

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PUCP

**DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE
LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecatrónico

AUTOR:

Carlos Antonio Salazar Briceño

ASESORA:

Victoria Elizabeth Abarca Pino

CO-ASESOR:

Jhon Manuel Portella Delgado

Lima, Septiembre, 2021

RESUMEN

Esta tesis presenta el diseño de un mecanismo de dos grados de libertad para una prótesis robótica transtibial que cuenta con dorsiflexión/flexión plantar e inversión/eversión activas. Así mismo, se expone el diseño de un pie protésico que complementa a dicho mecanismo para obtener una prótesis robótica transtibial que no incluye al socket del paciente con amputación.

Este mecanismo de 4,63 kg es capaz de proveer el torque adecuado en el momento necesario a fin de que personas con amputación de miembro inferior y de aproximadamente 60 kg de peso, puedan trasladarse en superficies planas e inclinadas realizando giros de hasta 19° en dorsiflexión, 20° en flexión plantar, 25° en inversión y 10° en eversión. Además, el mecanismo permitiría al usuario caminar en un plano horizontal o en un plano inclinado de hasta 25° de inversión. Por otro lado, se seleccionan los componentes electrónicos que utiliza el sistema de control para realizar los giros mencionados automáticamente gracias al uso de un microcontrolador. Por último, se presenta la lista de planos de ensamblaje y despiece del mecanismo, junto al costo total de producción de la prótesis diseñada cuyo valor es de aproximadamente S/. 12 500 mil soles.

Entre los pasos a seguir para lograr el diseño del mecanismo se encuentran, un breve estudio en torno a la anatomía y biomecánica del tobillo, y una investigación en torno a los mecanismos en prótesis robóticas transtibiales y sistemas electrónicos y de control. La información obtenida se utilizó para proponer un diseño conceptual considerando la norma alemana de diseño mecatrónico VDI 2206. Luego, se llevó a cabo un análisis cinemático para obtener las fuerzas que el mecanismo debe generar durante todo el ciclo de marcha, las cuales fueron consideradas en los cálculos y simulaciones por elementos finitos realizados para una correcta selección y diseño de los componentes mecánicos del mecanismo. Finalmente, se realizó un modelo dinámico del mecanismo y una selección de componentes electrónicos para obtener las funciones de transferencia de un sistema de control para la prótesis que podría ser implementado en trabajos futuros.

DEDICATORIA



Dedico este trabajo a nuestro Señor Jesucristo por la amorosa familia que me ha dado, por la hermosa amistad de mis amigos y amigas, por nuestro sorprendente mundo y por cada obstáculo que pone en mi camino que me permite seguir mejorando y aprendiendo cada día.

AGRADECIMIENTOS

Tengo mucho que agradecer por la realización de esta tesis que representa para mí una gran satisfacción ya que es la mejor expresión del aprendizaje obtenido en mi Alma Mater la Pontificia Universidad Católica del Perú.

En primer lugar, agradezco a nuestro Señor Jesucristo por haberme dado la fortaleza necesaria para culminar mis estudios y guiado por el camino de la solidaridad hacia mi prójimo, esta tesis plantea una ayuda posible para las personas que han sufrido una amputación transtibial.

Agradezco a mi madre y a mi padre por su apoyo incondicional y por motivarme a siempre seguir luchando y no rendirme hasta alcanzar mis metas.

Agradezco especialmente a mi asesora la Mg. Victoria Abarca y a mi co-asesor el Mg. Jhon Portella, por apoyarme y guiarme durante todo el desarrollo de esta tesis, brindándome atención y consejo en todo momento. También deseo agradecer especialmente al Profesor Dr. Dante Elías, ya que su revisión y comentarios me ayudaron a aumentar la calidad de este trabajo.

Agradezco también a los miembros del Grupo de Investigación en Robótica Aplicada y Biomecánica, a quienes aprecio como a mi familia, gracias por su valioso apoyo y consejos permanentes.

Así mismo, agradezco a mis profesores y compañeros de las Facultades de Mecánica y Mecatrónica por sus sugerencias y apoyo en la realización de esta tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	i
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE DE CONTENIDO	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
INTRODUCCIÓN	1
I ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE.....	4
1.1 Anatomía.....	4
1.2 Biomecánica del tobillo.....	7
1.2.1 Antropometría	7
1.2.2 Planos de movimiento del cuerpo humano	7
1.2.3 Tipos de movimiento	8
1.2.4 Rangos de movimiento.....	8
1.2.5 Presión, fuerza y área de contacto en la superficie plantar	9
1.2.6 Torques y potencia en el tobillo.....	10
1.2.7 Ciclo de marcha.....	11
1.3 Mecanismos en prótesis robóticas transtibiales	14
1.3.1 Prótesis transtibial comercial de 1 grado de libertad activo.....	15
1.3.2 Patente de prótesis transtibial.....	16
1.3.3 Investigaciones relacionadas al diseño de prótesis transtibiales.....	18
II DISEÑO CONCEPTUAL.....	25
2.1 Requerimientos del diseño	25
2.2 Concepto de solución óptimo.....	28
2.2.1 Estructura de funciones	28
2.2.1.1 Caja negra.....	29
2.2.1.2 Secuencia de operaciones	29
2.2.1.3 Lista de funciones.....	30
2.2.1.4 Estructura de funciones óptima	32
2.2.1.5 Matrices morfológicas	33
2.2.1.5.1 Matriz morfológica del dominio mecánico.....	33

2.2.1.5.2	Matriz morfológica del dominio de control.....	33
2.2.1.5.3	Matriz morfológica del dominio electrónico	36
2.2.1.6	Diseño conceptual del proyecto óptimo	38
2.2.1.7	Evaluación técnico - económica.....	43
III	SISTEMA MECÁNICO	45
3.1	Medidas generales.....	45
3.2	Análisis cinemático del mecanismo de la prótesis.....	46
3.3	Análisis de la fuerza necesaria para el movimiento de inversión y eversión.	54
3.4	Diseño y selección de componentes mecánicos para generar la inversión/eversión y dorsiflexión/ flexión plantar del mecanismo	56
3.4.1	Diseño de los resortes helicoidales de compresión para la dorsiflexión, flexión plantar, inversión y eversión.....	56
3.4.2	Selección del husillo de bolas	57
3.4.3	Diseño del pie protésico	57
3.4.4	Diseño de los soportes que conforman la estructura del mecanismo... ..	58
3.5	Análisis de resistencia y deformación de los elementos críticos del mecanismo	59
3.5.1	Análisis de resistencia y deformación de los ejes de la UUD.....	60
3.5.2	Análisis de resistencia y deformación del pie protésico	62
3.5.3	Análisis de resistencia y deformación del soporte inferior de los resortes	64
3.5.4	Análisis de resistencia y deformación de la chumacera.....	65
3.6	Análisis de resistencia y deformación de la estructura de la prótesis	65
3.6.1	Análisis de pandeo, flexión y deformación de la guía cilíndrica.....	66
3.6.2	Análisis de resistencia y deformación del soporte delantero	71
3.7	Diseño final de la prótesis	72
IV	SISTEMA ELECTRÓNICO Y DE CONTROL.....	73
4.1	Lógica de funcionamiento general	73
4.2	Sistema de control	74
4.2.1	Controlador de posición para la fase de oscilación.....	74
4.2.2	Obtención de los parámetros del modelo del ASE y pie.....	75
4.2.3	Controlador de fuerza para la fase de apoyo.....	78
4.3	Selección de los componentes electrónicos y de control	83
V	PLANOS Y COSTOS	84
5.1	Lista de planos	84
5.2	Estimación de costos	84

5.2.1	Costo del sistema mecánico	86
5.2.2	Costo del sistema electrónico y de control.....	89
5.2.3	Costo de diseño, pruebas y ensamblaje.....	90
5.2.4	Costos logísticos	91
5.2.5	Costo total de producción de la prótesis y costo de diseño.....	91
OBSERVACIONES.....		92
CONCLUSIONES		95
BIBLIOGRAFÍA		97
ANEXOS		100



ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Medidas antropométricas de una persona de 1,75m y 56,7kg.	7
Tabla 1.2. Presión, fuerza y área de contacto.....	9
Tabla 2.1. Leyenda de los conceptos solución.....	33
Tabla 2.2. Matriz morfológica del dominio de control	33
Tabla 2.3. Matriz morfológica del dominio mecánico	34
Tabla 2.4. Matriz morfológica del dominio electrónico.....	36
Tabla 2.5. Evaluación técnica de los conceptos de solución.....	43
Tabla 2.6. Evaluación económica de los conceptos solución	44
Tabla 3.1. Características de uniones universales de marca Misumi.	48
Tabla 3.2. Resortes helicoidales de compresión seleccionados para el mecanismo.	56
Tabla 3.3. Propiedades del material de la guía de acero inoxidable 304	66
Tabla 5.1. Codificación de planos del mecanismo.....	85
Tabla 5.2. Estimación de costos de componentes mecánicos comerciales	86
Tabla 5.3. Estimación de costos de materiales de fabricación	86
Tabla 5.4. Estimación de costos de pernería	87
Tabla 5.5. Estimación de costos de procesos de manufactura	88
Tabla 5.6. Costo de los componentes fabricados mediante impresión 3D.....	89
Tabla 5.7. Resumen del costo del sistema mecánico	89
Tabla 5.8. Estimación de costos de los componentes del sistema electrónico y de control no importados	89
Tabla 5.9. Estimación de costos de los componentes del sistema electrónico y de control importados	90
Tabla 5.10. Resumen del costo del sistema electrónico y de control.....	90
Tabla 5.11. Estimación del costo total de producción de la prótesis	91

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1: (a) Anatomía ósea del tobillo [Waldman, 2010]. (b) Estructura del tobillo.	5
Figura 1.2: Huesos y articulaciones del pie.	5
Figura 1.3: Ligamentos y tendones del pie.	6
Figura 1.4: Músculos de la pantorrilla (pierna derecha vista desde el exterior).	7
Figura 1.5: Músculos tibiales.	7
Figura 1.6: Planos de movimiento del cuerpo humano [Vaughan, 1992].	8
Figura 1.7: Movimientos del pie.	8
Figura 1.8: Inversión y eversión del pie.	9
Figura 1.9: Distribución del peso en el pie: (a) vista de perfil (b) vista de planta [Waldman, 2010].	10
Figura 1.10: Torques y potencia en el tobillo: (a) torques en el tobillo en el plano sagital, (b) potencia en el tobillo en el plano sagital, (c) ángulos de DP e IE del tobillo [Brockett, 2016].	10
Figura 1.11: Diagrama conceptual de la fase de apoyo. a) División en 4 sub-fases: (1) la colisión, (2) el rebote, (3) la precarga y (4) el empuje. Se muestra el trabajo (positivo o negativo) en las articulaciones y la trayectoria del centro de masa (COM) del cuerpo en el plano sagital. b) Tasa de trabajo instantáneo en las articulaciones y en el COM [Kuo, 2005].	11
Figura 1.12: Gráfica de torques de inversión y eversión del pie derecho [Mackinnon, 1993].	13
Figura 1.13: Esquema de la cinemática del pie. (a) Eventos temporales de la fase de oscilación (alejamiento del dedo y golpe de talón). (b) Distancia entre dedos y suelo (TC, TC1, TC2) y entre talón y suelo (HC) [Mariani, 2012].	14
Figura 1.14: Esquema de las prótesis biónicas para el baile. (a) Prótesis de tobillo biónica. (b) Prótesis con componentes más importantes indicados.	15
Figura 1.15: Prótesis biónica de tobillo-pie (a) esquema de la prótesis (b) vista lateral de la prótesis [Herr, 2012].	16
Figura 1.16: (a) Esquema del prototipo de la prótesis con el ASE. (b) Componentes mecánicos de la prótesis [Herr, 2013].	17
Figura 1.17: Sensores de la prótesis [Herr, 2013].	18
Figura 1.18: Prótesis de 2 grados de libertad. a) CAD del diseño. b) Diagrama de vista de corte en plano sagital [Dobson, 2019].	19
Figura 1.19: Sensores de la prótesis: (a) Sensores de presión en el pie protésico. (b) Configuración del sensor de distancia infrarrojo del actuador [DOBSON, 2019].	20
Figura 1.20: Prótesis para AMI: (a) usuario sentado, (b) usuario parado [Clites, 2018].	21
Figura 1.21: (a) Prótesis de pie-tobillo de 2 grados de libertad conducida por cables Bowden. (b) Detalle de los componentes de la prótesis [Ficanha, 2016].	22
Figura 1.22: Prótesis robótica SPARKy 3: (a) Diseño CAD, (b) Articulación personalizada con una muesca, (c) Elementos del soporte de los motores [Bellman, 2008].	23
Figura 2.1: Caja negra del mecanismo 29	29
Figura 2.2: Estructura de funciones óptima del sistema 32	32
Figura 2.3: Concepto solución 1: vista lateral derecha 39	39
Figura 2.4: Concepto solución 1: (a) vista frontal y (b) vista posterior. 40	40

Figura 2.5: Bosquejo del concepto solución 2.	41
Figura 2.6: Bosquejo del concepto solución 3.	42
Figura 2.7: Diagrama de evaluación técnico - económica según VDI 2206. Solución 1 (color rojo), solución 2 (color verde) y solución 3 (color azul).	44
Figura 3.1: Configuración del actuador serial elástico del mecanismo a diseñar.	46
Figura 3.2: Prótesis transtibial (a) Diseño preliminar. (b) Esquema del diseño preliminar.	47
Figura 3.3: Esquema de la prótesis transtibial girado α grados.	49
Figura 3.4: Fuerza que cada ASE transmitiría durante el ciclo de marcha.	50
Figura 3.5: Diagrama del actuador serial elástico.	51
Figura 3.6: Iteraciones para hallar el valor de la constante que minimiza la potencia.	53
Figura 3.7: Potencia del ASE con y sin resorte de constante igual a 105 N/m.	53
Figura 3.8: Desplazamiento, velocidad y aceleración del actuador, señalando los valores máximos.	54
Figura 3.9: Pie protésico del mecanismo. (a) Diseño CAD inicial. (b) Diagrama para el cálculo del torque de inversión - eversión.	55
Figura 3.10: Ensamblaje del pie protésico: Vistas frontal y lateral.	57
Figura 3.11: Ensamblaje del pie protésico: Planta del pie divide según trayectoria del CP.	58
Figura 3.12: Soportes del mecanismo: (a) soporte rectangular, (b) soporte doblado y (c) guía cilíndrica.	58
Figura 3.13: Prótesis robótica transtibial: componentes mecánicos.	59
Figura 3.14: Ejes y prisionero de la UUD (articulación).	60
Figura 3.15: a) DCL del prisionero. b) DCL del eje de inversión. c) DCL del eje de dorsiflexión.	60
Figura 3.16: Análisis de resistencia de la articulación. a) Prisionero. b) Eje de inversión.	61
Figura 3.17: Prótesis robótica transtibial y acercamientos relevantes.	62
Figura 3.18: DCL del pie protésico.	62
Figura 3.19: Análisis de resistencia del pie protésico.	63
Figura 3.20: Análisis de resistencia de la planta del pie protésico.	63
Figura 3.21: Análisis de resistencia del soporte inferior. a) DCL. b) Solución por elementos finitos.	64
Figura 3.22: Análisis de resistencia de la chumacera. a) DCL. b) Solución por elementos finitos.	65
Figura 3.23: DCL del soporte del socket. a) Eje Y. b) Eje X.	66
Figura 3.24: Ensamblaje entre el soporte del socket y el soporte de rodamientos superior.	67
Figura 3.25: Zonas de pandeo para la guía.	68
Figura 3.26: Análisis de flexión de la guía a) DCL del husillo. b) CAD del ensamblaje del husillo.	69
Figura 3.27: DCL de la guía.	70
Figura 3.28: Análisis de la guía. a) Deformación y esfuerzo según el criterio de Von Mises. b) FS.	70
Figura 3.29: DCL del soporte delantero.	71
Figura 3.30: Análisis de la guía. a) Deformación y esfuerzo según el criterio de Von Mises. b) FS.	71
Figura 4.1: Diagrama para el modelado del ASE y el pie.	75
Figura 4.2: Centro de masa del pie protésico.	76

Figura 4.3: Lazo de control de posición del ASE y del pie.	77
Figura 4.4: Diagrama de bloques del controlador de fuerza.	79
Figura 4.5: Diagramas para el modelado de los ASE. (a) Modelo del ASE. (b) Modelo convertido al dominio transicional.	79
Figura 4.6: Lazo de control de fuerza del ASE derecho.	82
Figura 4.7: Prótesis robótica transtibial con componentes electrónicos.	83
Figura 4.8: Diagrama con componentes electrónicos seleccionados.	83



INTRODUCCIÓN

Muchos países no tienen un registro del número de habitantes con amputaciones, pero con la información disponible se sabe que mundialmente al menos 1 millón de personas al año son sometidas a una operación de amputación¹. Entre las causas de las amputaciones transtibiales se encuentran el traumatismo grave causado por un accidente, el flujo sanguíneo deficiente al miembro inferior, las infecciones que no pueden controlarse o curarse, las quemaduras graves por frío o calor, los tumores y la pérdida de función del miembro².

Entre las soluciones a las amputaciones transtibiales existen las prótesis tobillo-pie pasivas que son simples y ligeras, sin embargo, estas no proveen el torque adecuado en el momento necesario para impulsar al cuerpo hacia adelante. Además, las personas que usan este tipo de prótesis tienden a caminar más lentamente y a gastar más energía que las personas sin discapacidad [Schimmels, 2016]. Por otro lado, las prótesis pasivas afectan la estabilidad del paso, por lo que sus usuarios requieren de más cuidado y esfuerzo para caminar en terrenos irregulares [Woo, 2014]. La falta de dorsiflexores de tobillo (músculos que permitan elevar los dedos) puede propiciar la caída del usuario tanto en superficies horizontales como inclinadas.

¹ Fuente: <https://accessprosthetics.com/15-limb-loss-statistics-may-surprise/>. Consulta: 28/05/2019.

² Fuente: <https://medlineplus.gov/ency/article/007365.htm>. Consulta: 24/03/2019.

Por otro lado, el movimiento de inversión/eversión del tobillo también desempeña un rol importante ya que puede reducir el costo metabólico de los pacientes al disminuir el esfuerzo relacionado con el equilibrio. De hecho, al combinar adecuadamente este movimiento con el movimiento de dorsiflexión/flexión plantar, podría ser posible mejorar el equilibrio y la estabilidad ante de las perturbaciones combinadas, los impulsos laterales y el terreno inclinado [Kim, 2017]. Además, el movimiento lateral del tobillo de las personas con amputación parece ser menos estable que el de las personas sin amputación, por lo tanto, los torques de inversión tienen un fuerte efecto en este tipo de movimiento, mejorando el equilibrio y reduciendo el miedo a la caída y la tasa de caída de estas personas [Collins, 2015]. Por último, los pasos no rectos representan aproximadamente el 35-45% de todos los pasos dados en las actividades de la vida diaria, llegando con algunos de ellos al 50% debido a limitaciones arquitectónicas [Glaister, 2007].

Muchas de las prótesis actuales solo otorgan dorsiflexión/flexión plantar activa e inversión/eversión pasiva, por lo cual, al no controlar el movimiento de inversión/eversión, no cuentan con las ventajas previamente mencionadas.

Es por ello que se propone diseñar un mecanismo de dos grados de libertad para prótesis robótica transtibial a fin de que personas con amputación de miembro inferior puedan trasladarse en superficies planas o inclinadas con un control en los movimientos de inversión/eversión y de dorsiflexión/flexión plantar para que gocen de un mejor equilibrio y más estabilidad durante la marcha.

Se tienen los siguientes objetivos específicos para el logro del objetivo principal:

- i. Elaborar el estado del arte sobre la anatomía y biomecánica del tobillo, mecanismos en prótesis robóticas transtibiales y sistemas electrónicos y de control para estos mecanismos.
- ii. Definir el diseño conceptual del mecanismo de dos grados de libertad para prótesis robótica transtibial.
- iii. Realizar la ingeniería de detalle, es decir, el cálculo, simulación y selección de los componentes del sistema mecatrónico.
- iv. Proponer el sistema electrónico y de control del mecanismo de dos grados de libertad para prótesis robótica transtibial.

- v. Elaborar planos de ensamble, despiece y esquemático del mecanismo para prótesis robótica transtibial y estimar los costos de diseño y fabricación.

La metodología a utilizar para el logro de los objetivos previos es la norma alemana de diseño mecatrónico VDI 2206 la cual consta de las siguientes fases: i) Comprensión de la solicitud: comprender y recolectar información acerca de la problemática, los antecedentes y el estado del arte. ii) Concepto de la solución: definir los requerimientos del producto y el concepto de solución óptimo. iii) Elaboración del proyecto: desarrollar el proyecto definitivo. iv) Elaboración de detalles: dibujar los planos, definir los materiales, y estimar el costo total del proyecto definitivo.

Esta tesis no abarca al diseño de un protector para el mecanismo ni la fabricación de un prototipo para realizar pruebas de funcionamiento o experimentación. La tesis se limita a cálculos de resistencia cuando el mecanismo está sobre un plano horizontal.

El control del mecanismo dependerá de la posición, velocidad y aceleración angulares generadas por las fuerzas de reacción entre la prótesis y las superficies con las cuales esta entre en contacto debido al movimiento del usuario.

Como aporte al avance de la tecnología, se espera que este mecanismo pueda ser usado en otras máquinas similares que requieran del movimiento controlado de 2 grados de libertad.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se brindará información acerca de la anatomía, biomecánica del pie, antropometría, tipos, rangos y planos de movimiento de este e información acerca del ciclo de marcha y fuerzas de contacto pie-piso. Además, se detallarán las características de las prótesis robóticas transtibiales en investigación, en patentes y comerciales.

