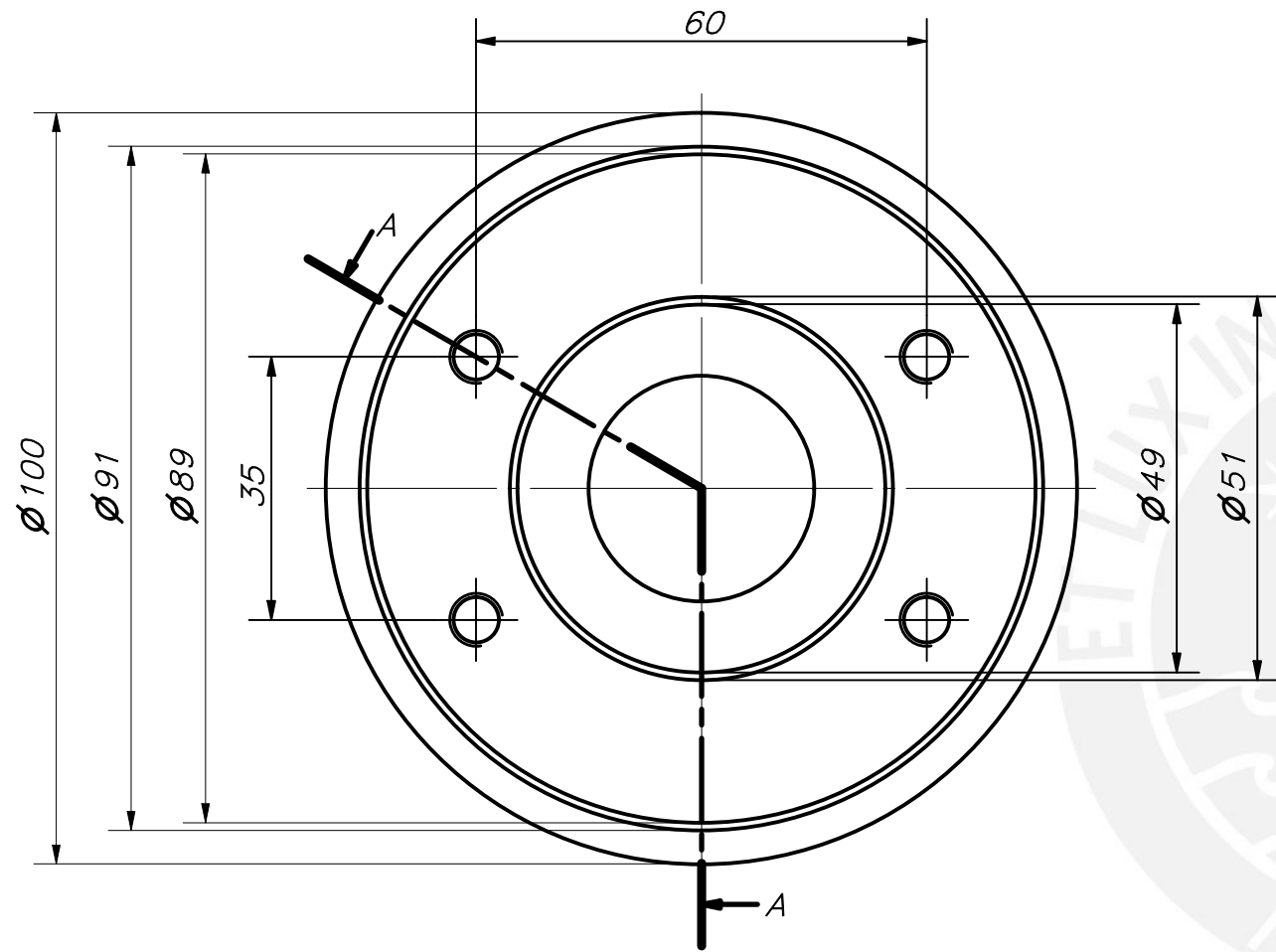
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN E 7168

TIPO DE FUNDICIÓN	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 80	Más de 80 hasta 180	Más de 180 hasta 315	Más de 315 hasta 500
FUNDICIÓN GRIS	+2 -1	+3 -1,5	+4 -2	+5 -2,5	+7 -3,5