1.1 Anatomía

La estructura del pie puede ser dividida en 5 partes principales: los huesos y articulaciones, los ligamentos y tendones, los músculos, los nervios y los vasos sanguíneos³ de los cuales se brindará información breve solamente de los 3 primeros, ya que son los que se deben tomar en cuenta para el diseño del mecanismo.

a) Huesos y articulaciones

Como se muestra en la Figura 1.1a, la articulación del tobillo está conformada por la tróclea astragalina y por la mortaja tibioperonea. La tróclea astragalina tiene forma de un segmento de cilindro de unos 105° que encaja perfectamente con la mortaja tibioperonea la cual tiene forma de un semicilindro de unos 65° [Waldman, 2010]. Los 3 huesos que conforman la articulación del tobillo son la tibia, el peroné y el astrágalo

³ Fuente: <https://eorthopod.com/foot-anatomy/>. Consulta: 19/04/2019.

(Figura 1.1a y 1.1b), estos permiten el movimiento de dorsiflexión/flexión plantar (DP) de elevación o descenso de los dedos, el cual será descrito en la sección 1.2.3 ⁴.

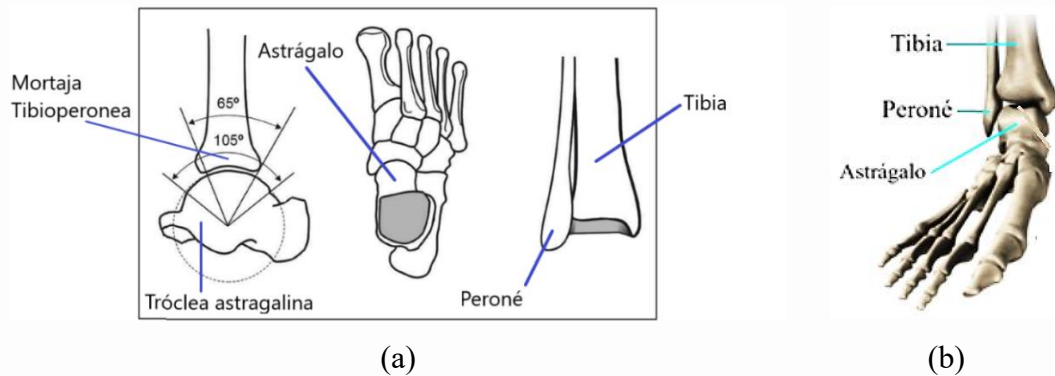


Figura 1.1: (a) Anatomía ósea del tobillo [Waldman, 2010]. (b) Estructura del tobillo⁴.

En la Figura 1.2 se señalan los huesos del pie y algunas de sus articulaciones. El hueso llamado astrágalo se conecta al hueso calcáneo mediante la articulación subtalar la cual permite el movimiento de supinación/pronación, que implica mover la planta del pie hacia adentro o hacia afuera (movimiento a explicar en la sección 1.2.3).

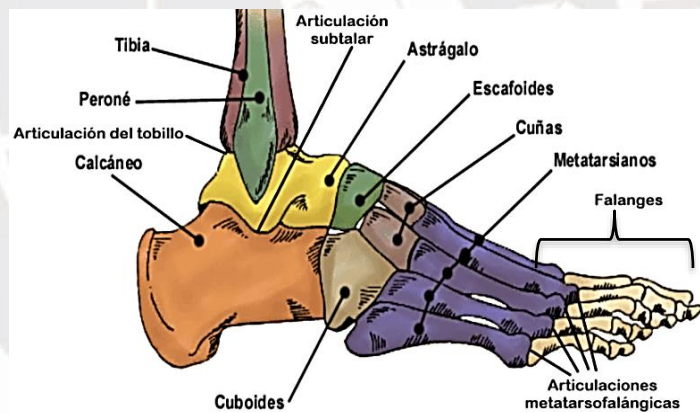


Figura 1.2: Huesos y articulaciones del pie⁴.

Luego, al calcáneo y astrágalo se conectan los huesos escafoides, cuboides y las 3 cuñas, las cuales se mueven en conjunto tanto en supinación formando una estructura rígida y estable como en pronación formando una estructura más flexible que permite al pie adaptarse a todo tipo de terreno. Los huesos previamente mencionados se conectan a los huesos metatarsianos mediante articulaciones bastante rígidas que permiten poco movimiento. Estos últimos se conectan a las falanges mediante las

⁴ Fuente: <http://www.abcfisioterapia.com/fisioterapia-sindrome-del-cuboides.html>. Consulta: 19/04/2019.

articulaciones metatarsofalángicas, las cuales desempeñan un rol muy importante en el caminar.

b) Ligamentos y tendones:

El tendón de Aquiles es el más importante para caminar, correr y saltar ya que une a los músculos de la pantorrilla con el calcáneo. El tendón tibial posterior nos permite hacer supinación y el tendón tibial anterior nos permite hacer dorsiflexión⁴ (Figura 1.3).



Figura 1.3: Ligamentos y tendones del pie⁵.

c) Músculos

El músculo peroneo lateral largo nos permite mover en eversión, el músculo tibial anterior en dorsiflexión y el músculo tibial posterior en flexión plantar (Figuras 1.4 y 1.5).

En el pie hay muchos músculos más pequeños, como los músculos extensores cortos de los dedos y los músculos de la planta del pie, muchos de los cuales se encuentran distribuidos en capas formando un relleno bajo la planta del pie afectando al modo de trabajar de los dedos⁴. En la Figura 1.4 se pueden ver al músculo gastrocnemio y al sóleo que también contribuyen en la flexión plantar [Waldman, 2010].

⁵ Fuente: <http://www.aidmyachilles.com/tendon-muscle-injuries-in-the-leg/posterior-tibial-tendonitis-injury.php>. Consulta: 19/04/2019.



Figura 1.4: Músculos de la pantorrilla (pierna derecha vista desde el exterior)⁶.

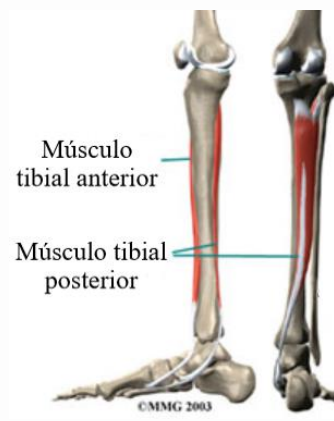


Figura 1.5: Músculos tibiales⁷.

1.2 Biomecánica del tobillo

En las siguientes secciones se hablará acerca de la antropometría, planos, tipos y rangos de movimiento, fuerzas, presión y área de contacto pie-piso y torques y potencias en el tobillo durante el ciclo de marcha.

1.2.1 Antropometría

La obtención de las medidas antropométricas que orientarán el diseño del mecanismo se obtienen utilizando la altura de la persona modelo del doctor D. Winter, la que pesa 56,7 kg y mide 1,75 m [Winter, 2009]. Se utiliza el esquema de Winter en el que se expresan las medidas antropométricas del cuerpo humano en función de la altura para obtener las medidas antropométricas necesarias (Anexo A.1) (Tabla 1.1).

Tabla 1.1. Medidas antropométricas de una persona de 1,75m y 56,7kg [Winter, 2009].

Distancia vertical	Distancias horizontales				
Altura del tobillo	Largo del pie	Talón a tobillo	Talón a metatarso	Talón a dedos	Ancho del pie
68,3 mm	266 mm	59,8 mm	159,1 mm	227,8 mm	96,3 mm

1.2.2 Planos de movimiento del cuerpo humano

Como se puede ver en la Figura 1.6, los planos de movimiento del cuerpo humano son el plano frontal, transversal y sagital siendo este último probablemente el más importante ya que los movimientos de avance se dan en él.

⁶ Fuente: <https://sh-sci.org/soleo-un-musculo-de-la-pierna/>. Consulta: 19/04/2019.

⁷ Fuente: <http://www.anapaulasimoes.com.br/tratamentos/disfuncao-do-tendao-tibial-posterior/>. Consulta: 19/04/2019.

El plano sagital divide al cuerpo humano en dos partes de izquierda a derecha, el plano frontal divide al cuerpo de adelante hacia atrás y el plano transversal divide al cuerpo de arriba abajo y los 3 planos pasan por el centro del cuerpo humano.

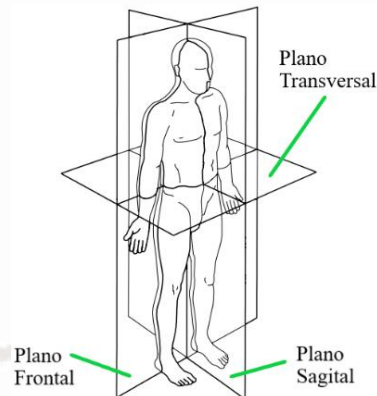


Figura 1.6: Planos de movimiento del cuerpo humano [Vaughan, 1992].

1.2.3 Tipos de movimiento

Con el pie se puede realizar el movimiento de flexión plantar – dorsiflexión (flexión-extensión) con respecto al plano sagital, supinación-pronación con respecto al plano frontal y aducción-abducción con respecto al plano transversal (Figura 1.7).



Figura 1.7: Movimientos del pie⁸.

1.2.4 Rangos de movimiento

Frecuentemente, se usan los términos “inversión” y “eversión” para denotar a los giros de supinación y pronación, respectivamente, en una prótesis de pierna. Sin embargo, en términos más formales, la inversión consta de 4 movimientos del calcáneo: descenso en flexión, desplazamiento en aducción, giro de supinación y un movimiento hacia atrás con respecto al astrágalo (Figura 1.8). En la eversión estos movimientos se realizan en sentido contrario [Waldman, 2010]. Los rangos de movimiento van desde

⁸ Fuente: <http://patriciomasajeyestetica.blogspot.com>. Consulta: 13/04/2019

0 grados hasta 20°, 50°, 30° y 10° de dorsiflexión, flexión plantar, inversión y eversión, respectivamente.

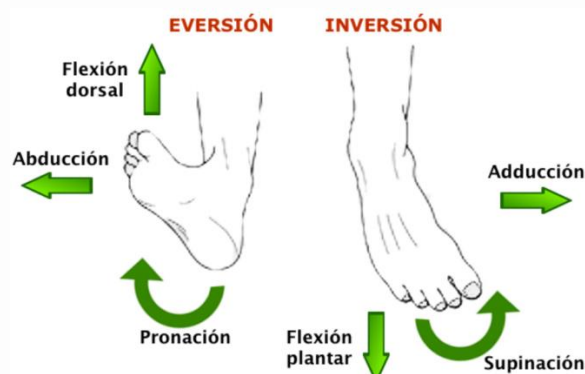


Figura 1.8: Inversión y eversión del pie⁹.

1.2.5 Presión, fuerza y área de contacto en la superficie plantar

Los investigadores Meng-Jung Chung y Mao-Jiun Wang realizaron un estudio en el que registraron la presión en un área de contacto definida y la fuerza pico en la planta del pie durante el ciclo de marcha con 15 hombres de $39,4 \pm 11,3$ años con una altura de $167,3 \pm 6,3$ cm, un peso de $66,9 \pm 8$ kg, un largo de pie de $24,6 \pm 1$ cm y un ancho de pie de $10,3 \pm 0,7$ cm. Los resultados de su estudio se presentan en la Tabla 1.2, donde se hace referencia a las zonas del pie correspondientes al dedo medio (MT), antepié medial (MFF), antepié central (CFF), antepié lateral (LFF), mediopie (LFF) y tobillo (HL). Como se puede observar, la presión pico se da en el antepié central y la fuerza pico se da en el talón probablemente durante el golpe de talón.

Tabla 1.2. Presión, fuerza y área de contacto [Chung, 2012].

Zona del pie	Presión pico (kPa)	Fuerza pico (N)	Área de contacto (cm ²)
MT	194,9	199,7	10,2
MFF	149,8	108,5	6,7
CFF	324,9	215,7	11,7
LFF	183	119,4	7,9
MF	78,2	125,3	14,6
HL	274,1	361,9	26,3

En la Figura 1.9a se observa que el peso pasa por el astrágalo, dirigiéndose el 60% de este peso al calcáneo y el 40% al antepié (final de los metatarsianos). Una parte del peso se transmite a través de la cabeza del astrágalo hacia las cuñas y a los 3 primeros

⁹ Fuente: <http://www.tecnicadecarrera.com/la-biomecanica-del-pie-y-su-relacion-con-la-tecnica-de-carrera/>. Consulta: 1/07/2021

metatarsianos (Figura 1.9b) y la otra parte llega al suelo a través del calcáneo, cuboides y los otros 2 metatarsianos, es decir, el “pie estático”. El primer metatarsiano (el más grande de los 5) absorbe como mínimo el doble de la fuerza de los restantes [Waldman, 2010].

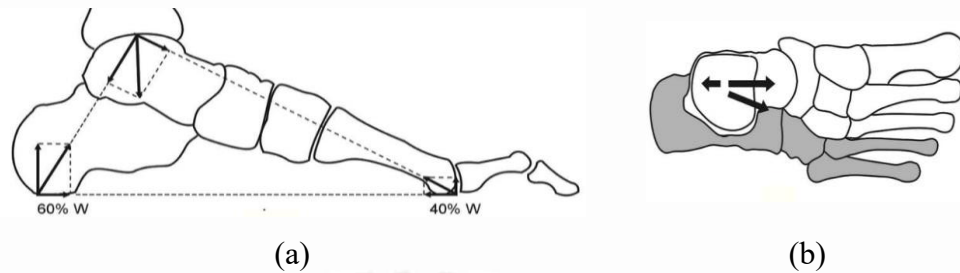


Figura 1.9: Distribución del peso en el pie: (a) vista de perfil (b) vista de planta [Waldman, 2010].

1.2.6 Torques y potencia en el tobillo

En la Figura 1.10a se observa que existe un torque de aproximadamente 0,3 Nm/kg en dorsiflexión durante el golpe de talón para evitar que el pie golpee el suelo y un torque de flexión plantar de 1,6 Nm/kg para dar el impulso al pie para la fase de empuje. A mayor velocidad de marcha las fuerzas aumentan manteniendo las mismas proporciones entre sí [Brockett, 2016].

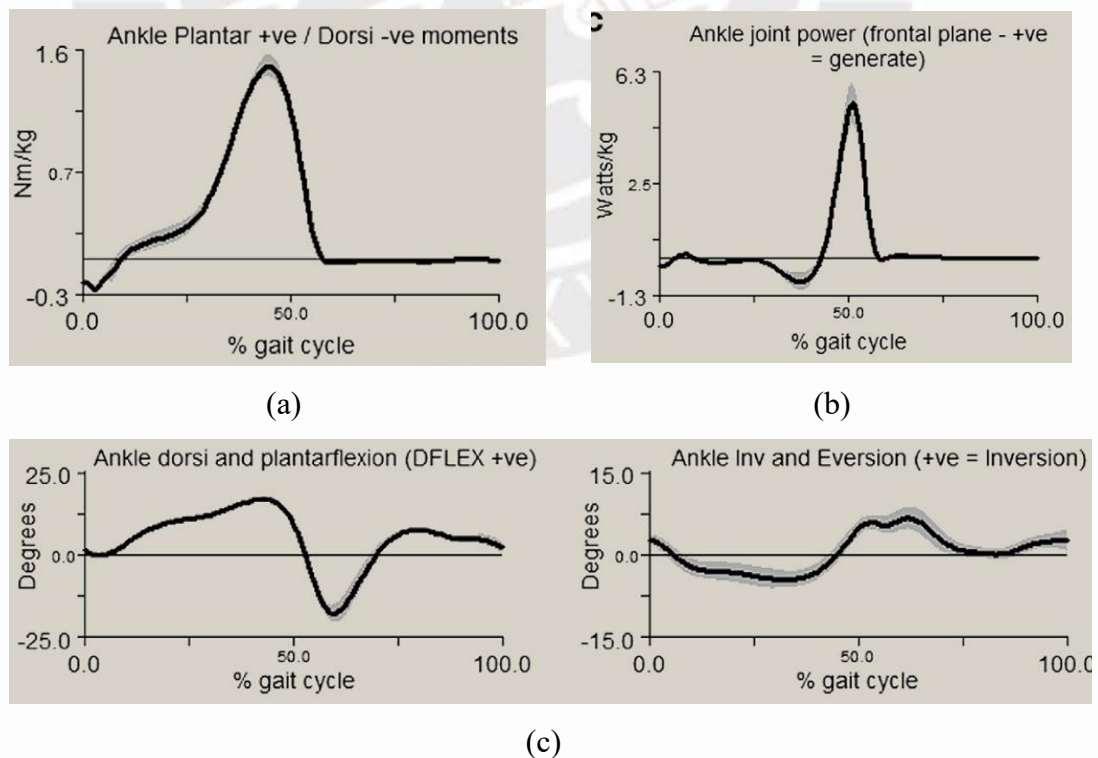


Figura 1.10: Torques y potencia en el tobillo: (a) torques en el tobillo en el plano sagital, (b) potencia en el tobillo en el plano sagital, (c) ángulos de DP e IE del tobillo [Brockett, 2016].

En la Figura 1.10b, los valores negativos de potencia corresponden a la absorción de potencia de los flexores plantares durante las fases de golpe de talón y rebote, absorción que llega hasta cerca de los 1,3 Watts/kg. La potencia mayor es de aproximadamente 6,3 Watts/kg y se da durante el empuje por parte de los flexores plantares [Brockett, 2016]. Cerca del 83% de la carga se transmite a través de la articulación del tibiotalar (o del tobillo), con el resto transmitiéndose a través del peroné, la cantidad de carga transferida varía con el incremento de la carga durante la dorsiflexión [Brockett, 2016]. En la Figura 1.10c se puede observar la variación del ángulo del tobillo durante la marcha en dorsiflexión/flexión plantar (DP) y en inversión/eversión (IE).

1.2.7 Ciclo de marcha

El ciclo de marcha se puede dividir en dos fases, la fase de apoyo y la fase de oscilación, las cuales se pueden dividir en sub-fases de diferentes características.

i La fase de apoyo

La fase de apoyo se puede dividir en 4 sub-fases denominadas: colisión, rebote, precarga y empuje, las cuales se pueden observar en la Figura 1.11a.

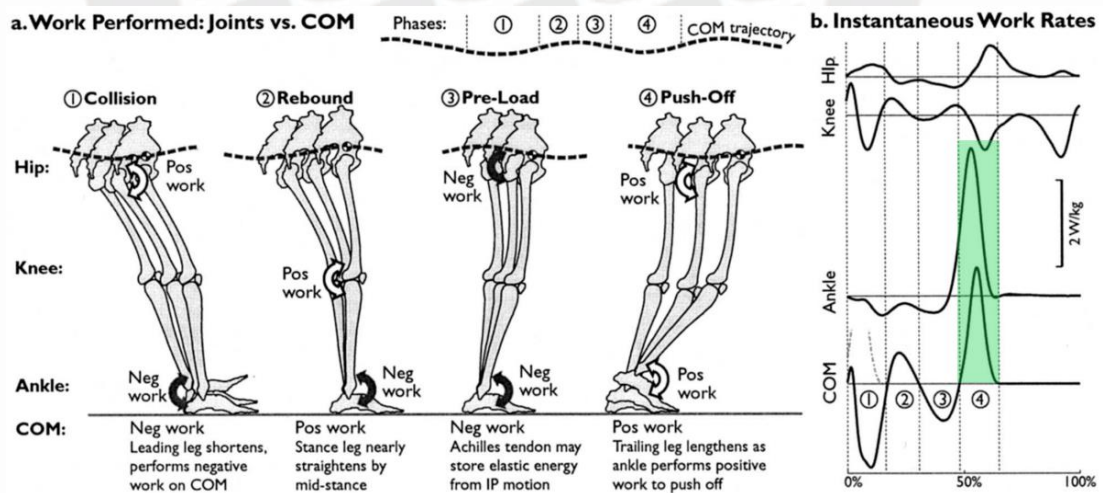


Figura 1.11: Diagrama conceptual de la fase de apoyo. a) División en 4 sub-fases: (1) la colisión, (2) el rebote, (3) la precarga y (4) el empuje. Se muestra el trabajo (positivo o negativo) en las articulaciones y la trayectoria del centro de masa (COM) del cuerpo en el plano sagital. b) Tasa de trabajo instantáneo en las articulaciones y en el COM [Kuo, 2005].

a) Dorsiflexión y flexión plantar (DP)

Durante la colisión (o golpe de talón), el centro de masa se desplaza mientras se realiza trabajo negativo (ver Figura 1.11), es decir, el cuerpo absorbe energía mecánica activamente a través del tobillo. En la sub-fase del rebote, la pierna de apoyo rebota suavemente antes de la mitad de la fase de apoyo, con algo de trabajo positivo realizado por la rodilla. La sub-fase de precarga es caracterizada por un trabajo negativo en el tobillo, posiblemente retardando el movimiento pendular y almacenando energía elástica para el consiguiente empuje. Finalmente, en la sub-fase de empuje la energía es brindada en su mayoría por la articulación del tobillo, teniendo probablemente un gran aporte de energía elástica almacenada en la sub-fase de precarga [Kuo, 2005].

En la Figura 1.11b, se observa la potencia mecánica (en W/kg) durante la fase de apoyo dada desde la sub-fase de colisión hasta otra sub-fase de colisión de la misma pierna. Durante el empuje (zona resaltada en verde) los flexores plantares del tobillo generan la mayoría del trabajo positivo total realizado sobre el COM [Wiggin, 2010].

b) Inversión y eversión (IE)

La regulación de la postura o el balanceo del centro de masa (CM) con respecto al plano frontal es una tarea de control extremadamente compleja debido a la estrecha área de soporte que ofrece el ancho del pie durante el apoyo sobre un solo pie, lo cual exige un control preciso de la trayectoria del CM [Mackinnon, 1993].

El torque ejercido en la articulación subtalar para generar el movimiento de IE en el plano frontal durante el ciclo de marcha se muestra en la Figura 1.12 (donde 100% corresponde a un ciclo completo). Estos resultados corresponden a 10 pruebas realizadas a 4 personas sin historia de patología neuromuscular cuyos datos promedio son los siguientes: 26,3 años de edad, 1,77m de altura y 77,8 kg de masa. El mayor torque ejercido por la articulación subtalar es de eversión, y es de aproximadamente 7,5 Nm (límite superior de la zona celeste en la Figura 1.12) y se da entre el golpe de talón izquierdo (LHC) y el levantamiento de los dedos del pie derecho (RTO) [Mackinnon, 1993].

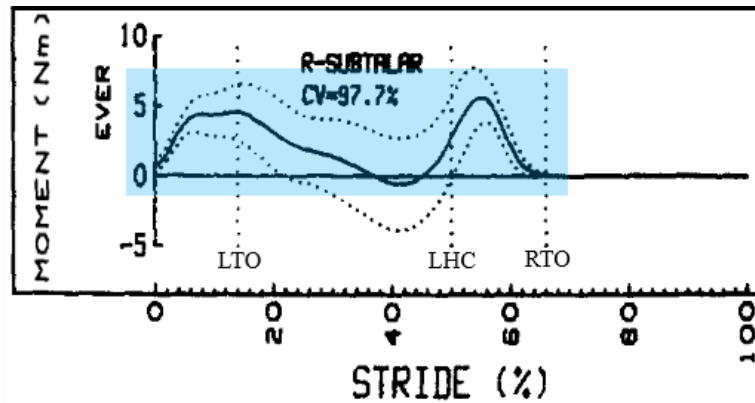


Figura 1.12: Gráfica de torques de inversión y eversión del pie derecho [Mackinnon, 1993].

Si se desea conocer más acerca de la fase de colisión, en el Anexo A.2 se encuentra información acerca de las fuerzas de reacción de contacto pie-piso durante esta fase.

ii La fase de oscilación

Durante la fase de oscilación, una persona se expone a un riesgo de caída en el instante en el que el pie oscilante alcanza la velocidad pico hacia adelante y simultáneamente la distancia vertical entre el pie oscilante y el suelo alcanza una distancia mínima [Rosenblatt, 2015]. Este punto en el ciclo de paso ha sido definido como el instante de espacio libre mínimo entre el dedo y el suelo (MinTC¹⁰), el cual se da durante la fase de oscilación (swing phase) como se muestra en la zona resaltada en la Figura 1.13, en la cual se muestran los resultados de un estudio realizado con sensores inerciales que muestrearon a 200Hz el caminar de 9 hombres y 3 mujeres de entre 25 y 39 años de edad con una altura promedio de 176 ± 8 cm y un peso promedio de 71 ± 15 kg [Mariani, 2012].

La teoría indica que un pequeño MinTC y una gran variabilidad de espacio libre mínimo del dedo incrementan la probabilidad de que el pie oscilante contacte con un objeto no visto generando un tropiezo. La teoría que relaciona MinTC y tropiezos ha sido parcialmente apoyada por evidencia experimental reciente asociando cambios en el MinTC relacionados a la edad y variabilidad del MinTC durante el caminar a nivel del suelo con una historia de caídas relacionadas al tropiezo. Acorde a lo anterior, en ausencia de estrategias compensatorias, se esperaría que la falta de músculos de dorsiflexión de tobillo para personas con amputación afecte al MinTC, incrementando

¹⁰ MinTC: Minimum toe clearance

posiblemente las posibilidades de tropiezo con un obstáculo en el camino [Rosenblatt, 2015].

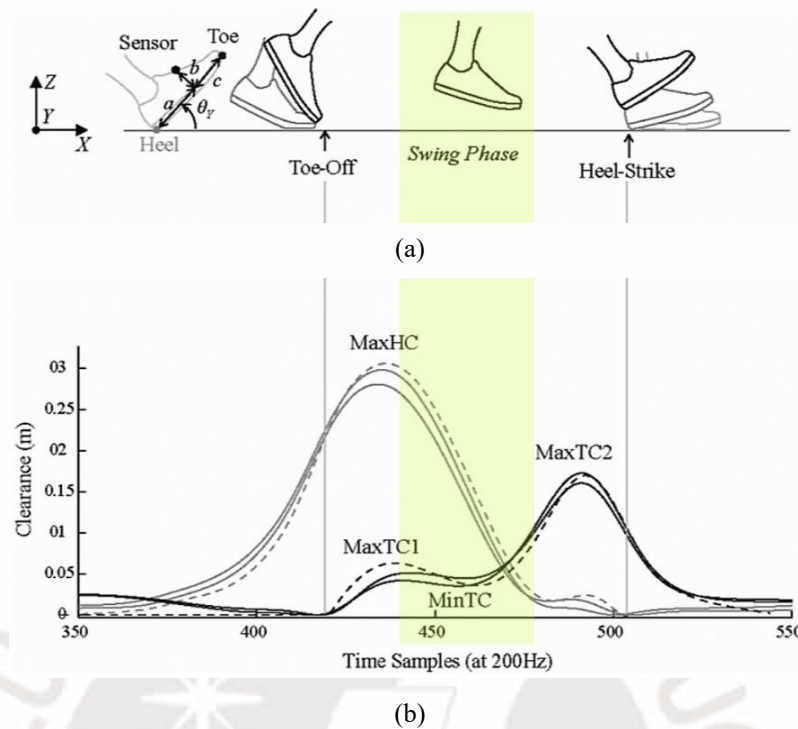


Figura 1.13: Esquema de la cinemática del pie. (a) Eventos temporales de la fase de oscilación (alejamiento del dedo y golpe de talón). (b) Distancia entre dedos y suelo (TC, TC1, TC2) y entre talón y suelo (HC) [Mariani, 2012].

1.3 Mecanismos en prótesis robóticas transtibiales

Las prótesis transtibiales han sido estudiadas por varios años, el ejemplo más antiguo data de entre los años 950 – 710 a.C. en Egipto. Se trata de una prótesis de dedo gordo perteneciente a una mujer de la nobleza que le permitía utilizar las sandalias tradicionales egipcias, demostrando que en la antigüedad no solo era importante recuperar la funcionalidad, sino también, la identidad. Actualmente, los diseños buscan satisfacer tanto la funcionalidad y la estética como el sentimiento de plenitud, para ello se están utilizando las nuevas tecnologías como la impresión 3D, biométrica y el uso de materiales más resistentes y ligeros como la fibra de carbono¹¹. En esta sección se muestran algunas investigaciones relacionadas al diseño de prótesis transtibiales y en el Anexo A.3 se muestra el sistema de control de algunas de estas investigaciones.

¹¹ Fuente: <http://unyq.com/the-history-of-prosthetics/>. Consulta: 07/05/2019

1.3.1 Prótesis transtibial comercial de 1 grado de libertad activo

La prótesis BiOM T2 System fue diseñada por investigadores del Massachusetts Institute of Technology en conjunto con el grupo A Step Ahead Prosthetics de Estados Unidos, siendo lanzada a la venta en julio de 2013¹². Entre sus partes se encuentran un socket, una batería, un acoplamiento esférico, un motor, un tornillo de bolas, un controlador, un resorte serial y el pie protésico, mencionadas de arriba abajo como se muestran en la Figura 1.14 [Rouse, 2015].

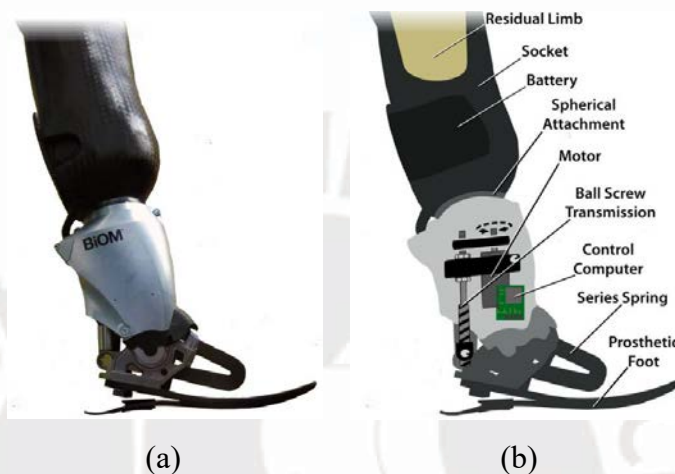


Figura 1.14: Esquema de las prótesis biónicas para el baile. (a) Prótesis de tobillo biónica. (b) Prótesis con componentes más importantes indicados.

Gracias a mejoras recientes en aparatos protésicos biónicos ahora es posible variar las características mecánicas de uniones protésicas en tiempo real. La BiOM T2 System es uno de estos aparatos y fue diseñada en base a la prótesis desarrollada por Herr y Grabowski (2011), la cual tiene un sistema de comunicación inalámbrico que permite el ajuste de la rigidez en el tobillo y el suministro de energía en tiempo real mientras está en uso. A continuación, se explica el funcionamiento de esta prótesis.

a) Sistema mecánico: como se muestra en la Figura 1.15a, esta prótesis está compuesta por un motor que transmite potencia a un husillo de bolas (Nook 14 x 3mm) a través de una correa dentada. El giro del husillo genera translación en la tuerca, la cual está conectada en serie a un resorte de hoja de fibra de carbono, el cual está

¹² Franco, M. (2014). A bionic ankle so natural, it's worth a happy dance. Recuperado de <https://www.cnet.com/news/building-a-better-bionic-ankle/>

colocado en paralelo con un resorte de hoja unidireccional. El soporte de dichos componentes es un pie protésico fabricado de compuesto de carbono [Herr, 2012].

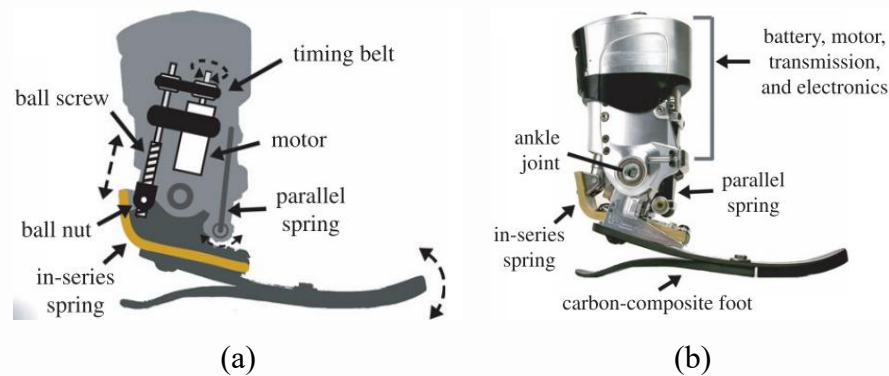


Figura 1.15: Prótesis biónica de tobillo-pie (a) esquema de la prótesis (b) vista lateral de la prótesis [Herr, 2012].

b) Sistema electrónico: La prótesis tiene un actuador serial-elástico (ASE) formado por un motor sin escobillas de 200W DC Maxon EC-Powermax 30 que contiene sensores de efecto hall de conmutación y está equipado con un codificador óptico. La energía que permite que el ASE desempeñe trabajo negativo y positivo es obtenida mediante una batería de polímero de litio recargable de 0,22 kg que estando totalmente cargada produce entre 4 000 y 5 000 pasos caminando a $1,75 \text{ m s}^{-1}$ [Herr, 2012]. Los sensores incluyen a un codificador en la articulación del tobillo y a un sensor inercial que comprende a 3 acelerómetros y a 3 giroscopios [Herr, 2012].

c) Funcionamiento y especificaciones de diseño: esta prótesis, que cuenta con el grado de libertad de DP activo, se acopla al socket mediante un pilón y pesa 2 kg, peso equivalente al pie biológico de un hombre de 80 kg.

1.3.2 Patente de prótesis transtibial

Esta patente de prótesis activa fue diseñada por investigadores del Massachusetts Institute of Technology (MIT) y publicada en el año 2014, tiene movimiento de DP y es controlada para entregar alta energía mecánica y un trabajo neto positivo como el observado en el ciclo de marcha de personas no amputadas [Herr, 2013].

a) Sistema mecánico: Como se puede observar en la Figura 1.16a, la prótesis incluye un ASE que comprende a un motor DC, el cual transmite el torque a un husillo de bolas de 3mm de paso a través de una polea y una correa dentada. Cuando el husillo

gira, se da el movimiento de translación de la tuerca y del eslabón rígido P3 conectado a ella. Dicho eslabón comprime al resorte de constante k_s para llevar a cabo al impulso. El sistema incluye a un resorte paralelo unidireccional de constante k_p , el cual, durante el impulso, comparte la carga con el resorte de constante k_s para que la fuerza pico del motor sea significativamente reducida.

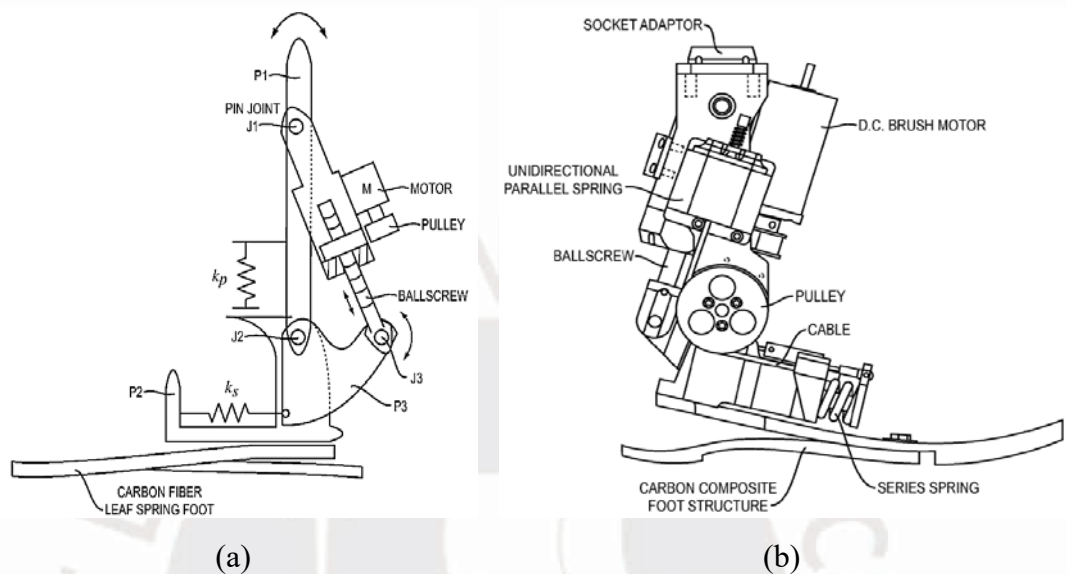


Figura 1.16: (a) Esquema del prototipo de la prótesis con el ASE. (b) Componentes mecánicos de la prótesis [Herr, 2013].

Además, se tiene un juego de cables alrededor de una polea, utilizados para estirar los resortes seriales cuando el ángulo de la articulación es mayor a cero grados, es decir, cuando se da la dorsiflexión. El resorte paralelo y el serial proveen la compensación en rigidez necesaria para obtener un ancho de banda de oscilación de fuerza adecuado que evita que el sistema se sature o llegue a su límite dentro del rango de operación el cual es de máximo 25° de dorsiflexión y 45° de flexión plantar [Herr, 2013].

b) Sistema electrónico: Formado por un motor DC de 150 W de marca Maxon, modelo RE-40 con 250 W más de poder de salida pico que el del tobillo durante la marcha. Este motor pesa 0,45 kg y su par de torsión y velocidad angular máxima son de 2,5 Nm y 7 580 rpm respectivamente (Figura 1.16b).

Se cuenta, también, con un adaptador de socket y un soporte de compuesto de carbono con forma de pie, debajo del cual están colocados 6 transductores de fuerza capacitivos (2 en el “talón” y 4 en “los dedos”) para detectar el contacto del soporte con el suelo.

Se tiene un codificador de cuadratura de línea 500 y un potenciómetro lineal de 5k ohmios para medir el ángulo y el torque en el tobillo, respectivamente (Figura 1.17) [Herr, 2013].

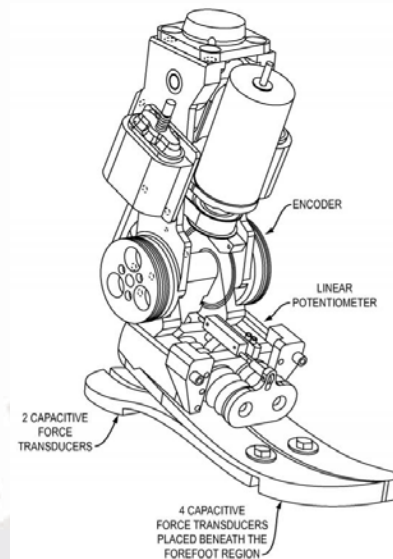


Figura 1.17: Sensores de la prótesis [Herr, 2013].

c) **Funcionamiento y especificaciones de diseño:** se controla el torque variando la compresión de los resortes seriales, mediante un ASE (Figura 1.16a). El torque necesario para impulsar al cuerpo hacia adelante durante la fase de impulso se genera cuando el motor modifica indirectamente la elongación de los resortes haciendo que estos empujen a la zona delantera del pie protésico hacia abajo [Herr, 2013].

Sus especificaciones de diseño son un torque pico de 10 Nm, velocidad pico de 5,2 rad/s a 20 Nm, ancho de banda del torque de 1,5 Hz, trabajo neto entregado de 10 J a 1,3 m/s, compensación de rigidez requerida de 550 Nm/rad, un peso total de 2,5 kg y una altura de 0,32 m [Herr, 2013].

1.3.3 Investigaciones relacionadas al diseño de prótesis transtibiales

Las investigaciones relacionadas al diseño de prótesis transtibiales están llegando cada vez más lejos con el desarrollo de prótesis para bailar, nadar y correr sobre el agua, hasta un punto tal que ya se está estudiando la posibilidad de que algunos seres

humanos se conviertan en ciborgs al extender al sistema nervioso humano en las partes sintéticas del cuerpo (prótesis)¹³.

i. Prótesis de 1 grado de libertad activo (amputación transtibial proximal)

Esta prótesis recientemente desarrollada por Alexander Dobson, Guowu Wei y Lei Ren (2019) en el Reino Unido, cuenta con el grado de libertad de DP activo y con el grado de libertad de IE pasivo.

a) Sistema mecánico: la prótesis está conformada por 2 partes, llamadas unidad del tobillo y unidad del pie, las cuales están unidas por una articulación universal conectada con el eje de soporte de elementos (Figura 1.18a).

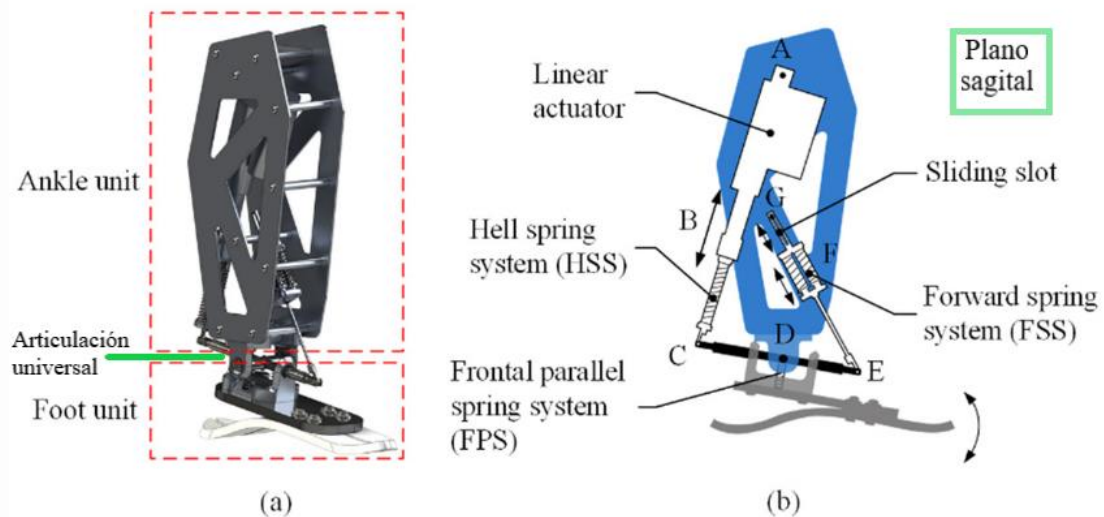


Figura 1.18: Prótesis de 2 grados de libertad. a) CAD del diseño. b) Diagrama de vista de corte en plano sagital [Dobson, 2019].

El eje de la unión universal denotado como el segmento \overline{CE} en la Figura 1.18b, está extendido por ambos lados para poder ser usado como brazo de momentos de DP (brazo llamado plantarflexion/dorsiflexion moment arm o PDMA). El PDMA está conectado a 2 sistemas de resorte localizados a cada lado de la unión universal (ver Figura 1.18b). Similarmente, el eje cruzado perpendicular al plano sagital, representado con la letra D, actúa como un brazo de momentos de IE [Dobson, 2019].

¹³ Fuente: <https://www.fastcompany.com/40559245/this-new-prosthetic-limb-transmit-sensations>. Fecha: 08/05/2019

El sistema de resorte unido al talón (heel spring system o HSS) está conectado en serie a un actuador lineal, formando un ASE. El sistema de resorte ubicado en la parte delantera (forward spring system o FSS) está fijo en la parte inferior a la parte delantera del PDMA y la parte superior es libre de deslizarse por una ranura fija al eje de tal modo que solamente pueda actuar en compresión [Dobson, 2019].

b) Sistema electrónico: la prótesis trabaja con un actuador lineal y con 3 sensores. Dos de estos sensores son medidores de deformación (strain gauges), los cuales dan información acerca de la presión actual en los extremos del “talón” y “dedos” del pie protésico (Figura 1.19a). El tercer componente es un sensor de distancia infrarrojo que mide la distancia entre la base del actuador (arriba) y el panel de reflexión ubicado en el pistón (abajo). Gracias a esta última medición, se obtiene el largo del actuador lineal (Lact en la Figura 1.19b) [Dobson, 2019].