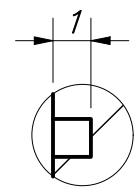
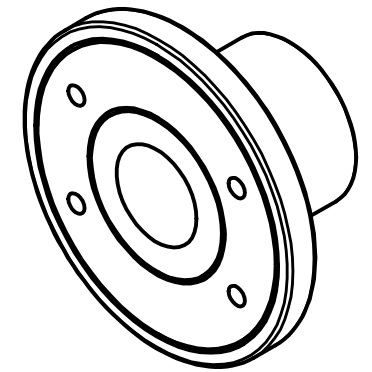
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N10/ 	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 FUNDICIÓN GRIS	MATERIAL GG-20
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 1:2
20155516	CARCASA LATERAL DERECHA	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 17-A3-D

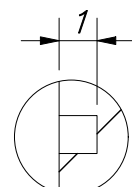
REDONDEOS NO INDICADOS R,5



CORTE A-A



DETALLE B
ESCALA 5: 1



DETALLE C
ESCALA 5 : 1

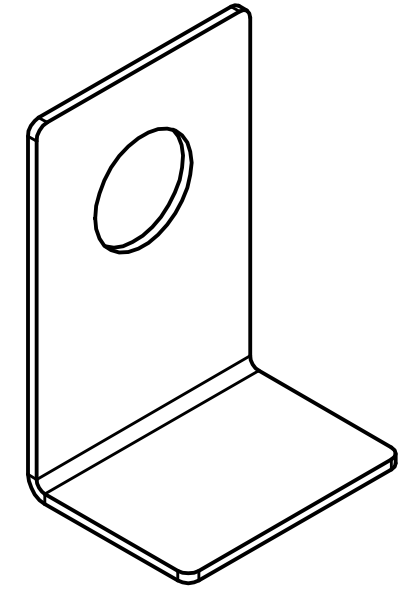
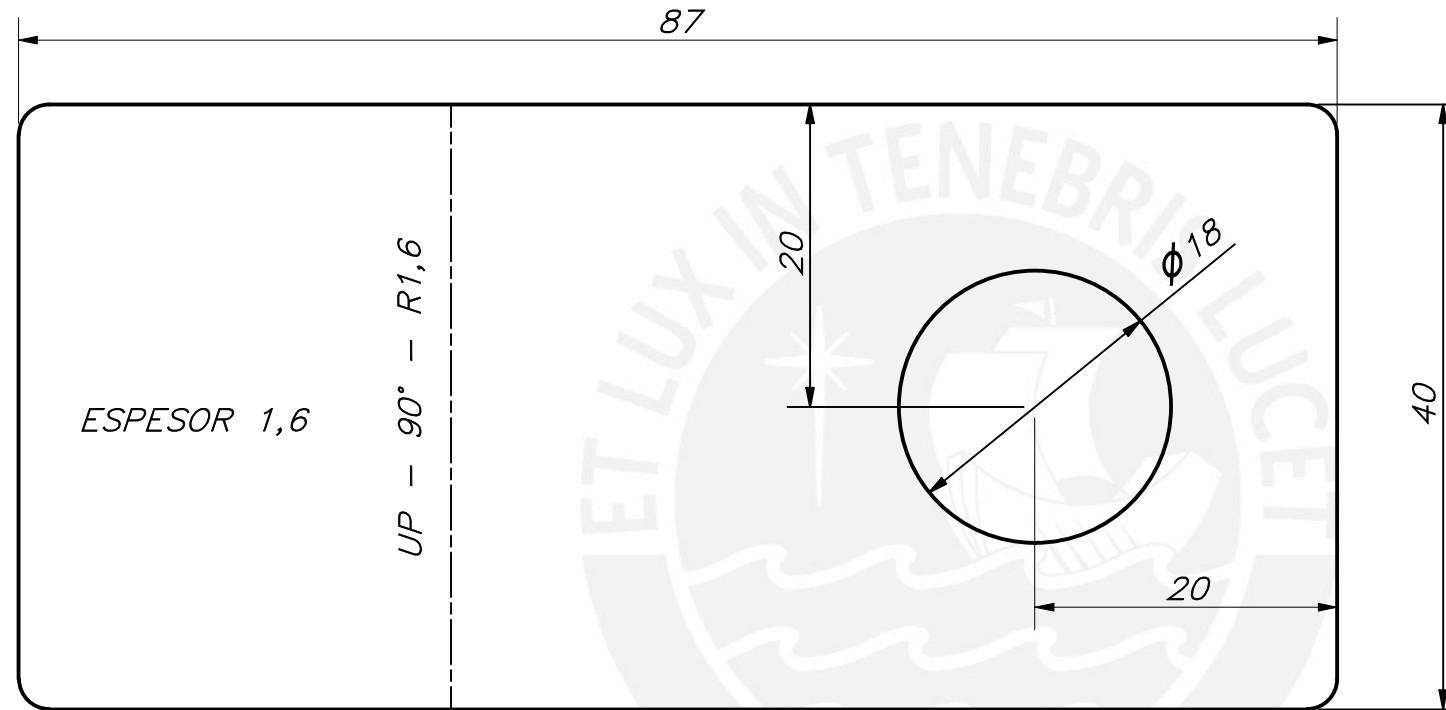
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9 / (N8/)	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 1:1
20155516	BRIDA DE SUJECIÓN	FECHA: 2020.10.21
		LÁMINA: 18-A3-D

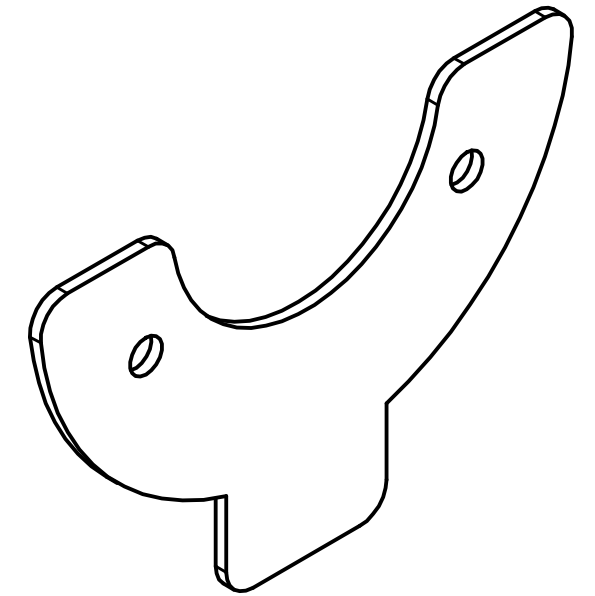
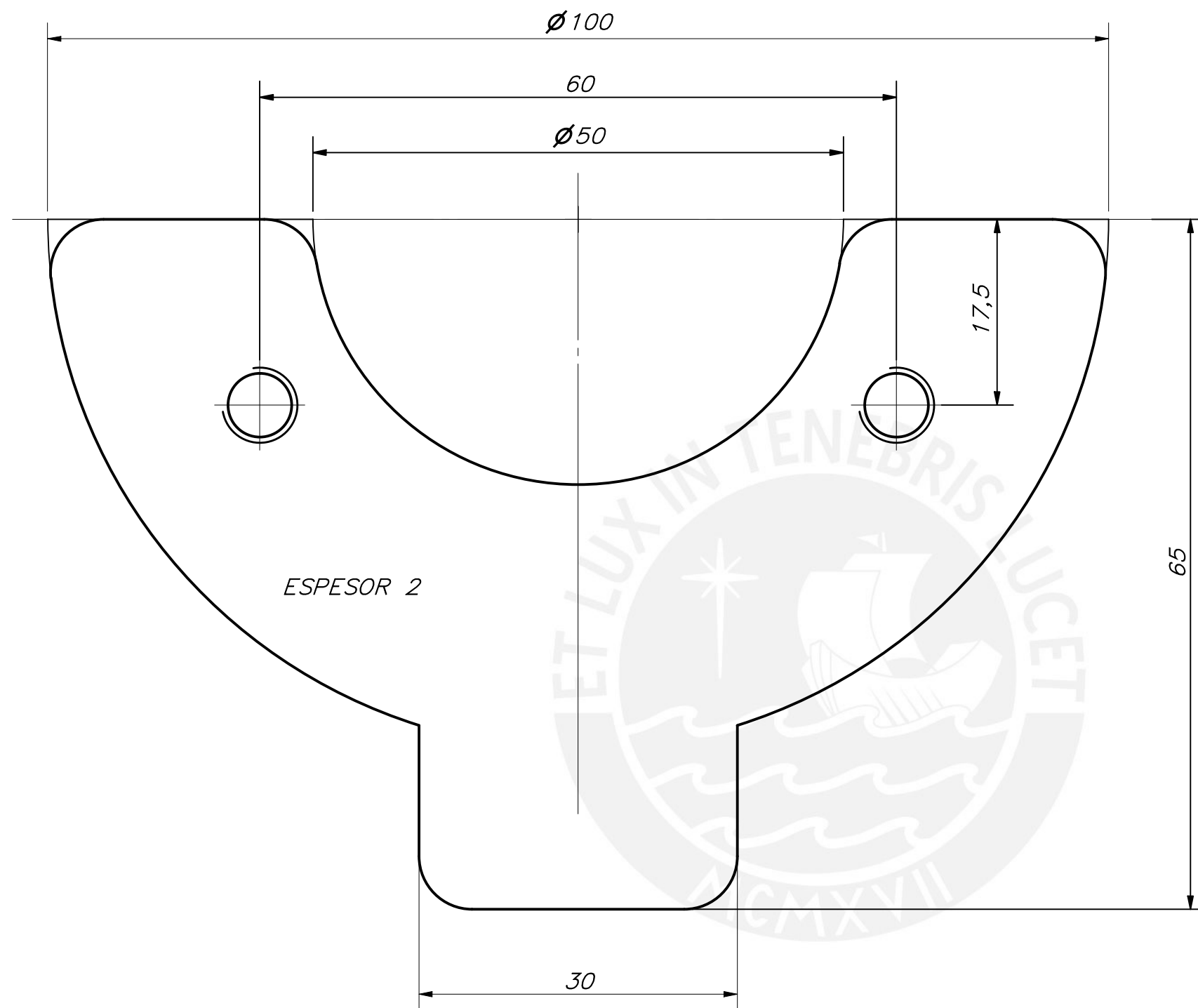
REDONDEOS NO INDICADOS R2