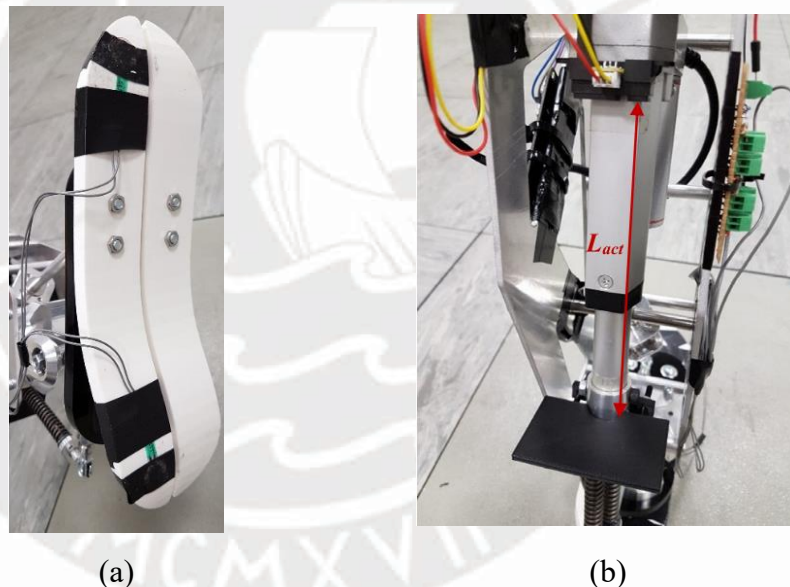


Figura 1.19: Sensores de la prótesis: (a) Sensores de presión en el pie protésico. (b) Configuración del sensor de distancia infrarrojo del actuador [DOBSON, 2019].

c) Funcionamiento y especificaciones de diseño: el ASE y el FSS son los dos sistemas que proveen flexión plantar activa en el plano sagital, mientras que el sistema de resortes paralelos del plano frontal es completamente pasivo. El peso total de la prótesis es de 2,95 kg con un pie de 0,28 m de largo y una altura total de 0,43 m. El pie protésico fue hecho con una combinación de plástico ABS de impresión 3D y corte láser de acrílico Perspex. Los estabilizadores izquierdo y derecho del pie fueron hechos de ABS mientras que la plataforma del tobillo fue hecha de Perspex [Dobson, 2019].

Esta prótesis tiene un torque pico de aproximadamente 1,4 Nm/kg, alcanzado al inicio de la flexión plantar potenciada. Durante el caminar, el tobillo permite 18° de dorsiflexión, 22° de flexión plantar, 20° de inversión y 20° de eversión. El trabajo neto realizado en el tobillo es de ~0,28 J/kg para una persona que camina a una velocidad de 1,25 m/s [Dobson, 2019].

ii. Prótesis de 2 grados de libertad activos del MIT (transtibial media)

Un equipo de investigadores del MIT y de la Division of Plastic and Reconstructive Surgery desarrolló una prótesis con el objetivo de probar una interfaz mioneural agonista-antagonista (AMI¹⁴), la cual es una nueva metodología que sirve para reflejar la información propioceptiva (sentir mismo las partes de su cuerpo) desde un aparato sintético (prótesis) al sistema nervioso (Figura 1.20).

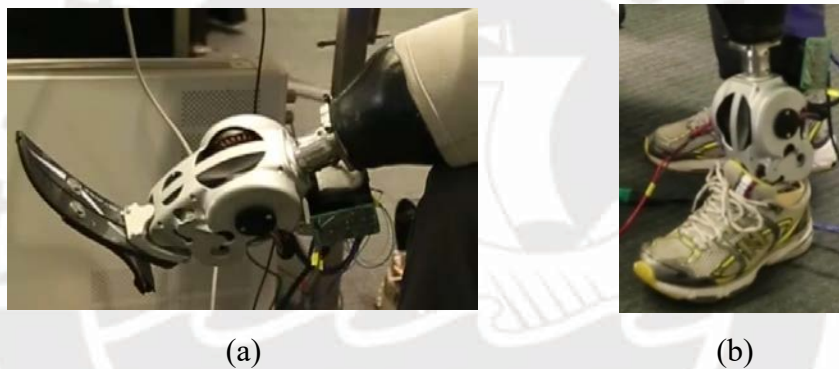


Figura 1.20: Prótesis para AMI: (a) usuario sentado, (b) usuario parado [Clites, 2018].

a) Sistema mecánico: el radio de transmisión total del tobillo varía circunferencialmente de 35:1 hacia un torque de torsión en los extremos del brazo de enlace de flexión plantar y dorsiflexión. Se tienen 2 actuadores simétricamente acoplados a reducciones de polea de correa dentada de dos etapas. Dichos actuadores transmiten torque a una salida diferencial esférica a través de un enlace de cuatro barras [Clites, 2018].

b) Sistema electrónico: la prótesis utiliza 2 motores eléctricos DC outrunner sin escobillas (U8, Tmotor) [Clites, 2018].

¹⁴ AMI: Agonist-antagonist myoneural interface

c) **Funcionamiento y especificaciones de diseño:** la prótesis tiene los grados de libertad de DP e IE activos. Cuando los motores trabajan sincrónicamente la articulación subtalar realiza inversión y eversión. La prótesis permite hasta 10° de dorsiflexión y hasta 15° de flexión plantar, inversión y eversión [Clites, 2018].

iii. Prótesis de 2 grados de libertad activos de la MTU¹⁵(transtibial media)

A continuación, se presenta una prótesis transtibial activa desarrollada por investigadores de la MTU, de la Mayo Clinic y de la Mayo Foundation University de Estados Unidos [Ficanha, 2016].

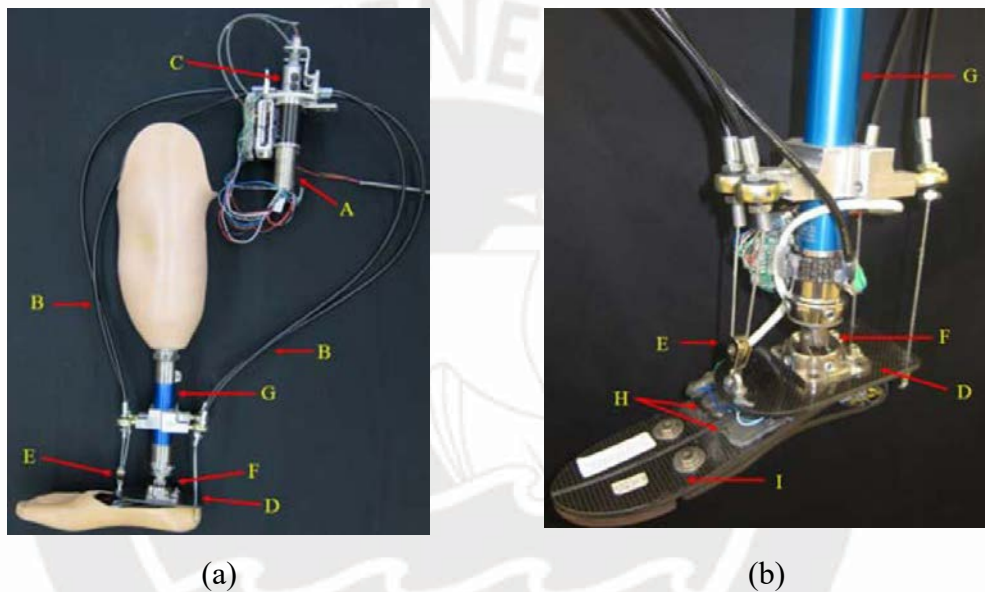


Figura 1.21: (a) Prótesis de pie-tobillo de 2 grados de libertad conducida por cables Bowden. (b) Detalle de los componentes de la prótesis [Ficanha, 2016].

a) **Sistema mecánico:** a partir de dos actuadores se transfiere el torque a los 4 cables Bowden (Figura 1.21- literal B) usando dos tambores de cable (Figura 1.21- literal C). Los cables están conectados a un plato-resorte de fibra de carbono (Figura 1.21- literal D) en dos puntos en la parte trasera y pasan a través de una polea (Figura 1.21- literal E) en frente del plato. El plato de fibra de carbono esta acoplado al pie prótesico de marca Össur Flex-Foot (Figura 1.21- literal I) para asegurar que los cables estén siempre bajo tensión. Una unión universal (Figura 1.21- literal F) fija el pie al pilón (Figura 1.21- literal G) y permite las rotaciones en DP e IE.

¹⁵ MTU: Michigan Technological University

b) **Sistema electrónico:** los actuadores son 2 motores sin escobillas con cajas reductoras (Figura 1.21- literal A). Se utilizan codificadores rotatorios montados en los motores para calcular la rotación angular en ambos GDL. Se montan medidores de deformación en el pie para medir la deflexión del pie debido a los torques de reacción del suelo durante la marcha.

c) **Funcionamiento y especificaciones de diseño:** el mecanismo trabaja debido a que 3 puntos son suficientes para definir un plano en el espacio, logrando así restringir al plano en traslación y en una rotación. Estos 3 puntos pueden ser usados para controlar los 2 GDL restantes [Ficanha, 2016]. Los componentes pasivos de la prótesis, incluyendo al pie protésico y al tubo (pilón) largo ubicado sobre este último, pesan 1,13 kg. Por otro lado, los componentes activos, excluyendo a la batería e incluyendo a las cajas reductoras, pesan 2,2 kg.

iv. SPARKy 3: Prótesis de 2 grados de libertad activos (transtibial media)

El diseño de la SPARKy 3 buscaba emular lo más posible al tobillo humano dominando los ángulos y torques respecto a los planos sagital y frontal para darle al amputado mayor agilidad y que así pueda desarrollar sus habilidades atléticas.

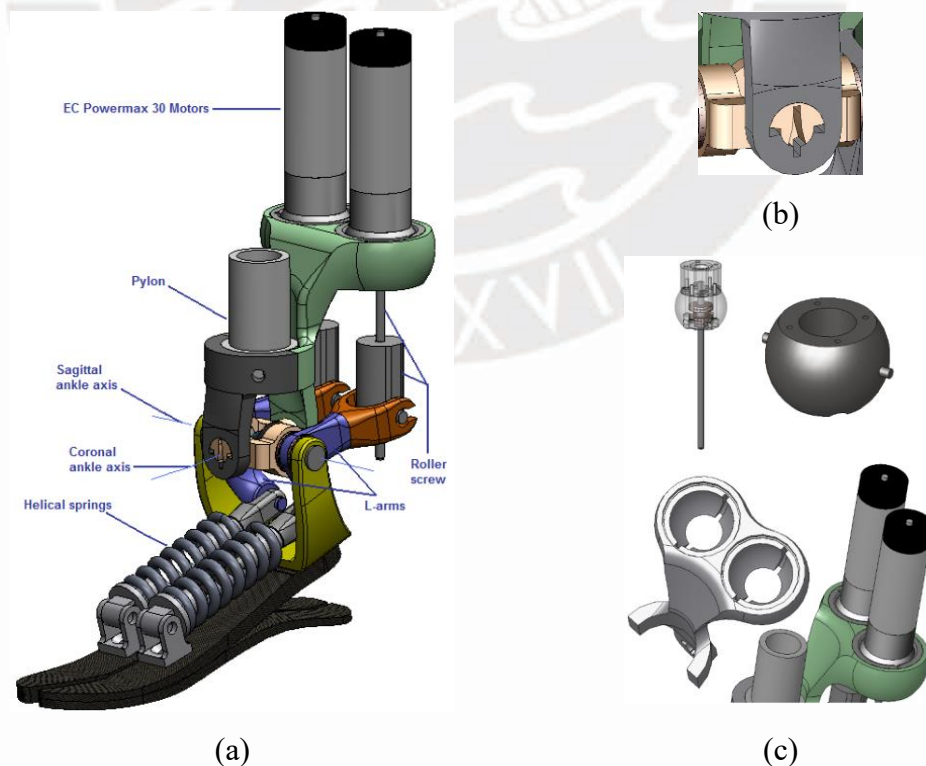


Figura 1.22: Prótesis robótica SPARKy 3: (a) Diseño CAD, (b) Articulación personalizada con una muesca, (c) Elementos del soporte de los motores [Bellman, 2008].

a) **Sistema mecánico:** los actuadores de esta prótesis robótica de tobillo son 2 motores EC Powermax 30, como se muestra en la parte superior de la Figura 1.22a. Estos motores están montados sobre un soporte con canales modelado en color verde en dicha figura. Los canales se observan mejor en la Figura 1.22c, en donde este soporte aparece en color blanco. Los pines de dos articulaciones de bola, mostrados en la misma figura similares a esferas negras, se deslizan dentro de dichos canales. Además, dentro de cada articulación se inserta un rodamiento y luego, se ensambla esta a un acople que le permitirá unirse al motor en la parte superior (imagen superior izquierda de la Figura 1.22c). Finalmente, la articulación se ensambla en la parte inferior a un husillo (roller screw) de 1mm de paso, que se muestra en la Figura 1.22a.

La tuerca de cada tornillo se conecta a una horquilla conectada a un brazo en forma de L que transfieren la actuación lineal de los actuadores hacia dos resortes helicoidales ubicados sobre el pie protésico de marca Ossur's LP Vari-Flex (Figura 1.22a).

Los brazos en L se apoyan sobre un soporte en forma de U, que se apoya a su vez sobre el pie protésico y, que además, soporta a una articulación personalizada con una muesca en la cual se inserta un resorte de hoja que genera torsión para el movimiento de inversión-eversión (Figura 1.22b) [Bellman, 2008].

b) **Sistema electrónico:** los actuadores son 2 motores sin escobillas Maxon EC Powermax 30. Cada motor entrega 200W de potencia continua, pero es capaz de entregar hasta 2 o 3 veces esa cantidad por pequeños periodos de tiempo sin dañarse, por lo cual, trabajando juntos, ambos motores podrían entregar más de 1 000W de potencia [Bellman, 2008].

c) **Funcionamiento y especificaciones de diseño:** cuando los motores se mueven en la misma dirección se genera DP, y cuando estos se mueven en la dirección contraria se genera IE. La prótesis SPARKy 3 pesa 2,1 kg [Bellman, 2008].

CAPÍTULO 2

DISEÑO CONCEPTUAL

En este capítulo se plantean los requerimientos del diseño. Luego, se elabora la estructura de funciones óptima incorporando en una sola estructura de funciones a los dominios electrónico, mecánico y de control. Con la estructura de funciones óptima se define la matriz morfológica que nos permite crear los conceptos solución de cada dominio, los cuales son evaluados técnica y económicamente para elegir al concepto de solución óptimo.

2.1 Requerimientos del diseño

Se plantean los siguientes requerimientos en base a los antecedentes, el estado del arte y a la problemática previamente presentadas, los cuales están resumidos en la lista de requerimientos ubicada en el Anexo B.1.

- **Función principal**

La función principal del diseño es emular el movimiento de DP e IE del tobillo con un mecanismo de 2 GDL para una prótesis robótica transtibial (PRT) brindando una solución efectiva que permita que las personas con discapacidad gocen de mayor independencia al verse facilitada su movilidad personal. Con lo cual se apoya a la Convención de las Naciones Unidas sobre los Derechos de las Personas con Discapacidad (CDPD), que establece que los Estados Miembros de la OMS, como el

Perú, deben adoptar medidas que otorguen mayor independencia a las personas con discapacidad [WHO, 2017].

- **Geometría**

Utilizando el esquema de Winter que relaciona la altura con las medidas de cada parte del cuerpo humano (Anexo A.1), se estima que la altura de la rodilla de una persona de 1,75m de alto es de 49,9 cm aproximadamente, por lo cual, la altura máxima que podrá tener el diseño es de 40 cm, considerando que debe existir suficiente espacio para el muñón del usuario, es decir, al menos 3 cm.

- **Cinemática y fuerzas**

Se tomarán los valores aproximados de los rangos de movimiento durante la marcha mostrados en la Figura 1.10c, por lo cual, el mecanismo permitirá mínimo 19° de dorsiflexión y 20° de flexión plantar. Sin embargo, se permitirán hasta 25° de inversión y 10° de eversión para que el diseño esté más acorde a los rangos de movimiento del pie humano (sección 1.2.4).

El mecanismo va dirigido a personas de aproximadamente 56,7 kg de peso. Sin embargo, el peso mínimo a resistir por el mecanismo debe ser de 60 kilogramos para considerar el peso de la ropa u otro objeto que el usuario podría estar portando. Todo ese peso se aplica sobre la prótesis cuando el usuario eleva su otra pierna.

Además, utilizando la relación entre el peso total y el peso de las extremidades del cuerpo de una persona brindadas por Winter [WINTER, 2009], se obtiene que, para una persona que pesa 56,7 kg, el peso del pie y la pierna es de 3,46 kg. Por otro lado, Herr et al. (2013) fijaron un límite de peso de 2,5 kg para su diseño de prótesis. Por lo tanto, buscando un equilibrio entre el peso aproximado real de una pierna y pie, y el peso de la prótesis de Herr et al. (2013), se fijarán 3,3 kg como peso máximo de la prótesis.

- **Señales**

Se requiere una señal que indique la presión externa sobre la parte posterior y delantera del pie protésico así como el ángulo de DP e IE para conocer en que sub-fase del ciclo de marcha se encuentra el usuario. Además, el controlador debe procesar las señales internas de accionamiento de los sensores y actuadores para controlar al mecanismo.

- **Energía**

Se utilizarán baterías recargables que puedan ser conectadas a la red eléctrica del Perú (corriente alterna monofásica de 220V y 60Hz) o se seleccionará al adaptador que permita cargar las baterías en Perú.

- **Electrónica y control**

Hardware electrónico es necesario para controlar al mecanismo. Su capacidad de procesamiento y memoria debe estar acorde a la complejidad del mecanismo. Paralelamente, dicho hardware requiere de componentes electrónicos digitales o analógicos que midan la presión y posición angular para obtener las señales mencionadas. Además, un conjunto de actuadores son necesarios para realizar los movimientos del mecanismo.

- **Material, reciclaje y control de calidad**

La norma N°20 de ortoprotésica de la OMS indica que la reutilización de componentes debe ser regulada, estar sometida a un control de calidad adecuado y ser documentada, por lo tanto, se requiere que más del 50% de los materiales del diseño sea de calidad mediana o alta y que menos del 10% de los materiales provengan del re-uso o reciclaje.

- **Uso, mantenimiento, costo**

El mecanismo podrá ser portado por personas de 1,75 m de alto y 56,7 kg de peso aproximadamente (características de la persona modelo del doctor D. Winter, cuyo análisis de la biomecánica del ciclo de marcha es utilizada para realizar los cálculos). El mecanismo no será a prueba de agua ni se garantiza su buen funcionamiento a temperaturas menores a 0°C o mayores de 70°C, ya que será hecha con materiales y componentes de uso común, con resistencia moderada a las temperaturas. Con respecto al mantenimiento, se estima que se requerirá de una limpieza mínimo cada 30 días y se tendrá una duración de las piezas de mínimo 1 mes. Se procurará que la capacidad de la batería rinda para caminar una distancia mínima de 7km, la cual es la distancia mínima que puede recorrer la prótesis de la sección 1.3.1. Finalmente, se pretende que el precio comercial de la prótesis se encuentre por debajo del rango común para prótesis robóticas transtibiales. Dicho rango orbita alrededor de los 20 a 60 mil dólares [Heremans, 2019]. En consecuencia, el precio comercial de la prótesis diseñada no

debe superar los 20 mil dólares (60 mil soles aproximadamente), para que esta sea una de las prótesis robóticas de 2 grados de libertad más accesibles del mercado.

- **Ergonomía, seguridad, montaje y fabricación**

Se usará la norma ISO-22523-2006: “External limb prostheses and external orthoses - Requirements and test methods” para diseñar teniendo en cuenta la ergonomía. Esta norma menciona que las prótesis deben ser diseñadas de acuerdo a principios ergonómicos, tomando en cuenta las necesidades específicas del usuario previsto y que, si el usuario tuviese que operar o ajustar alguno de los componentes de la prótesis, los medios de ajuste u operación deben ser de fácil acceso y manejables ergonómicamente por el usuario. Respaldando al objetivo de las normas de ortoprotésica de la OMS, que indica, que los servicios de ortoprotésica, deben centrarse en las personas y ser sensibles a las necesidades personales y ambientales de cada una de ellas, el diseño del mecanismo no tendrá bordes afilados y será de montaje sencillo mediante sub-ensambles.

Además, se requiere que los componentes del mecanismo no sean tóxicos ni emisores de gases de efecto invernadero. Por otro lado, se pretende que al menos el 50% de los materiales del diseño estén disponibles en el Perú para evitar la contaminación debido al transporte de materiales importados. Utilizando un controlador de posición se mantendrá una posición de seguridad (elevada) de los “dedos” del pie protésico durante la fase de oscilación para disminuir la probabilidad de caída del usuario.

2.2 Concepto de solución óptimo

A continuación, se obtendrá al concepto de solución óptimo el cual será la solución final del diseño del mecanismo, para lo cual se elaborarán la estructura de funciones y las matrices morfológicas, con las cuales se propondrán los conceptos de solución que serán evaluados con una evaluación técnico – económica que nos indicará cuál de estos conceptos es el mejor de los tres según los criterios seleccionados para el diseño.

2.2.1 Estructura de funciones

Se grafica la caja negra mostrando las entradas y salidas del sistema. Luego, dividimos la función principal en funciones parciales para encontrar más fácilmente soluciones a estas.