ACABADO SUPERFICIAL N9/ 	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 2:1
20155516	ACOPLE DE SENSOR DE PROXIMIDAD	FECHA: 2020.11.23
		LÁMINA: 19-A3-D

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

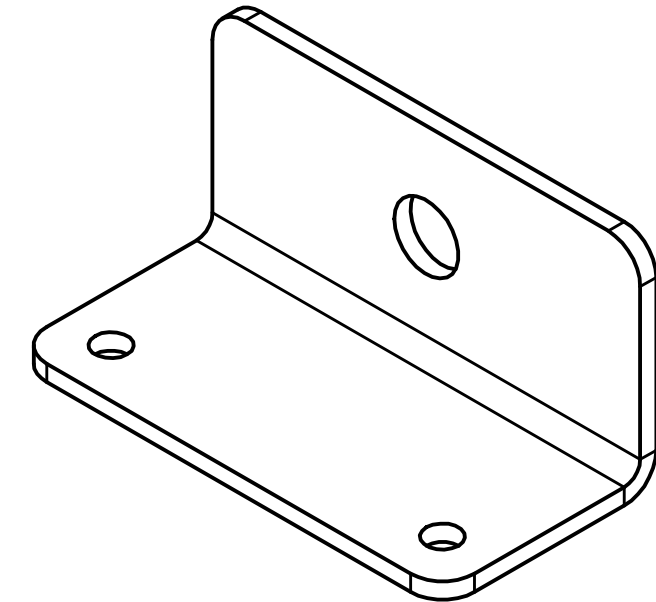
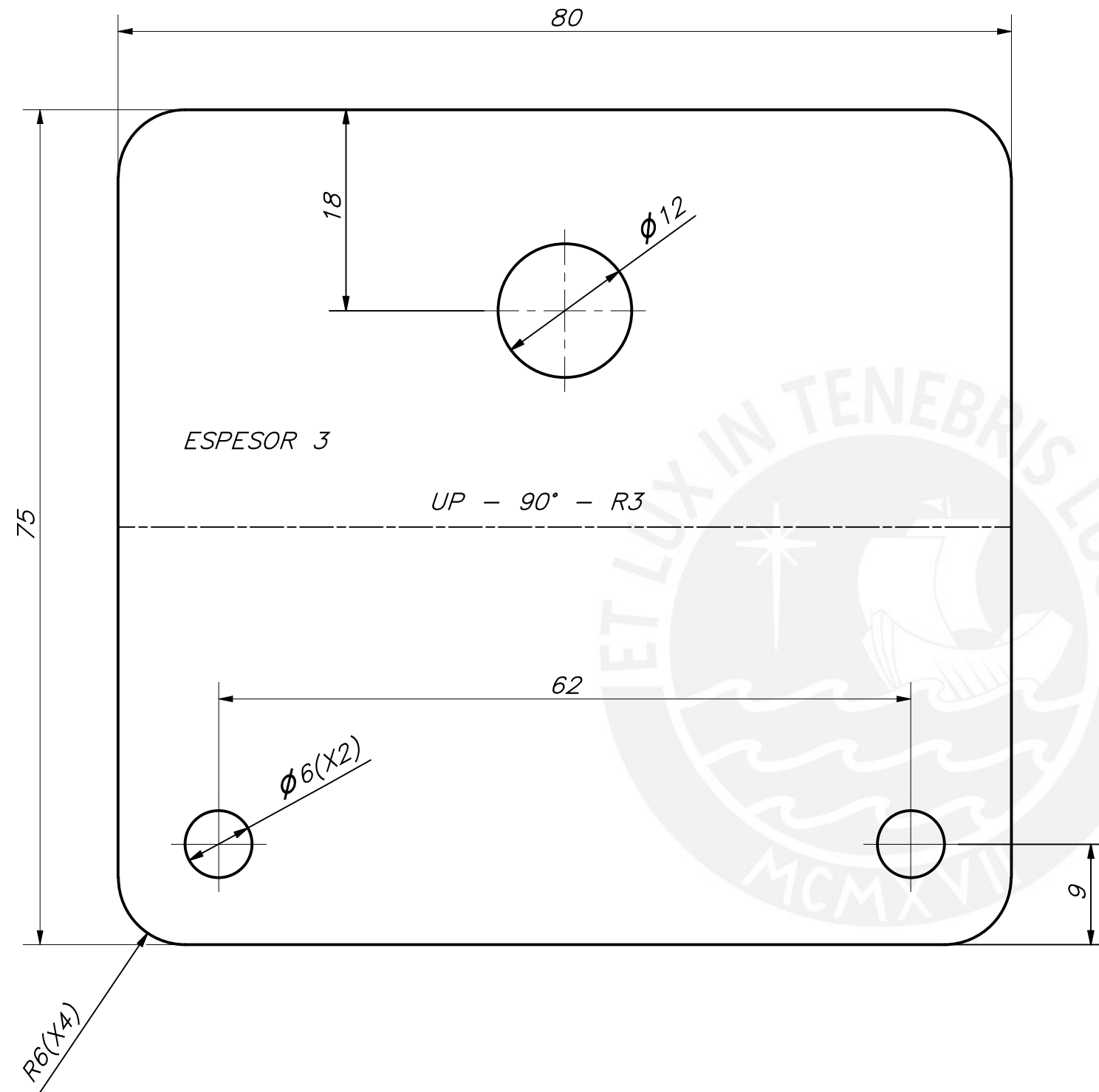


REDONDEOS NO INDICADOS R5

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

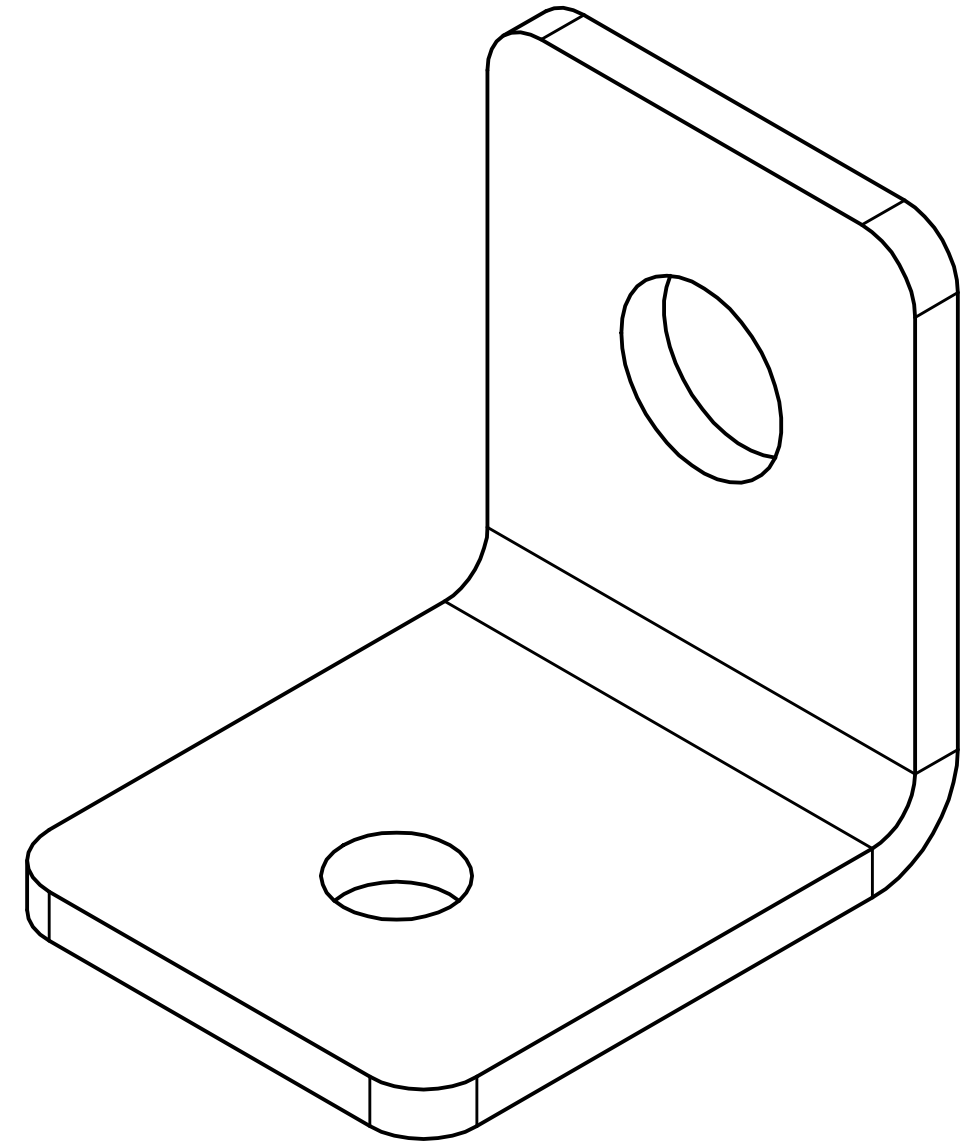
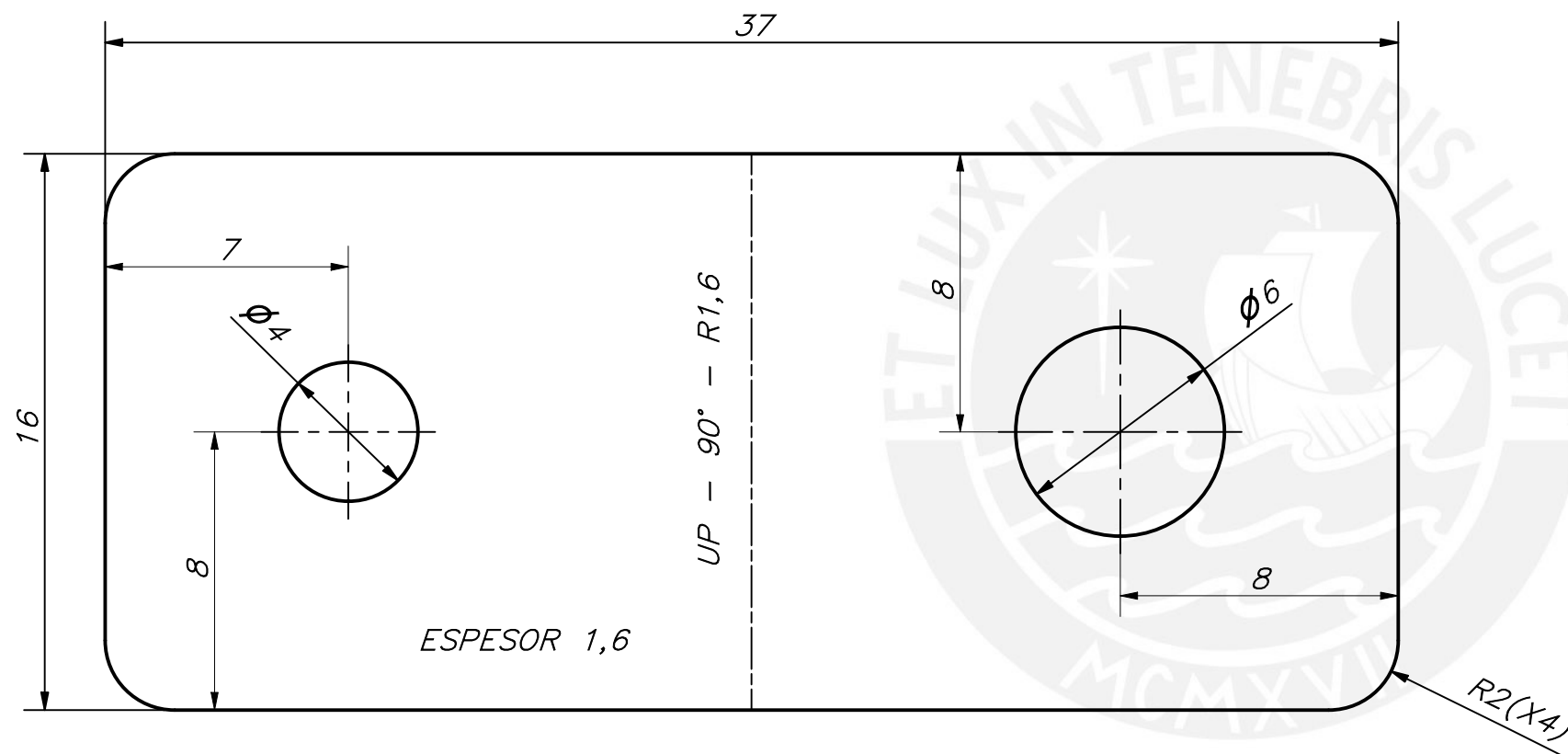
ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL AISI 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 – 10M1	ESCALA 2:1
20155516	INDICADOR DE PROXIMIDAD	FECHA: 2020.11.23
		LÁMINA: 20-A3-D