2.2.1.1 Caja negra

La representación de la caja negra (Figura 2.1) permite observar las señales, la energía y la materia que entra y sale del sistema, sin mostrar como el sistema logra realizar estas transformaciones. En el Anexo B.2 se muestra la Tabla B.2 que explica más detalladamente cada parámetro de la caja negra. Las flechas punteadas, delgadas y gruesas representan señales, energía y materia, respectivamente.

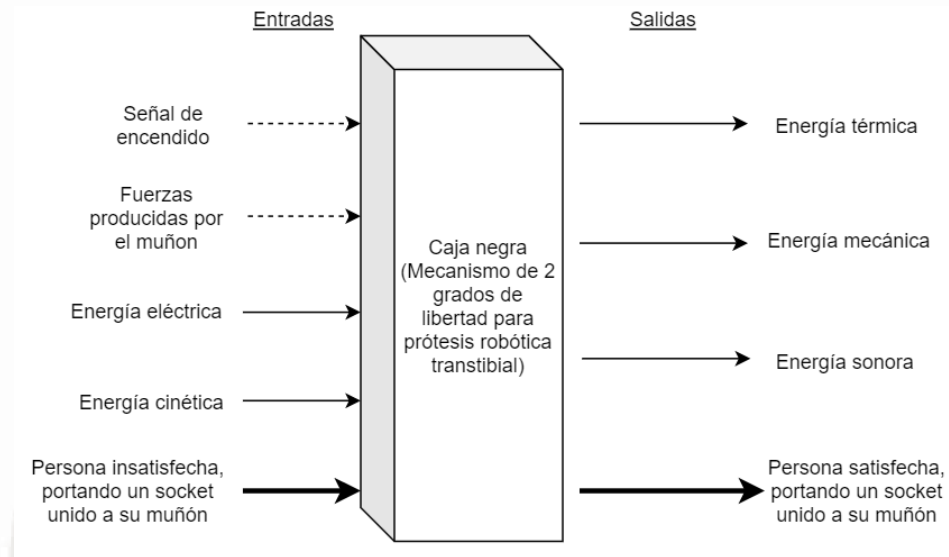


Figura 2.1: Caja negra del mecanismo

2.2.1.2 Secuencia de operaciones

Antes de iniciar el proceso, el usuario deberá conectar el sistema a una toma de corriente para cargar la batería del mismo, lo cual encenderá al controlador que activará al indicador de carga de batería (ICB). Este indicador empezará a parpadear de acuerdo al nivel de batería actual. En todo momento el ICB estará mostrando el nivel de carga de la batería mientras el sistema esté encendido o conectado a la toma de corriente.

El proceso inicia cuando el usuario ha verificado que el ICB indica la máxima carga para poder proceder a desconectar al sistema de la toma de corriente, apagando así al controlador. Luego, el usuario se coloca el socket, lo acopla al mecanismo y activa la prótesis con el interruptor de encendido/apagado para volver a encender al controlador que activará al ICB y a los sensores.

Seguidamente, cuando el usuario empiece a caminar, se activará automáticamente un actuador cada vez que el sensor de presión ubicado en los “dedos” detecte una presión predeterminada y que el medidor del ángulo de dorsiflexión muestre un valor mayor a 12° (ángulo de inicio de aumento del torque en el tobillo). Dicho actuador modificará la elongación del resorte para incrementar al torque de flexión plantar ya generado por la previa compresión del resorte. De este modo, se generará el torque necesario para impulsar al cuerpo hacia adelante y continuar con el ciclo de marcha.

Finalmente, si ni los sensores de presión de los “dedos” ni los del “talón” indican que hay presión (situación que corresponde a la fase de oscilación), el actuador modificará la elongación hasta llevar al ángulo de dorsiflexión desde -18° a 7° aproximadamente. Esto ocurre durante la fase de oscilación para disminuir el riesgo de caída, mientras que, durante el resto del ciclo de marcha se requieren torques de DP e IE, los cuales el mecanismo deberá entregar para asegurar una marcha cómoda para el usuario.

2.2.1.3 Lista de funciones

Se desea que el mecanismo pueda desempeñar cada una de las funciones que serán listadas a continuación, las cuales corresponden a lo que el mecanismo debe ser capaz de hacer para cumplir con su función principal, según la secuencia de operaciones presentada en la sección anterior. En esta lista de funciones no se incluyen las funciones que debe realizar el socket ni las funciones de control del ICB, ya que no se encuentran dentro del alcance de este trabajo.

Fase de preparación (pasos a realizar por el usuario):

- a) Colocarse el socket.
- b) Acoplar y asegurar el socket al mecanismo.

Fase de ejecución (dominio mecánico):

- a) Sujetar el socket al mecanismo
- b) Resistir fuerzas en el soporte de componentes
- c) Transmitir fuerzas al pie protésico
- d) Transformar energía
- e) Almacenar energía
- f) Resistir fuerzas en el pie protésico

- g) Transmitir fuerzas para giro de DP
- h) Transmitir fuerzas para giro de IE
- Siguiendo el ciclo de marcha:
 - a) Permitir giro de dorsiflexión ($0^\circ \leq x \leq 19^\circ$)
 - b) Permitir giro de flexión plantar ($0^\circ \leq x \leq 20^\circ$)
 - c) Limitar giro de dorsiflexión
 - d) Limitar giro de flexión plantar
 - e) Permitir giro de inversión ($0^\circ \leq x \leq 25^\circ$)
 - f) Permitir giro de eversión ($0^\circ \leq x \leq 10^\circ$)
 - g) Limitar giro de inversión
 - h) Limitar giro de eversión

Dominio de control:

- a) Controlar posiciones
- Siguiendo el ciclo de marcha:
 - a) Identificar continuamente en qué sub-fase del ciclo de marcha se encuentra el sistema (fases de oscilación y de apoyo)
 - b) Controlar la fuerza en movimiento de DP
 - c) Controlar la fuerza en movimiento de IE

Dominio electrónico:

- a) Almacenar energía
- b) Acondicionar energía para los sensores, los actuadores y el controlador (es)
- c) Encender fuente de alimentación
- d) Medir presión en la zona de los dedos
- e) Medir presión en la zona del talón
- Siguiendo el ciclo de marcha:
 - a) Medir ángulo de DP
 - b) Medir movimiento del actuador de DP
 - c) Generar fuerzas para giro de DP
 - d) Medir ángulo de IE
 - e) Medir movimiento del actuador de IE
 - f) Generar fuerzas para giro de IE

Fase final: (funciones a realizar por el usuario)

- a) Desacoplar y retirar la prótesis del socket
- b) Quitarse el socket
- c) Reiniciar la secuencia de operaciones

2.2.1.4 Estructura de funciones óptima

En la Figura 2.2 se observa la estructura de funciones óptima, la cual integra a todas las funciones de los dominios del mecanismo (mecánico, electrónico y de control), y fue obtenida luego de realizar varias iteraciones de mejora. Las funciones se encuentran organizadas según cada dominio del sistema, donde cada flecha señala al bloque dependiente del bloque base del cual proviene.

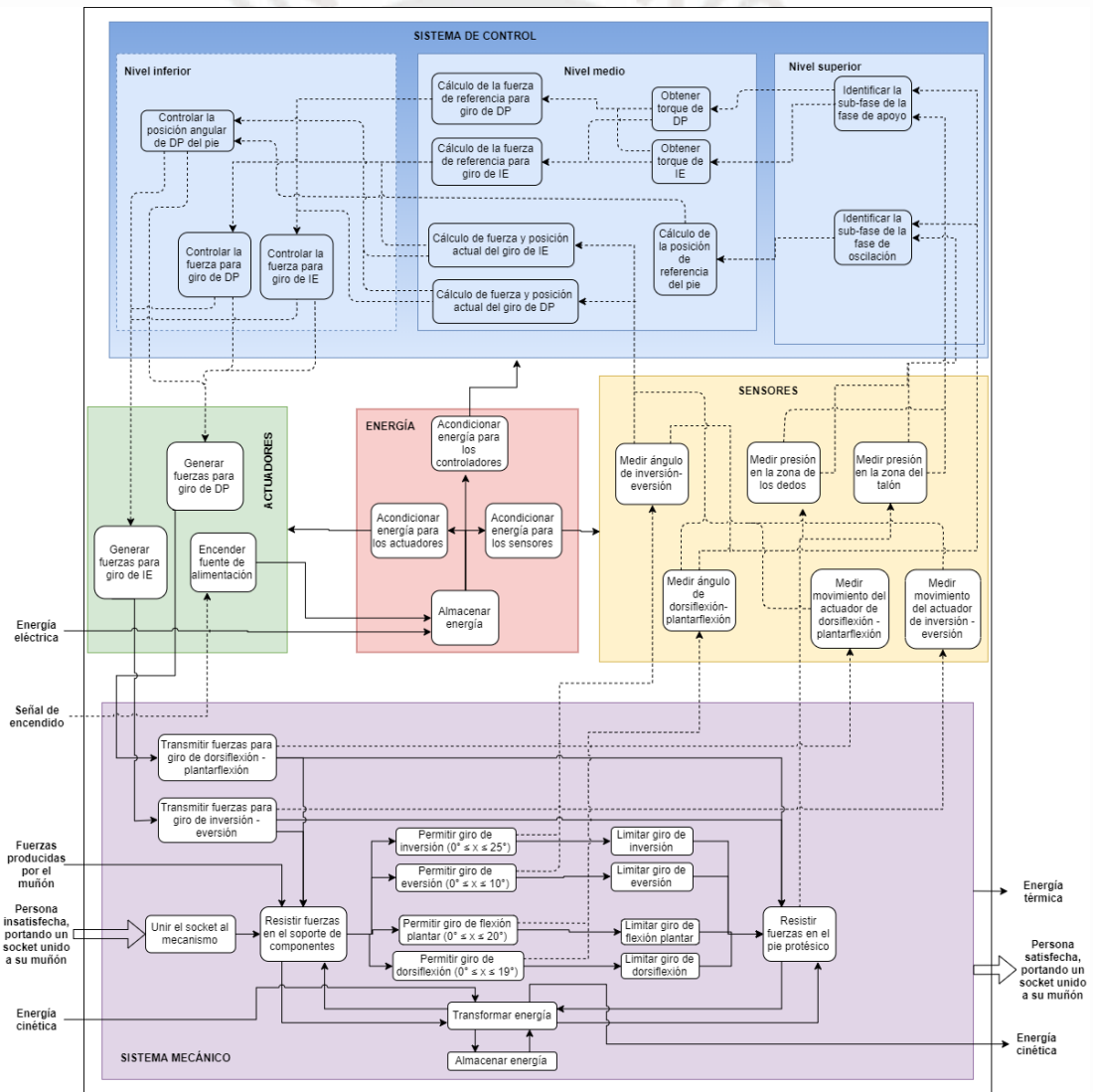


Figura 2.2: Estructura de funciones óptima del sistema




2.2.1.5 Matrices morfológicas

A continuación, se muestran las matrices morfológicas de los dominios mecánico, electrónico y de control. Estas matrices presentan las ideas de solución de cada una de las funciones definidas en la estructura de funciones de la sección anterior.

2.2.1.5.1 Matriz morfológica del dominio mecánico

Con la matriz morfológica de la Tabla 2.3 se seleccionarán los componentes mecánicos a proponer para cada concepto solución. La leyenda de la Tabla 2.1 indica el color que representa a cada concepto solución, y esta será utilizada para las matrices morfológicas del dominio mecánico, electrónico y de control.

Tabla 2.1. Leyenda de los conceptos solución

Solución propuesta	Color
Concepto solución 1	Rojo 
Concepto solución 2	Verde 
Concepto solución 3	Azul 

2.2.1.5.2 Matriz morfológica del dominio de control

Con la matriz morfológica mostrada en la Tabla 2.2 se seleccionará al controlador a proponer para cada solución.

Tabla 2.2. Matriz morfológica del dominio de control













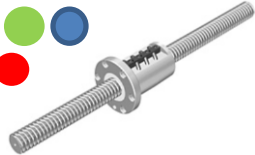

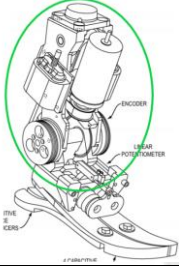
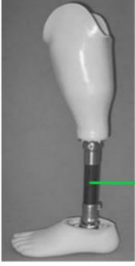






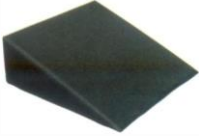



Hardware	Funciones			Software
	Identificar sub-fase del ciclo de marcha	Controlar posición angular	Controlar torque	
  	Algoritmo	PD	PD	Arduino IDE
	Máquina de estados	PD	PD	Phyton, IDLE
 	Algoritmo	PD	PD	Lenguaje C
	Máquina de estados	PD	PD	Phyton, Linux

Tabla 2.3. Matriz morfológica del dominio mecánico









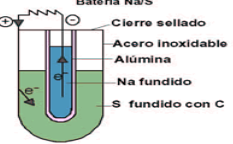


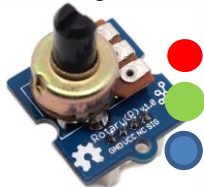
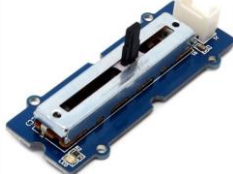

Función	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6
<p>Transmitir fuerzas para giro de DP</p> <p>Transmitir fuerzas para giro de IE</p>	<p>Poleas dentadas</p> 	<p>Cadena</p> 	<p>Engranajes</p> 	<p>Engranajes cónicos</p> 	<p>Balancín</p> 	<p>Husillo de bolas</p> 
<p>Resistir fuerzas en el soporte de componentes</p>	<p>Estructura protectora</p> 	<p>Estructura interna</p> 	<p>Soporte tubular</p> 			
<p>Permitir giro de IE ($-25^\circ \leq x \leq 10^\circ$) y giro de DP ($-19^\circ \leq x \leq 20^\circ$)</p>	<p>Rótula</p> 	<p>Unión universal</p> 	<p>Rodamiento esférico</p> 	<p>Junta rodante esférica</p> 	<p>Barra de extremo de rótula</p> 	
<p>Limitar giro de IE y giro de DP</p>	<p>Interruptor limitador</p> 	<p>Cuña</p> 	<p>Límite de carrera</p> 	<p>Límite por forma de elementos</p> 		

Transformar energía para IE y DP	<p>Resorte helicoidal</p>  <p>● ● ●</p>	<p>Resorte de disco</p> 	<p>Resorte espiral de torsión</p> 	<p>Resorte ballesta</p> 	<p>Resorte de torsión</p> 	
Almacenar energía de IE y DP	<p>Pie de fibra de carbono</p> 	<p>Reposa pies</p> 	<p>Pie diseñado</p>  <p>● ● ●</p>			
Resistir fuerzas en el pie protésico	<p>Abrazadera con ajustador</p>  <p>●</p>	<p>Abrazadera con tornillo</p>  <p>● ●</p>	<p>Abrazadera simple Doughty</p> 			
Sujetar el socket al mecanismo						

2.2.1.5.3 Matriz morfológica del dominio electrónico

Con la matriz morfológica mostrada en la Tabla 2.4 se seleccionarán los componentes electrónicos a proponer para cada solución.

Tabla 2.4. Matriz morfológica del dominio electrónico

Función	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5
Generar fuerzas para giro de DP	Motor paso a paso	Servomotor	Motor DC con caja reductora	Actuador lineal	Motor DC con caja reductora y tornillo
Generar fuerzas para giro de IE					
Almacenar energía	Batería de polímero de litio 	Batería de Plomo-Ácido 	Batería de redox de vanadio 	Batería de sulfuro de sodio 	
Medir ángulo de IE	Potenciómetro lineal miniatura	Transductor lineal miniatura	Sensor de ángulo rotatorio	Potenciómetro deslizante	Sensor de ángulo Hall
Medir ángulo de DP					

Medir presión en la zona de los dedos	Sensor fuerza	Sensor flex	Sensor de presión	Galgas extensiométricas (medidores de deformación)	
Medir presión en la zona del talón					
Medir movimiento del actuador de DP	Ultrasonido	Infrarrojo	Inductivo	Láser	
Medir movimiento del actuador de IE					

2.2.1.6 Diseño conceptual del proyecto óptimo

A continuación, se presentan los bosquejos de los 3 conceptos de solución generados a partir de los componentes seleccionados en las matrices morfológicas de los 3 dominios del sistema mecatrónico. Generalmente la programación del sistema de control también es considerada un dominio de la mecatrónica, sin embargo, debido a la limitación del plazo de tiempo otorgado para desarrollar esta tesis, dicho campo no fue implementado. En los bosquejos de los conceptos de solución se incluye un panel que serviría para mostrar al indicador de carga de batería.

a) Concepto de solución 1

El concepto de solución 1 (ver Figura 2.3), tiene una estructura formada por placas largas, de las cuales, algunas tienen ranuras para el paso de pines deslizantes. La estructura se apoya sobre un pie protésico diseñado que consta de un bloque en forma de “L” (eslabón L2) unido a dos planchas curvas flexibles (Figura 2.3, 2.4a y 2.4b) para permitir un mejor movimiento de inversión y eversión. La estructura y el pie se unen mediante una unión universal diseñada (UUD) que desempeña la función de las articulaciones del tobillo y subtalar. Entre la parte superior e inferior de la UUD se ubican 4 resortes señalados como “resortes T1” en la Figura 2.3.

Por encima de la estructura se ubica un tubo el cual tiene una abrazadera con tornillo para ensamblar al mecanismo con el socket. Además, se tienen 2 actuadores lineales con motores reductores cuyos vástagos están conectados a un soporte de unión universal que sostiene a una unión universal unida a la base superior de un resorte. Dicho resorte, se encuentra señalado como “resorte T2” en la Figura 2.3. La base inferior del resorte T2 está unida a otra unión universal, la cual está unida a un soporte llamado eslabón L1 que está ensamblado con el eslabón L2. Además, se tiene un protector que cubre a la parte posterior de la estructura.

Adicionalmente, se tiene una batería sobre la cual irán ubicados uno o más controladores, y en la parte superior se ubica un panel que contiene al indicador de carga de batería, al parlante y al interruptor de encendido y apagado. Además, hay 2 sensores de posición angular conectados a los ejes de la UUD para medir los giros de IE y DP, y se tienen 2 sensores de presión en cada plancha curva del pie para detectar la sub-fase del ciclo de marcha en la que se encuentra el usuario.

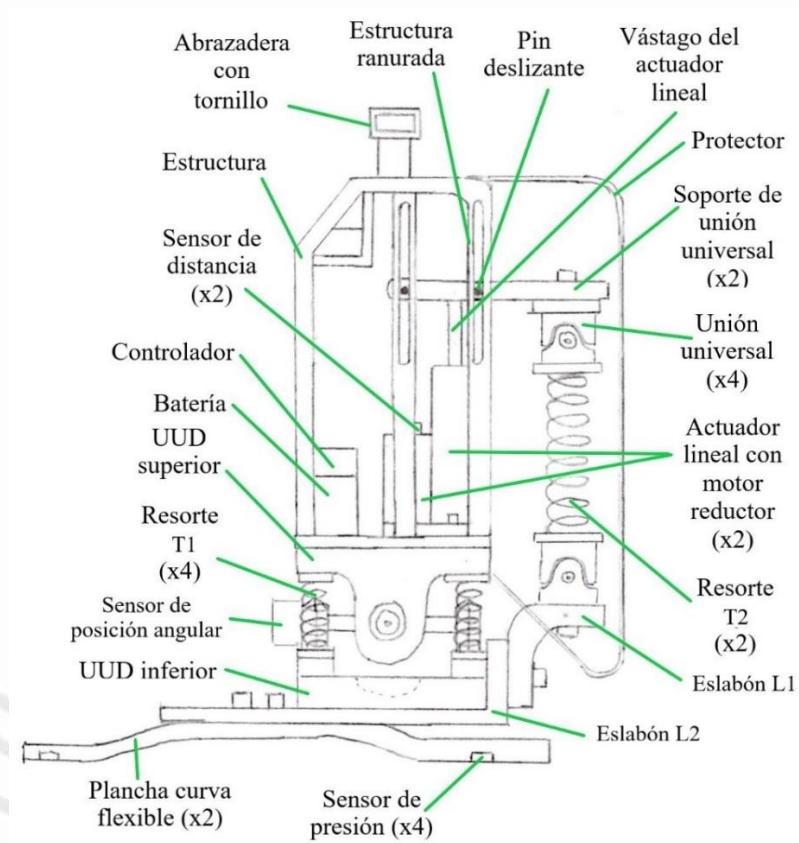


Figura 2.3: Concepto solución 1: vista lateral derecha

Sumado a lo anterior, se tienen 2 sensores de distancia ubicados sobre los motores los cuales medirán la distancia entre estos y el soporte superior de las uniones universales para saber cuánto se han trasladado los vástagos de los actuadores lineales.

La flexión plantar se logra al elevar a los vástagos de los actuadores lineales, haciendo que los resortes T2 se estiren y que apliquen una fuerza hacia arriba en el eslabón L1, lo que hará girar al pie respecto al eje frontal de la UUD en flexión plantar. Similarmente, la dorsiflexión se logra bajando a los vástagos, lo que comprime a los resortes T2 y empuja al eslabón L1 hacia abajo. La inversión se logra al elevar al vástago del actuador lineal derecho y bajar al vástago del actuador lineal izquierdo y la eversión se logra realizando lo opuesto.