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

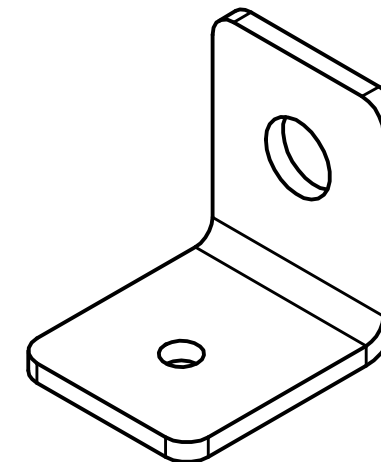
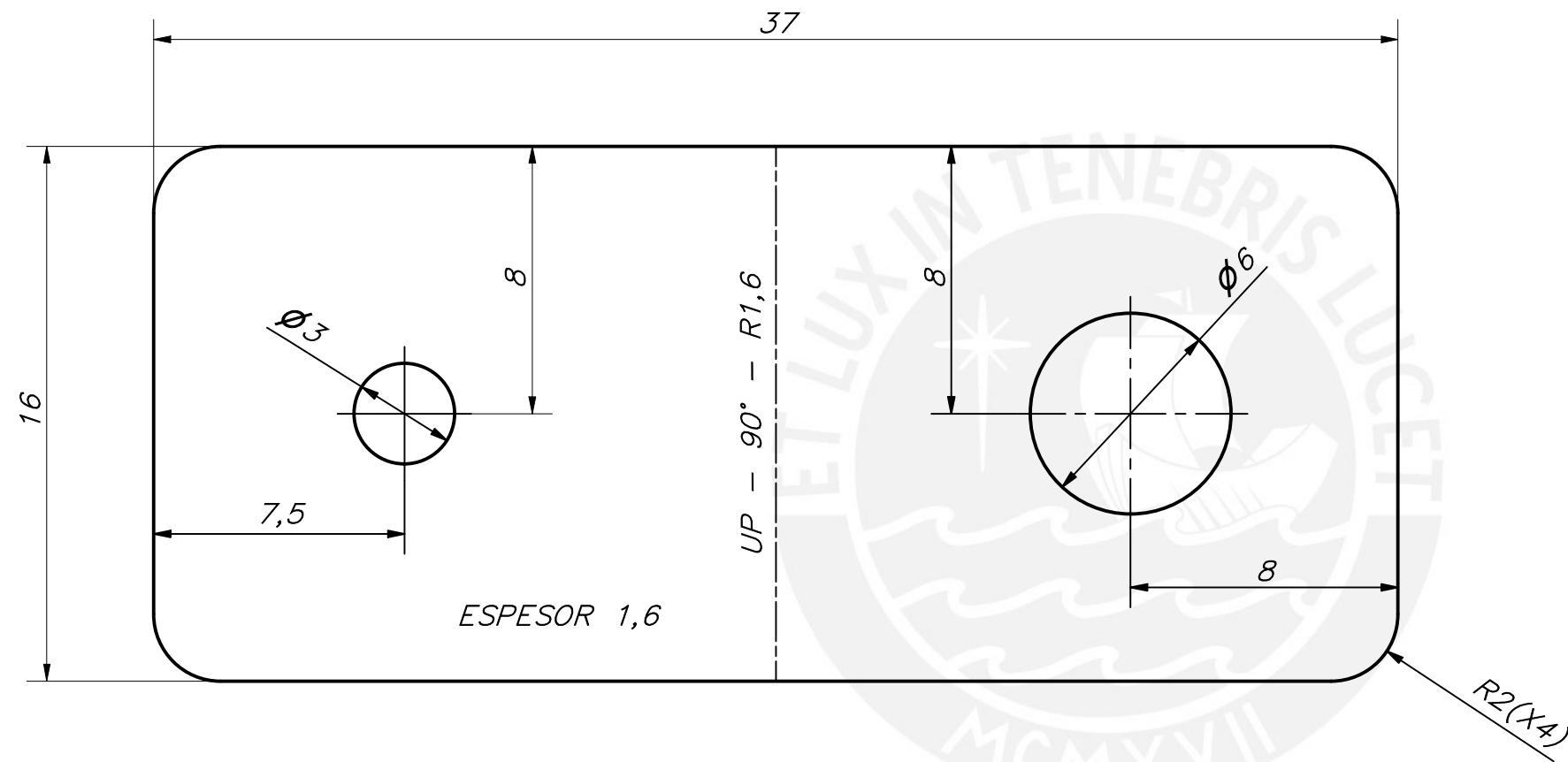
ACABADO SUPERFICIAL N9/ ▽	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN ⊕ ⊞	1MTR02 - 10M1	ESCALA 2:1
20155516	ACOPLE TABLERO-ESTRUCTURA	FECHA: 2020.12.12
		LÁMINA: 21-A3-D



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	1MTR02 - 10M1 MEPTEDS	ESCALA 5:1
20155516	ACOPLE FUENTE 3000W-TABLERO	FECHA: 2020.12.12
		LÁMINA: 22-A3-D



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
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

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL N9/ ▽	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL A304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		
MÉTODO DE PROYECCIÓN ⊕ ▭	1MTR02 - 10M1 MEPTEDS	ESCALA 5:1
20155516	ACOPLE FUENTE 500W-TABLERO	FECHA: 2020.12.12
		LÁMINA: 23-A3-D