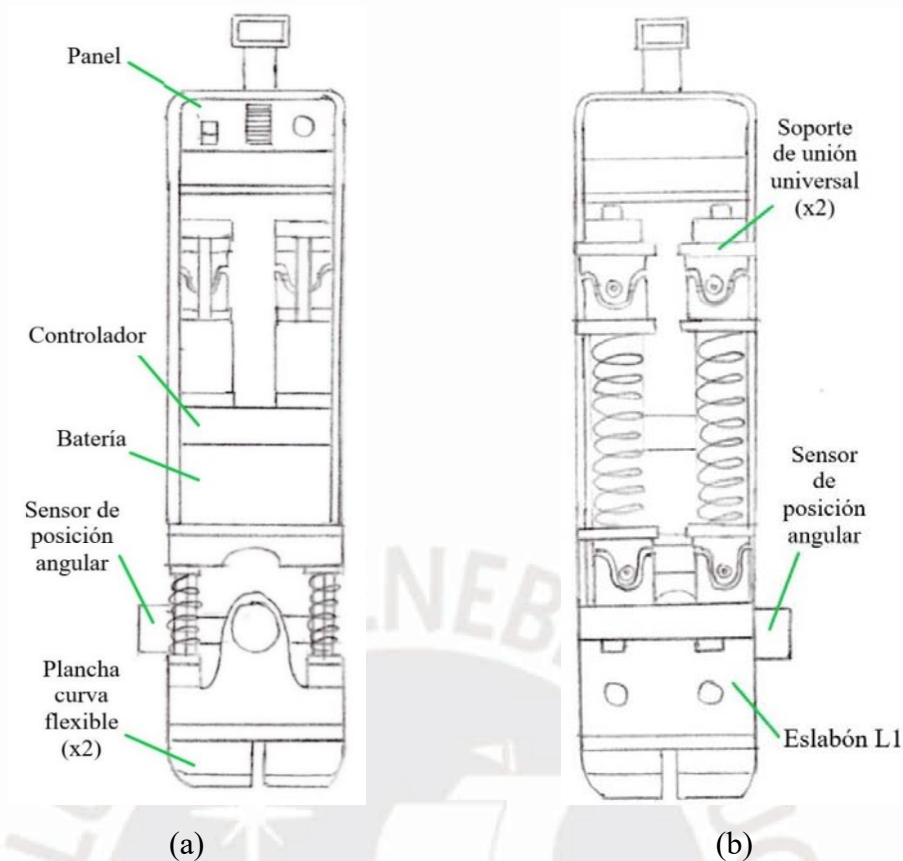


Figura 2.4: Concepto solución 1: (a) vista frontal y (b) vista posterior.

b) Concepto de solución 2

Como se puede observar en la Figura 2.5, este mecanismo está formado por una unión universal diseñada (UUD) cuya parte inferior está unida a dos resortes helicoidales (resortes T1) y está fija a un soporte sobre el cual se ensamblan 2 motores con caja reductora. La parte inferior de la UUD es un pie protésico fijo a 4 columnas delgadas con agujeros por donde pasa el pin del eje frontal (o eje de flexión plantar).

Cada motor está ensamblado a un tornillo (husillo) de bolas a través de un acoplamiento flexible para evitar que el eje del motor este sometido a fuerzas de flexión. Cada cubo de cada tornillo está unido a una horquilla (o yugo) y a la base superior de un resorte helicoidal (resorte T2) cuya base inferior está unida al pie protésico. La horquilla está ensamblada a un brazo en forma de L (brazo L) respecto al cual puede rotar, y dicho brazo gira respecto al pin del eje frontal. Cuando los motores giran en el mismo sentido se da la flexión plantar o dorsiflexión, y si giran en sentidos opuestos se da la inversión o eversión haciendo que un resorte se estire mientras otro se comprime.

Cuando la UUD gira con respecto al pin del eje sagital, uno de los resortes T1 se comprime mientras el otro se estira, absorbiendo energía que servirá para regresar al ángulo de inversión/eversión inicial. Por otro lado, si se da la dorsiflexión, los resortes se estirarán y absorberán energía para el impulso.

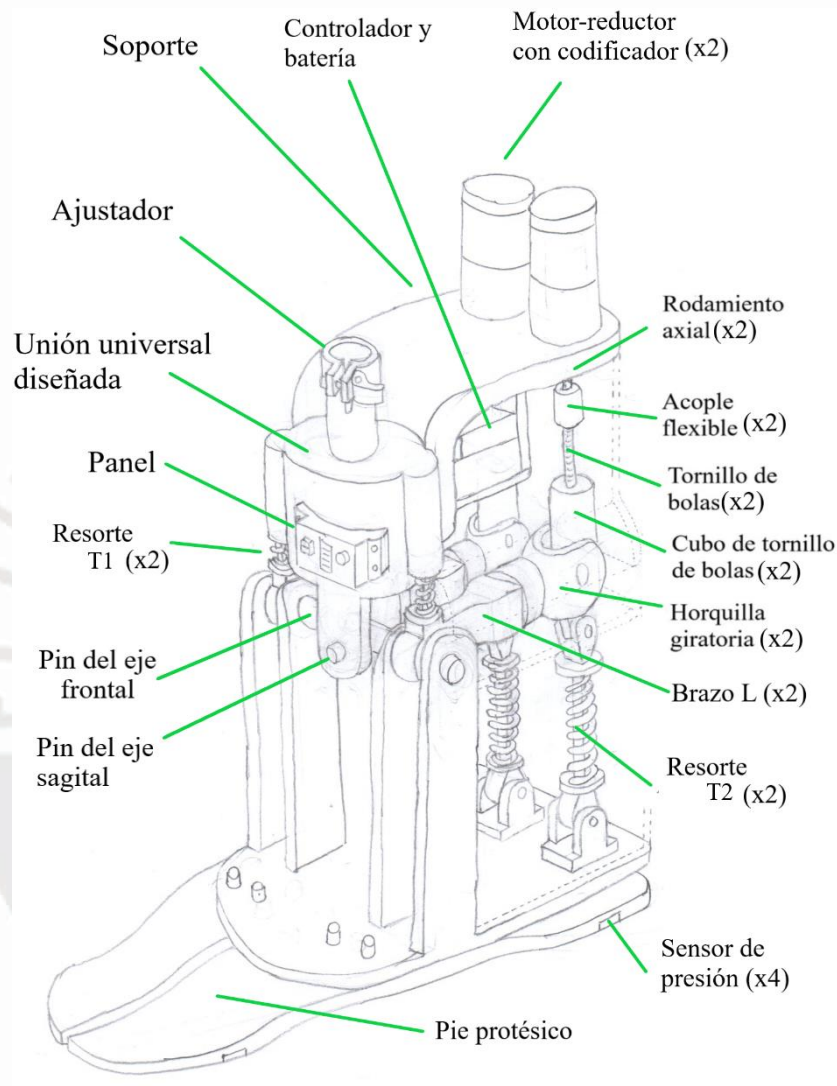


Figura 2.5: Bosquejo del concepto solución 2.

Los motores tienen codificadores incluidos para medir la posición, velocidad y aceleración de sus ejes en todo momento. Gracias a esto, se puede saber la elongación del resorte en todo momento. El pie está compuesto por dos planchas curvas flexibles, donde cada uno tiene 2 sensores de presión, uno en la zona del “talón” y otro en la zona de los “dedos”. Además, se cuenta con dos sensores de ángulo rotatorios en los pines del eje frontal y sagital, que, en conjunto con la medición de los codificadores, permiten obtener la elongación del resorte en tiempo real. El sistema cuenta con una

batería, un controlador y un panel, el cual contiene al indicador de carga de batería, al parlante y al interruptor de encendido y apagado.

c) Concepto de solución 3

Este mecanismo está conformado por un pie protésico y una estructura tubular unidas por una unión universal (Figura 2.6). El pie protésico diseñado consta de una plancha unida a dos planchas curvas flexibles para permitir un mejor movimiento de IE. De arriba abajo la estructura está unida a una abrazadera con tornillo para ensamblarla al socket, una placa que sostiene a una rótula que permite el giro del ASE compuesto por un motor – reductor, un husillo y un resorte unido al pie protésico para generar el movimiento de DP. La segunda placa de la estructura es el soporte de la batería, el controlador, el panel (dibujado con una mordedura que permita observar los elementos debajo de ella) y dos actuadores seriales que sirven para realizar el giro de IE. Debajo de esta última placa, se conecta un resorte a la estructura, que actúa pasivamente absorbiendo energía que sería entregada durante la sub-fase de impulso para disminuir la energía que debería entregar el ASE que generaría el movimiento de DP.

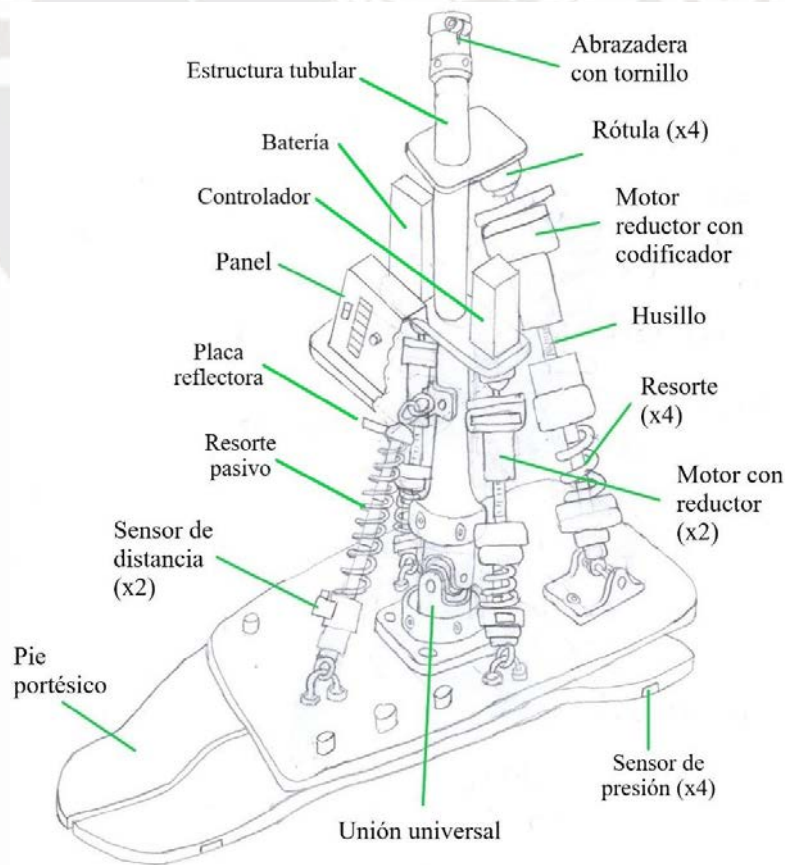


Figura 2.6: Bosquejo del concepto solución 3.

Los sensores de distancia están ubicados en el resorte pasivo y en el lateral izquierdo y son usados para medir indirectamente los ángulos de giro de dorsiflexión y flexión plantar utilizando a las placas reflectoras ubicadas al otro extremo del resorte. El codificador del motor reductor de la parte trasera permite conocer la posición, velocidad y aceleración del motor en todo momento para poder controlar el giro de DP durante el ciclo de marcha. Los 4 sensores de presión ubicados en la planta del pie protésico se utilizarían para conocer la sub-fase del ciclo de marcha en la que se encuentra el usuario.

2.2.1.7 Evaluación técnico - económica

En esta fase del proceso de diseño se evalúan los conceptos de solución analizando sus características según criterios técnicos y económicos que tienen diferente peso ponderado (Tabla 2.5 y 2.6). Es posible estimar los costos de fabricación gracias a que se estiman factores como el peso, el tamaño y el proceso de manufactura.

Tabla 2.5. Evaluación técnica de los conceptos de solución

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)									
0 = No satisface , 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien									
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación									
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos									
Variantes del concepto de solución:			Solución 1		Solución 2		Solución 3		
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Complejidad de forma	5	3	15	2	10	1	5	
2	Complejidad construcción	8	3	24	1	8	1	8	
3	Ergonomía	9	3	27	2	18	2	18	
4	Montaje	7	3	21	1	7	2	14	
5	Seguridad	10	4	40	2	20	1	10	
6	Consumo de energía	7	3	21	3	21	3	21	
7	Fácil mantenimiento	6	3	18	2	12	1	6	
8	Peso	10	3	30	2	20	2	20	
9	Facilidad de manejo	9	3	27	3	27	1	9	
10	Durabilidad (antes de cambio de prótesis)	9	3	27	2	18	2	18	
Puntaje máximo $\sum p$ o $\sum gp$		80	31	250	20	161	16	129	
Valor técnico Xi			0.775	0,781	0.5	0,503	0.4	0,403	
Orden				3		2		1	

Tabla 2.6. Evaluación económica de los conceptos solución

Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos								
Variantes del concepto de solución:			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de la tecnología	7	4	28	4	28	3	21
2	Fácil adquisición de los materiales	8	3	24	3	24	3	24
3	Costo de piezas seleccionadas	10	3	30	2	20	2	20
4	Costo de piezas diseñadas	9	3	27	2	18	3	27
5	Número de piezas	6	3	18	3	18	2	12
Puntaje máximo $\sum p$ o $\sum gp$		40	16	127	14	108	13	104
Valor económico Y_i			1	0,794	0,875	0,675	0,813	0,65
Orden				2		3		1

Utilizando los valores resaltados en las Tablas 2.5 y 2.6 se realiza el diagrama de la Figura 2.7 en el cual se observa que la solución 1 es la más adecuada ya que según la norma alemana VDI 2206 la solución óptima es la que se encuentra más alejada del origen de coordenadas ya que se acerca más a los valores ideales y a su vez, es la que se encuentra más cerca de la línea diagonal trazada por presentar un mejor balance técnico – económico, lo que la hace la solución a seleccionar para el diseño del mecanismo.

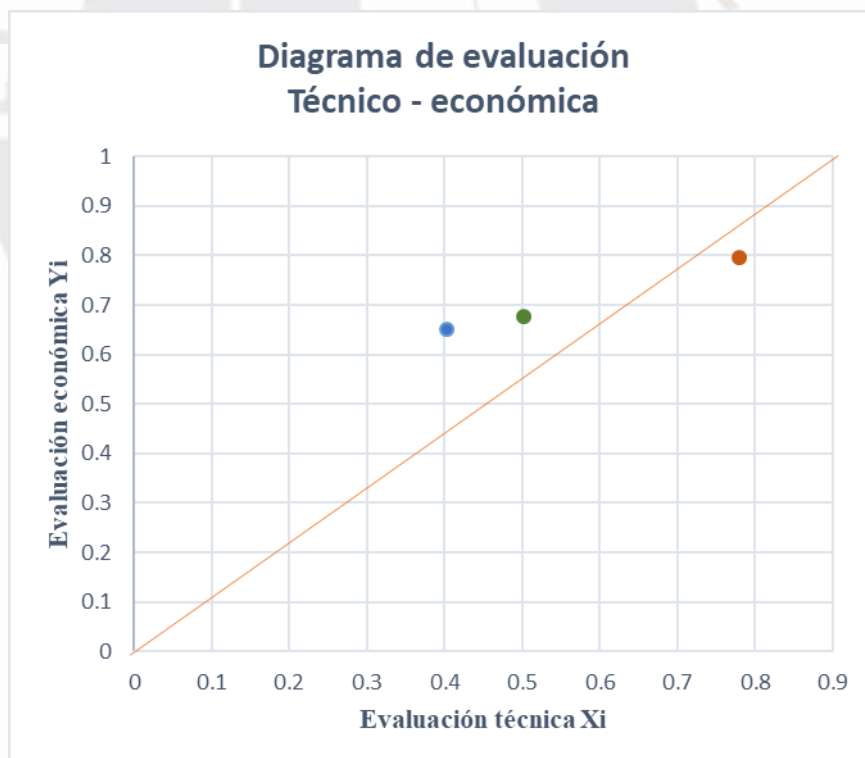


Figura 2.7: Diagrama de evaluación técnico - económica según VDI 2206. Solución 1 (color rojo), solución 2 (color verde) y solución 3 (color azul).

CAPÍTULO 3

SISTEMA MECÁNICO

En este capítulo se diseñará al sistema mecánico del mecanismo. Se inicia con la selección de las medidas de los elementos involucrados en el y con un análisis cinemático que permita encontrar la fuerza que debe transmitir cada ASE para los giros de DP e IE. Luego, se seleccionan y diseñan los elementos mecánicos; resortes, husillo de bolas, rodamientos, pie protésico y estructura. Y finalmente, se muestra el resultado de los análisis de resistencia a carga estática.

3.1 Medidas generales

El doctor D. Winter realizó un análisis cinemático y cinético obteniendo las fuerzas, torques, posiciones, velocidades y aceleraciones que actúan sobre una persona de 1,75m de altura y 56,7kg de peso durante un ciclo de marcha de 0,972 segundos de duración. Las medidas generales del diseño del mecanismo son aproximadamente iguales a las de esta persona, las cuales se muestran en la Tabla 1.1. de la sección 1.2.1. Por lo tanto, se garantiza que las fuerzas, torques, posiciones, velocidades y aceleraciones que afectan al mecanismo son similares a las del análisis de Winter, con lo que el mecanismo podrá imitar el comportamiento de la pierna con las características de esta persona.

3.2 Análisis cinemático del mecanismo de la prótesis

El objetivo del análisis cinemático es encontrar a la fuerza que cada actuador debe transmitir para que la prótesis se asemeje a una pierna sana durante el caminar. Se utilizan el torque y posición angular en el tobillo obtenidos por Winter para calcular la fuerza que debe generar el mecanismo de la prótesis. Una vez determinada esta fuerza se podrán determinar otros factores importantes como la potencia que debe transmitir cada actuador.

Este análisis cinemático comprende la representación del mecanismo en un gráfico que permita poner a las variables secundarias en función de las primarias para obtener otras variables relevantes, como la posición y velocidad del actuador serial elástico (ASE). Se sigue la metodología propuesta por investigadores de la University of Moratuwa [Madusanka et al., 2014].

La configuración del actuador serial elástico (ASE) comprende un conjunto de elementos conectados en serie: un actuador, un elemento reductor, un elemento de transmisión y un elemento elástico (Figura 3.1). Este tipo de actuador ofrece dos ventajas: i) gracias a su elasticidad serial filtra las cargas de choque ya que la fuerza primero se transmite a través del elemento elástico y luego llega al reductor, reduciendo significativamente las fuerzas pico que soporta el reductor, y ii) permite almacenar energía con el elemento elástico que puede ser liberada en el momento adecuado para lograr un gran aumento de la eficiencia [Pratt, 1995].

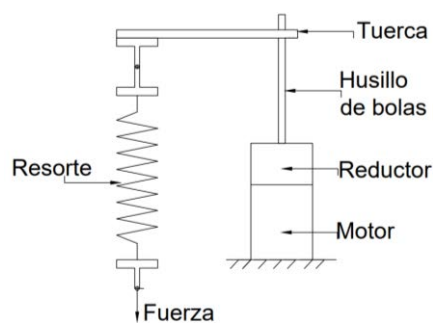


Figura 3.1: Configuración del actuador serial elástico del mecanismo a diseñar.

En la Figura 3.2a, se representa el diseño preliminar de la prótesis, en el cual se pueden observar a las uniones universales comerciales (UUC) conectadas a las bases superior

e inferior del resorte, a la unión universal diseñada (UUD), al motor, al reductor, al husillo de bolas y a la barra que une a este último con la UUC superior.

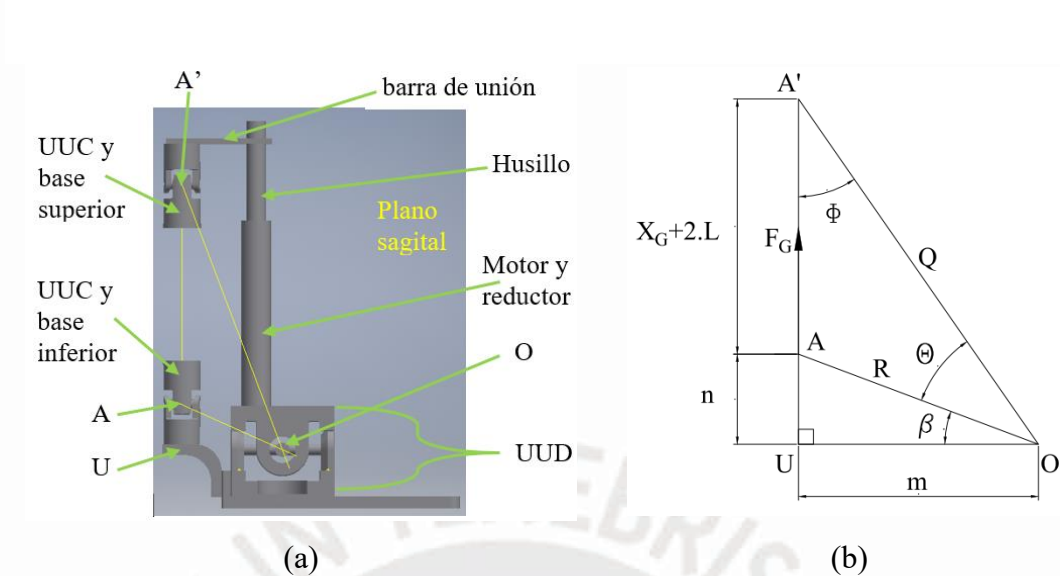


Figura 3.2: Prótesis transtibial (a) Diseño preliminar. (b) Esquema del diseño preliminar.

Prosiguiendo con la metodología mencionada, en la Figura 3.2a se muestra la ubicación de los puntos necesarios para graficar el esquema del mecanismo, donde se tiene que el punto O es el “tobillo”, el punto A’ es el eje de la unión universal superior, (el cual es perpendicular al plano sagital), el punto A es el eje de la unión universal inferior (el cual es perpendicular al plano sagital) y el punto U que representa al eje que se obtiene al interceptar un plano horizontal que pasa por el punto O y a un plano vertical que pasa por los puntos A’ y A. La fuerza F_G es la fuerza que aplicaría el resorte al ser estirado y esta actúa sobre los puntos A y A’ (Figura 3.2b). Además, se tienen los ángulos Θ , Φ y β , que corresponden a las cotas mostradas en la Figura 3.2b. Por otro lado, la distancia R es la distancia entre el punto A y el punto O, la distancia Q es la distancia entre el punto A’ y el punto O, la distancia n es la distancia vertical entre el punto A y el punto O y la distancia m es la distancia entre los puntos U y O. Únicamente las distancias Q, X_G y $\overline{AA'}$ y los ángulos Φ y Θ son variables, el resto es constante. Sin embargo, la distancia Q solo cambia cuando los motores son activados.

La distancia $\overline{AA'}$ es $X_G+2.L$, donde X_G es la elongación variable del resorte y L es la mitad de la altura de la UUC más la altura de la base del resorte (ambas son constantes). La base del resorte permite fijar al resorte a la UUC. Se eligió la UUC UNCA14 de marca Misumi® de 59mm de altura y carga estática de falla a tracción de 26 000N

(Tabla 3.1), esperando que esta sea capaz de resistir las cargas variables que transmitirá el ASE. Además, se consideró que cada base del resorte sería diseñada lo más compacta posible para disminuir la altura del mecanismo, por lo cual se les dio una altura de 5mm, obteniéndose un valor de L igual a 34,5mm.

Tabla 3.1. Características de uniones universales de marca Misumi¹⁶.

Part Number		UNCA, UNCW Common				UNCA			
Type	d	Condition Variable	Allowable Rotational Speed (r/min)	Allowable Operating Angle (°)	Static Tensile Failure Load (N)	Allowable Torque (N·m)	Static Failure Torque (N·m)	GD ² (kg·cm ²)	Mass (g)
UNCA (Single)	12	106000	1100	30(*)	23000	46	140	0.35	110
	14	133000	1000		26000	66	200	0.67	155

En la Figura 3.3, se muestra el sistema de referencia seleccionado (O, XY), el cual corresponde al sistema de referencia elegido por Winter. Luego de definir las distancias y ángulos iniciales (Figura 3.2b) se hace rotar al mecanismo en un ángulo de α grados en el sentido anti horario (Figura 3.3), el cual es el giro positivo que corresponde a dorsiflexión para posición angular y torque. Este giro se refleja en la rotación del triángulo AUO de la Figura 3.2b, con respecto al punto O. La posición resultante se representa en líneas negras continuas, mientras la posición inicial es representada con líneas anaranjadas discontinuas. Por otro lado, las líneas verdes discontinuas son líneas de cota o de referencia.

Como se puede observar, en la Figura 3.3, la distancia $\overline{AA'}$ ha cambiado ya que la posición del punto A varió de A_1 a A_2 . Simultáneamente, el punto U varió de U_1 a U_2 y en dicha figura la elongación del resorte X_G ha aumentado, afectando a $\overline{AA'}$. Además, El ángulo γ , formado entre los puntos A_2 , A' y U_1 se usará para calcular las componentes de la fuerza F_G y para transformar a esta fuerza en los torques respectivos con respecto al punto O.

Primero, se requiere establecer las relaciones iniciales entre los ángulos y distancias, para lo cual se utiliza el esquema de la Figura 3.2b que nos permite definir las Ecuaciones 3.1 a la 3.5.

¹⁶ Fuente: <https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110300127430/>. Consulta: 13/05/2019.

Utilizando el esquema de la Figura 3.3 y la Ecuación 3.6 se calcula el torque generado por la fuerza F_G respecto del punto O. En dicha ecuación se muestra que se descompone la fuerza F_G en sus componentes en los ejes X e Y utilizando el ángulo γ . Además, se asigna el signo correspondiente de acuerdo al sistema de referencia OXY, y se multiplican las componentes de F_G por la distancia que corresponde al brazo de palanca.

$$M = F_G \cdot \cos\gamma \cdot (-R \cdot \cos\beta) + F_G \cdot \sin\gamma \cdot (-R \cdot \sin(\beta - \alpha)) \quad (3.6)$$

A continuación, despejando F_G , se obtiene la Ecuación 3.7

$$F_G = \frac{M}{\cos\gamma \cdot (-R \cdot \cos\beta) + \sin\gamma \cdot (-R \cdot \sin(\beta - \alpha))} \quad (3.7)$$

Se utilizan la posición angular del tobillo (el ángulo α) y el torque M aplicado en el tobillo durante el ciclo de marcha del análisis de Winter para calcular la fuerza F_G con la Ecuación 3.7.

La fuerza durante el ciclo de marcha se obtuvo con la misma duración de 0,972 segundos registrados en el análisis de Winter, donde se puede observar que la fuerza máxima que cada ASE transmitiría es de 558,7 N (Figura 3.4).

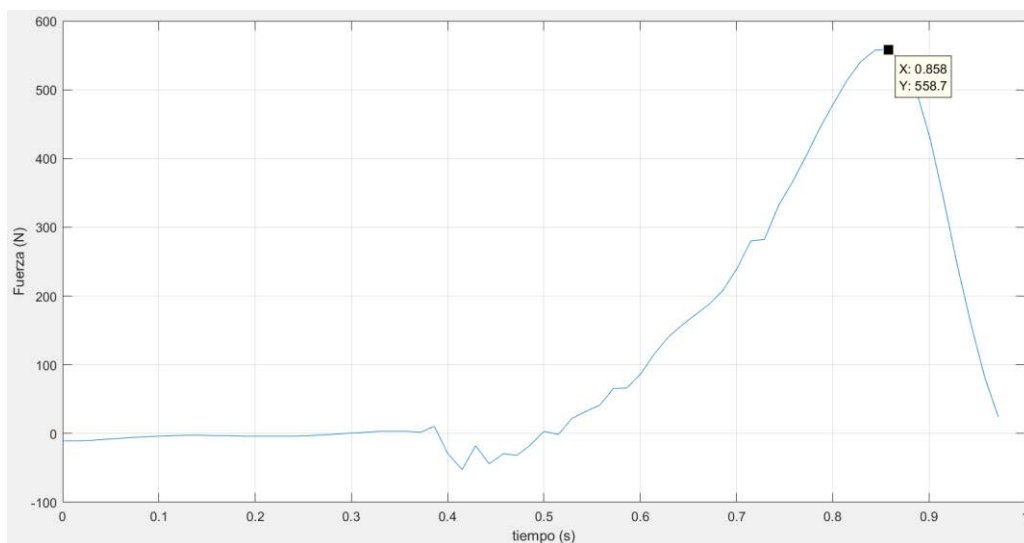


Figura 3.4: Fuerza que cada ASE transmitiría durante el ciclo de marcha.

Utilizando la fuerza previamente calculada y el procedimiento de Hollander, se obtiene la potencia (P_A) que generará cada ASE en función de la constante del resorte [Hollander, 2006]. En el diagrama de la Figura 3.5 se muestran las variables a considerar para seguir este procedimiento. Hollander analiza un modelo de tendón robótico representado por un motor y un resorte en serie para obtener una función en la cual la potencia del motor depende de la constante del resorte. En su procedimiento la posición del ASE es obtenida convirtiendo los ángulos de la articulación durante la marcha en desplazamiento lineal usando un simple brazo de palanca.

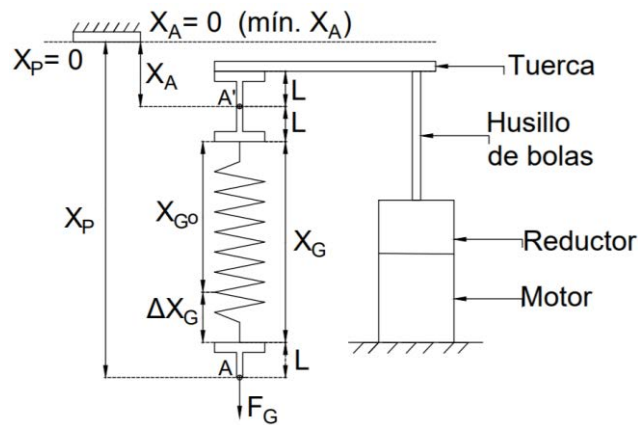


Figura 3.5: Diagrama del actuador serial elástico.

Utilizando la Figura 3.5, primero se define la posición (o desplazamiento) X_p , del ASE, en función de la longitud final del resorte X_G , (modificada por la fuerza F_G), la longitud inicial del resorte X_{G0} , la deformación del resorte ΔX_G , la mitad de la altura de la UUC más la mitad de la altura de la placa base del resorte L , y el desplazamiento X_A , de la tuerca del husillo de bolas conectado al motor, cuyo mínimo valor es igual a cero (Ecuación 3.8).

$$X_p = X_A + L + X_{G0} + \Delta X_G + L \quad (3.8)$$

Luego, en la Ecuación 3.9 se define la fuerza F_G en función del producto de la constante del resorte K_G y de su deformación ΔX_G , según la ley de Hooke. Además, en la Ecuación 3.10 se define la deformación ΔX_G en función de la longitud inicial del resorte X_{G0} y de la longitud final del resorte X_G .

$$F_G = K_G \cdot \Delta X_G \quad (3.9)$$

$$\Delta X_G = X_G - X_{G0} \quad (3.10)$$

Usando las Ecuaciones 3.8 a 3.10 se obtiene la Ecuación 3.11.

$$X_A = X_P - 2 \cdot L - \frac{F_G}{K_G} - X_{G0} \quad (3.11)$$

Como se muestra en la Ecuación 3.12, derivando la Ecuación 3.11, se obtiene la velocidad de la tuerca del husillo de bolas conectado al motor.

$$\dot{X}_A = \dot{X}_P - \frac{\dot{F}_G}{K_G} \quad (3.12)$$

Multiplicando ambos lados de la Ecuación 3.12 por la fuerza F_G , se obtiene P_A , mostrado en la Ecuación 3.13.

$$P_A = F_G \cdot \dot{X}_A = F_G \cdot \dot{X}_P - \frac{F_G \cdot \dot{F}_G}{K_G} \quad (3.13)$$

En esta última ecuación se puede observar que la potencia transmitida por cada ASE P_A , depende de la fuerza F_G , de la derivada de esta fuerza \dot{F}_G (denominada tirón por algunos autores y físicos), de la velocidad del ASE \dot{X}_P , y de la constante del resorte K_G . Todos estos valores, excepto K_G , ya están determinados por las dimensiones iniciales del mecanismo y por los datos proporcionados por Winter. Por ello, utilizando el software Matlab[®] se hace variar a K_G desde un valor en el que la potencia se haga infinita hasta encontrar a un valor con el cual la potencia ya no varíe, lo cual resulta en el rango de 10^4 N/m a 10^7 N/m (Figura 3.6). Dentro de este rango de valores se elige a la constante del resorte con la cual se obtiene el valor más bajo de P_A , que resulta en 49,66 W con una constante de resorte K_G igual a $2,938 \times 10^4$ N/m.

Se calculan el desplazamiento y velocidad del actuador con las Ecuaciones 3.11 y 3.12 y se deriva la velocidad para obtener la aceleración, los cuales son valores que nos permitirán diseñar al resorte y seleccionar al husillo de bolas de la transmisión.

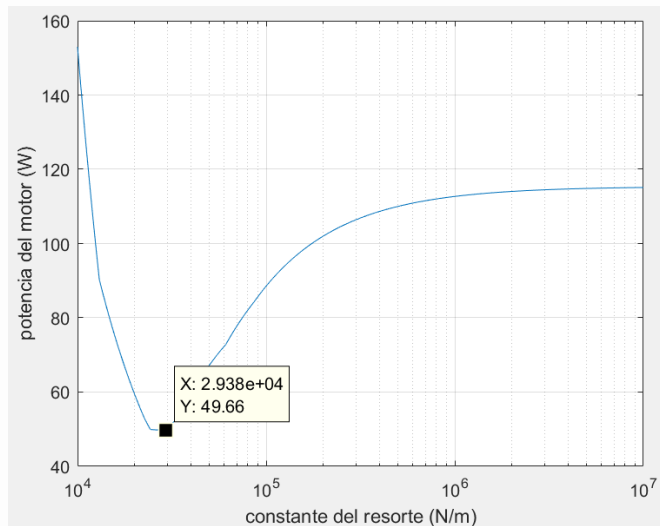


Figura 3.6: Iteraciones para hallar el valor de la constante que minimiza la potencia.

Con el valor de constante del resorte encontrado ($2,938 \times 10^4$ N/m), la aceleración resulta muy alta para un husillo de bajo peso, por lo cual se iteró con varios valores de la constante del resorte, y se cambiaron las medidas del mecanismo. Se obtuvo que las dimensiones óptimas del mecanismo que minimizan tanto la fuerza sobre las uniones universales comerciales (UUC), como la aceleración, resultan de un valor de constante del resorte igual a 10^5 N/m, con ello el valor pico de la potencia resulta ser 88,54 W (Figura 3.7).

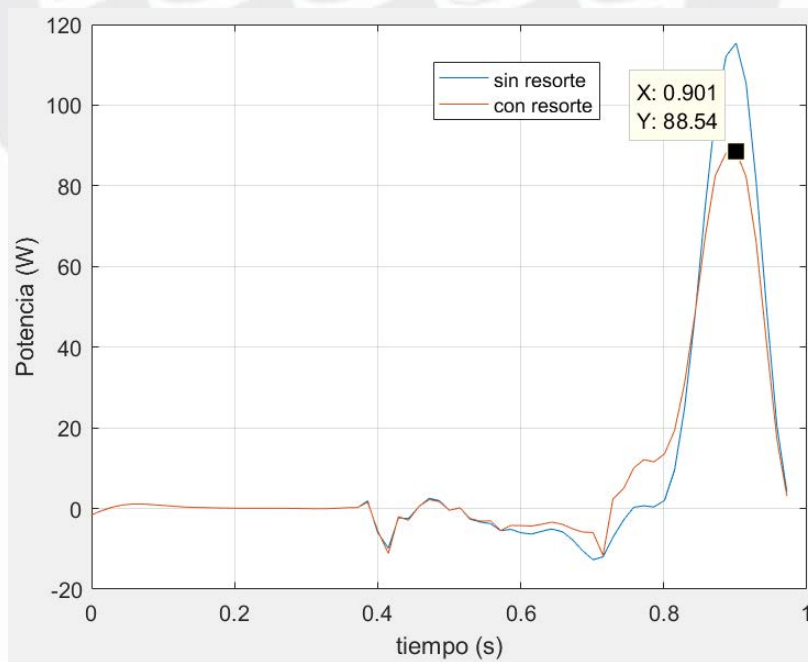


Figura 3.7: Potencia del ASE con y sin resorte de constante igual a 10^5 N/m.

Las dimensiones afectan a la fuerza que actúa sobre las UUC, ya que esta fuerza depende tanto de la distancia entre las UUC y “tobillo” del pie protésico como del torque que debe entregar cada ASE.

Es importante mencionar que podría parecer que al disminuir el valor de la constante del resorte disminuiría la velocidad del ASE según las Ecuaciones 3.12 y 3.13, sin embargo, esto no sucede así, ya que tanto la fuerza como el cambio de la fuerza tienen en algunos instantes valores negativos, sin ser necesariamente ambos positivos o negativos simultáneamente.

Los valores del desplazamiento, velocidad y aceleración del actuador trabajando con un resorte de constante igual a 10^5 N/m se muestran en la Figura 3.8. Estos serán utilizados para los cálculos de los elementos de transmisión en las siguientes secciones.

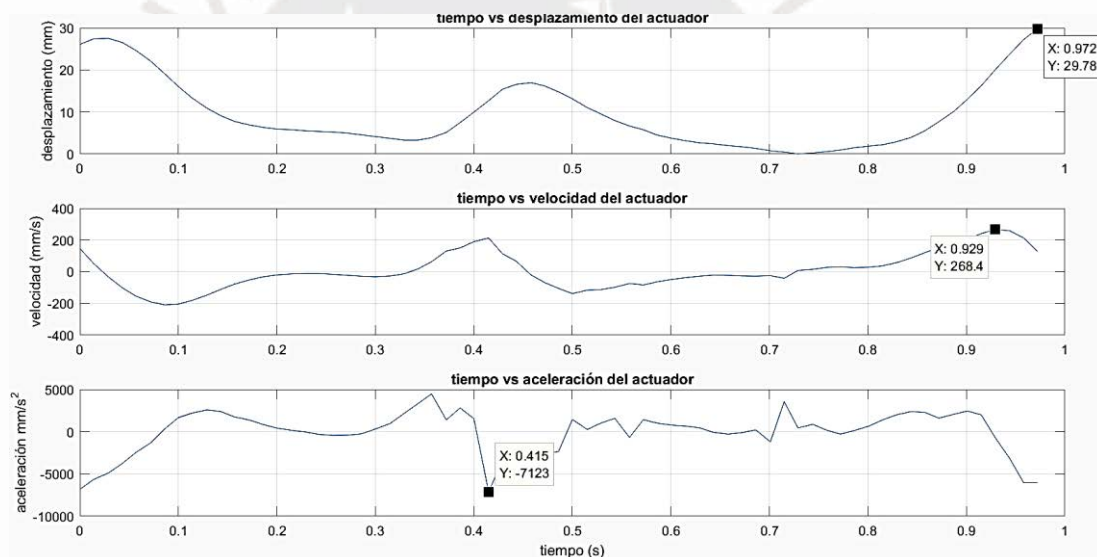


Figura 3.8: Desplazamiento, velocidad y aceleración del actuador, señalando los valores máximos.

3.3 Análisis de la fuerza necesaria para el movimiento de inversión y eversión

En la Figura 3.9a, se muestran los componentes seleccionados o prediseñados que fueron utilizados para continuar con el proceso de diseño. Estos elementos son la UUC, el soporte inferior y la base inferior del resorte. Se utilizan las medidas de estos componentes para ubicar los puntos A, que sirven para realizar el esquema de la Figura 3.9b, el cual es usado para calcular la fuerza F_G y los torques de IE. La fuerza F_G es la fuerza en el resorte que permitirá imitar el comportamiento del pie en IE durante el ciclo de marcha.

En la Figura 3.9b, \overline{UO} es el eje sobre el cual se encuentra el eje de IE del tobillo y d es la distancia entre el eje \overline{UO} y el punto de aplicación de las fuerzas F_G correspondientes a ambos ASE del mecanismo. El torque de IE que estas fuerzas deben generar debe ser igual al torque generado durante el ciclo de marcha, el cual se muestra en la gráfica de Mackinnon en la Figura 1.12. El torque máximo de IE según dicha gráfica es de 7,5Nm. Por otro lado, el torque de IE aplicado en cada instante del ciclo de marcha depende del ángulo de IE del tobillo en dicho instante, por lo cual se debe tomar en cuenta al ángulo de IE aplicado durante el torque máximo. Según la gráfica de Brockett (Figura 1.10c), este ángulo es de $7,8^\circ$ en eversión. Con los valores mencionados y las medidas iniciales seleccionadas para el mecanismo se tiene que d es igual a 18,5mm, con lo cual la fuerza F_G debe ser igual a 202,7N para generar los 7,5Nm.

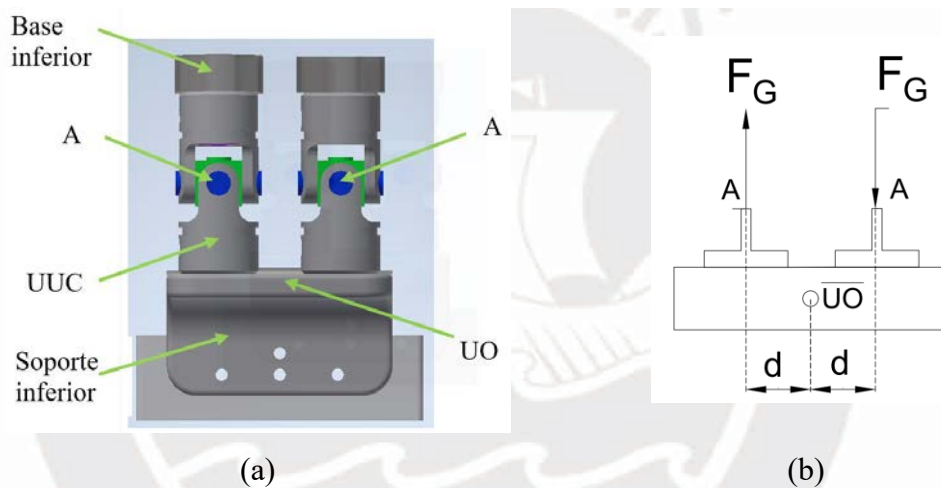


Figura 3.9: Pie protésico del mecanismo. (a) Diseño CAD inicial. (b) Diagrama para el cálculo del torque de inversión - eversión.

Con un giro del mecanismo de $7,8^\circ$ de eversión, se da una deformación del resorte igual a 1,729 mm, lo cual, multiplicado con la constante del resorte seleccionado (10^5 N/m) da una fuerza de 172,9 N. Esta fuerza es cercana a la fuerza F_G calculada en el paso previo (202,7N). Tomando en cuenta que, para un pequeño aumento en la deformación del resorte, la fuerza generada es muy alta, se tiene que los resortes generadores de los torques de DP pueden generar los torques de IE, por lo que no se requiere utilizar otro elemento para generar estos giros.

3.4 Diseño y selección de componentes mecánicos para generar la inversión/eversión y dorsiflexión/ flexión plantar del mecanismo

En esta sección, se mencionan los parámetros de los resortes helicoidales de compresión y del husillo de bolas. Además, se explica el diseño del pie protésico y brevemente el diseño de la estructura. Los pasos seguidos para realizar estos procedimientos se muestran en el Anexo C, donde se incluye la selección de los rodamientos que permitan el correcto funcionamiento del husillo y de la unión universal diseñada de la prótesis.

3.4.1 Diseño de los resortes helicoidales de compresión para la dorsiflexión, flexión plantar, inversión y eversión

Debido a la complejidad del movimiento de las UUC, ocasionado por los giros del mecanismo, se decidió utilizar dos resortes en cada ASE en vez de solo uno, los cuales estarían encerrados en 2 cápsulas que comprimirán solo a uno de los resortes cuando los puntos A y A' (Figura 3.2b de la sección 3.2) se acerquen y que comprimirán al otro resorte cuando los puntos A y A' se alejen, afectando solo a un resorte a la vez.

El procedimiento seguido para la selección de los resortes se muestra en el Anexo C.1 y las características de los resortes seleccionados se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resortes helicoidales de compresión seleccionados para el mecanismo.

Resorte de compresión usado para dorsiflexión y flexión plantar					
D	N_{fs}	$N_{scierre}$	L_f	C	d
19	1,33	2,99	48,73	4,04	4,7
Resorte de compresión usado para inversión y eversión					
D	N_{fs}	$N_{scierre}$	L_f	C	d
16	1,3	3,49	13,54	6,06	2,64

Donde:

N_{fs} : Factor de seguridad de fatiga por torsión [adimensional]

$N_{scierre}$: Factor de seguridad [adimensional]

L_f : Longitud libre del resorte [mm]

C : Índice del resorte [adimensional]

d : Diámetro del alambre [mm]

3.4.2 Selección del husillo de bolas

Se pre-seleccionan varios husillos de tamaño y peso adecuados para el mecanismo, y se evalúa cuál de estos es el que cumple con todos los requisitos de velocidad, aceleración y resistencia al pandeo que exige el mecanismo. Se encuentra que el husillo de bolas adecuado es el SH 12,7*12,7 R (de diámetro y paso iguales a 12.7 mm) de marca SKF®. En el Anexo C.2 se evalúa al husillo SH 12,7*12,7 R utilizando el manual de selección de husillos de bolas de SKF® [SKF, 2013].

Al trabajar con este husillo el torque máximo resulta ser 1,28 Nm y la velocidad máxima es 1 266 RPM, sin embargo, estos valores no se dan simultáneamente en un mismo instante de tiempo, por lo cual la potencia máxima del ciclo no es el producto de estos valores, sino 100,5 W, como se muestra en el Anexo C.2.

3.4.3 Diseño del pie protésico

El diseño del pie protésico se realizó tomando en cuenta las medidas del pie de la persona modelo de Winter registrados en la Tabla 1.1. El diseño del pie protésico es simple siguiendo la forma de un pie biológico [Dobson, 2019]. Tanto la forma de arco de la planta del pie protésico como el material del cual será hecho (plástico ABS) permitirán amortiguar los choques con el suelo protegiendo a los elementos de la prótesis (Figura 3.10).

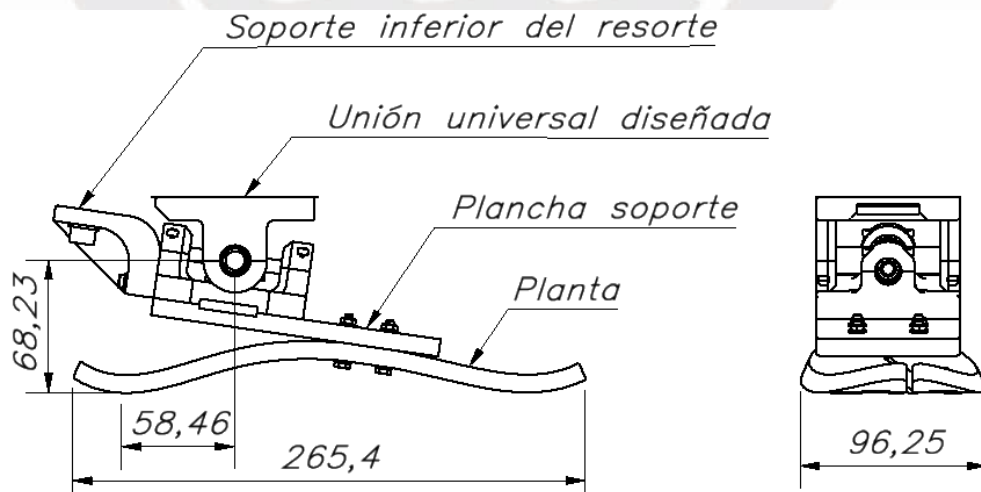


Figura 3.10: Ensamblaje del pie protésico: Vistas frontal y lateral.

Como se muestra en la Figura 3.11, se dividió a la planta del pie en 2 partes con el objetivo de que al caminar sobre superficies inclinadas la planta del pie tenga cierta

libertad de movimiento, y que disminuyan las probabilidades de falla de la misma. Se realizó la división siguiendo aproximadamente la trayectoria que el centro de presiones (CP) sigue durante el ciclo de marcha. De esta manera, la presión está equitativamente distribuida en ambas mitades de la planta, por lo tanto, ambas se desgastarán y deberán ser reemplazadas casi al mismo tiempo. La trayectoria del CP utilizada es la registrada en la investigación de Buldt (2018), la cual fue hecha a participantes de altura promedio de 1,729 m y de peso de 70kg. Por último, el diseño incluye 4 cavidades en las cuales estarán ubicados 4 sensores de presión que permitirán detectar el contacto entre la prótesis y el suelo, para detectar en qué fase del ciclo de marcha se encuentra el usuario (esto se detalla en el capítulo 4).

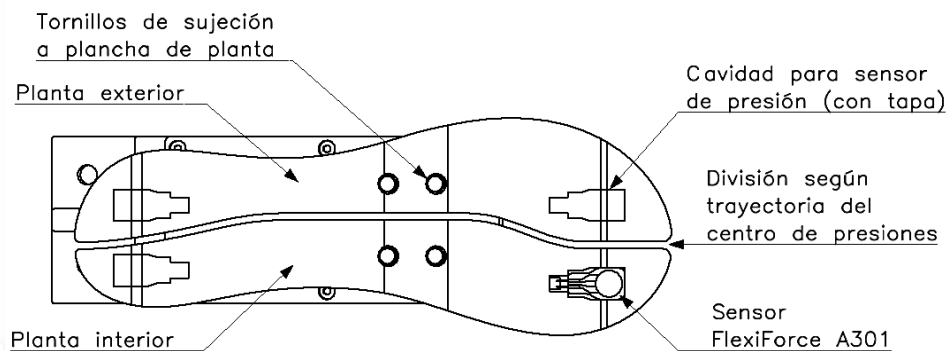


Figura 3.11: Ensamblaje del pie protésico: Planta del pie dividida según trayectoria del CP.

3.4.4 Diseño de los soportes que conforman la estructura del mecanismo

Siguiendo el concepto solución seleccionado (sección 2.2.1.3), se diseñaron planchas de acero de 3 mm de espesor cortadas en forma de soportes rectangulares, como se muestra en la Figura 3.12a.

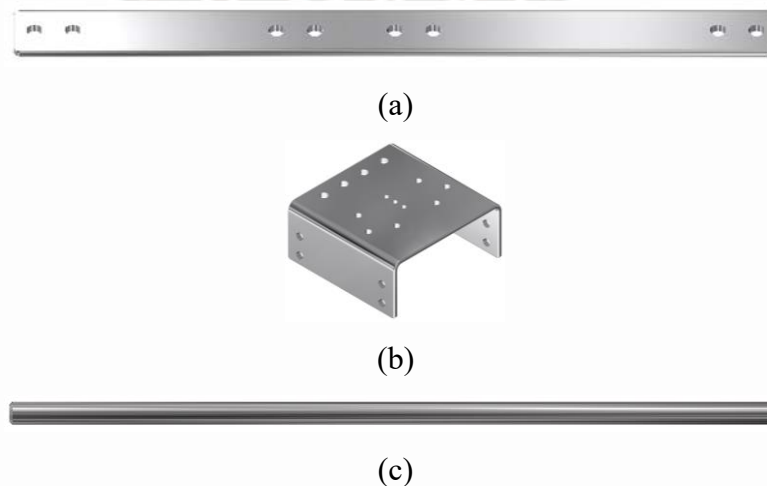


Figura 3.12: Soportes del mecanismo: (a) soporte rectangular, (b) soporte doblado y (c) guía cilíndrica.

Asimismo, se diseñaron soportes doblados mostrados en la Figura 3.12b. Los dos tipos de soporte tienen agujeros para el ensamblaje entre ambos tipos de soporte y entre los soportes y los componentes del mecanismo. Además, en la Figura 3.12c, se observa la guía cilíndrica lineal de acero de 8 mm de diámetro seleccionada como guía de la tuerca del husillo para evitar el pandeo de la estructura que podría ser ocasionado por el peso de la persona. Por ello, más adelante se analiza la resistencia de dichas barras.

3.5 Análisis de resistencia y deformación de los elementos críticos del mecanismo

En esta sección se mostrará el análisis realizado utilizando el software Autodesk Inventor Nastran® para analizar la resistencia de los elementos críticos de la prótesis. Los criterios de diseño fijados fueron los siguientes: un factor de seguridad (FS) mayor a 2 y una deformación radial no mayor a 0.16 mm/m para ejes, como es comúnmente recomendado¹⁷. Al cumplir estos criterios, las probabilidades de falla o mal funcionamiento de la prótesis disminuirán. Se toma este mínimo FS ya que, del mismo modo que lo realizado por Medina (2017), se conocen las propiedades de los materiales y se consideran cargas aproximadas a las reales. En la Figura 3.13, se señalan los componentes a tomar en cuenta en los análisis de las secciones siguientes.

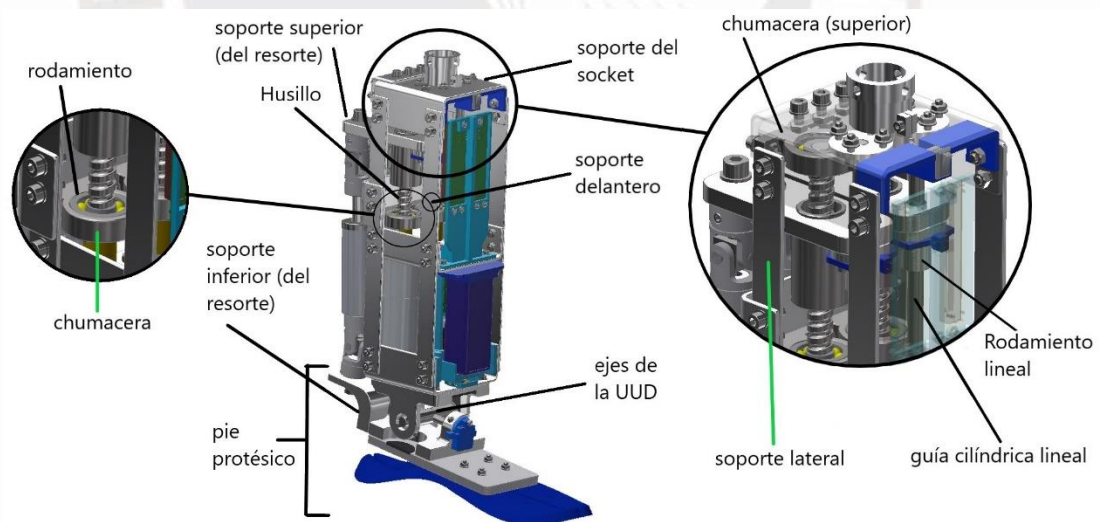


Figura 3.13: Prótesis robótica transtibial: componentes mecánicos.

¹⁷ Fuente: <https://idoc.pub/documents/analisis-de-ejes-y-arboles-de-transmision-pqn882w07kn1>. Fecha: 20/07/2021

3.5.1 Análisis de resistencia y deformación de los ejes de la UUD

El doctor Winter nos brinda información sobre las fuerzas actuantes en las articulaciones de su persona modelo durante el ciclo de marcha. Estas fuerzas se encuentran en las direcciones perpendicular al suelo (o eje Y) y horizontal al suelo (o eje X) sobre el cuál camina la persona. Se calculó la resultante de estas fuerzas actuantes sobre el tobillo en cada instante de tiempo y se seleccionó a la más crítica, cuyas componentes son 88N en el eje X y 600N en el eje Y. Se aplicaron estas componentes en los ejes y el prisionero de la UUD (que será llamado simplemente articulación), los cuales representan a la articulación del “tobillo” del mecanismo. Estos ejes y el prisionero se pueden observar haciendo un acercamiento al pie protésico de la Figura 3.13, como se muestra en la Figura 3.14.

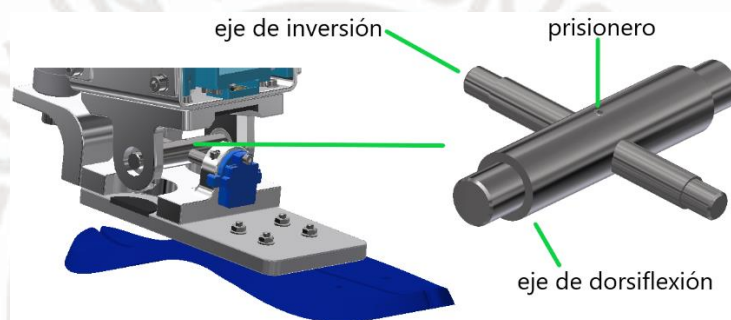


Figura 3.14: Ejes y prisionero de la UUD (articulación).

El diagrama de cuerpo libre (DCL) de los ejes y del prisionero de la articulación se presentan en la Figura 3.15. Estos DCL indican las fuerzas y restricciones que se configuraron en el software Autodesk Inventor Nastran[®] para realizar los análisis. Por ejemplo, según el DCL del prisionero (Figura 3.15a), se le aplicaron 2 fuerzas de 44 N y una restricción (R_{1X}) equidistante a estas fuerzas. El material de los 3 componentes es acero inoxidable 304 y se utilizó un mallado de 0,5 mm de tamaño de elemento para realizar un análisis preciso.

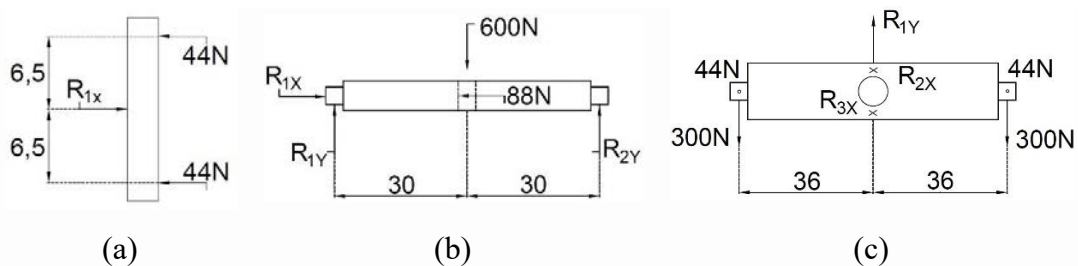


Figura 3.15: a) DCL del prisionero. b) DCL del eje de inversión. c) DCL del eje de dorsiflexión.

Primero, se analizó al prisionero simplificando su modelo como recomienda la página de ANSYS¹⁸, obteniéndose un FS de 9,675 (Figura 3.16a) y una deformación máxima de 0.00039 mm. Se concluye que el prisionero no fallará a carga estática y que su deformación no perjudicará al funcionamiento de la prótesis.

En las imágenes del software se muestran las fuerzas como flechas verdes resaltantes y las restricciones como conos turquesa oscuro.

Luego, se analizó al eje de inversión de acuerdo al DCL de la Figura 3.15b. Se creó una superficie de 0,001 mm de espesor sobre la zona de contacto entre dicho eje y el eje de dorsiflexión para colocar a la fuerza solamente en dicha zona. El FS de 2,142 y la deformación de 0.00933 mm (Figura 3.16b) resultantes satisfacen los límites fijados.

Finalmente, se analizó al eje de dorsiflexión según el DCL de la Figura 3.15c. El FS y la deformación obtenidos fueron 2.897 y 0.00876 mm, respectivamente (Figura 3.17). Lo cual corrobora la seguridad y el buen funcionamiento de la prótesis.

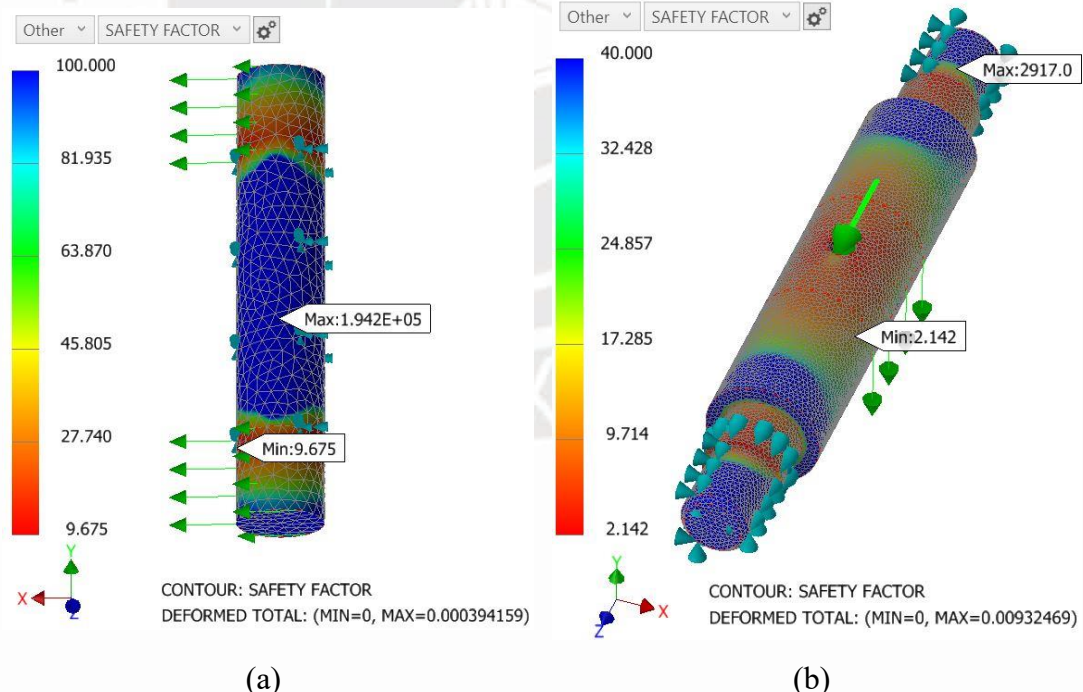


Figura 3.16: Análisis de resistencia de la articulación. a) Prisionero. b) Eje de inversión.

¹⁸ Fuente: <https://www.ansys.com/products/structures/strength-analysis/simulating-bolted-assemblies>. Fecha: 14/06/2019

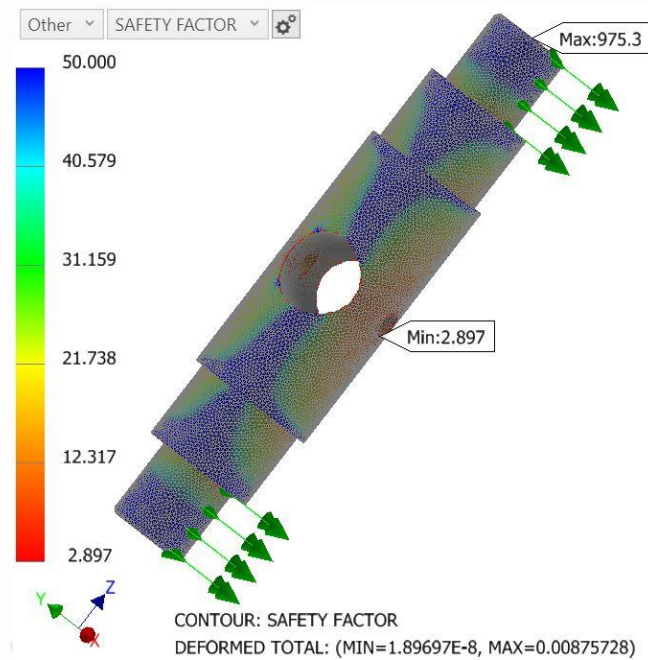


Figura 3.17: Prótesis robótica transtibial y acercamientos relevantes.

3.5.2 Análisis de resistencia y deformación del pie protésico

Se analizó la resistencia del pie protésico utilizando el DCL de la Figura 3.18. Se afirma que los 8 tornillos M4 que unen a la UUD inferior con la plancha soporte y a esta última con la planta no fallarán ante la fuerza de 88 N, debido a que, el prisionero de 3 mm pudo resistir 88 N en prácticamente las mismas condiciones. Por lo tanto, el análisis se centrará en los resultados que el software muestre acerca de la planta.

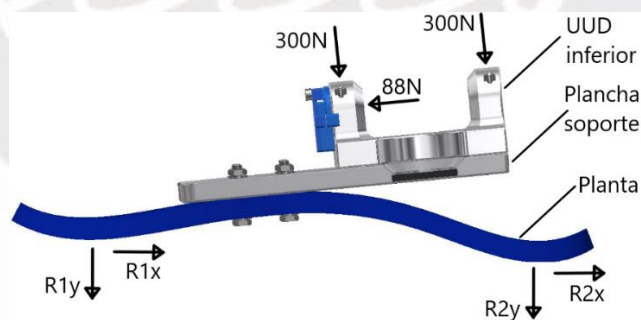


Figura 3.18: DCL del pie protésico.

Con un mallado de 2 mm de tamaño de elemento, el resultado de la Figura 3.19 muestra que el FS de todo el ensamble está por encima de 2 (observando la barra de colores). Este FS corresponde a una zona de la planta muy cercana a los tornillos. El software muestra un FS mínimo de 0.6276, sin embargo, este se localiza en los tornillos que unen a la UUD inferior con la plancha soporte, y, por lo mencionado en el párrafo anterior, este FS no es tomado en cuenta en el análisis.

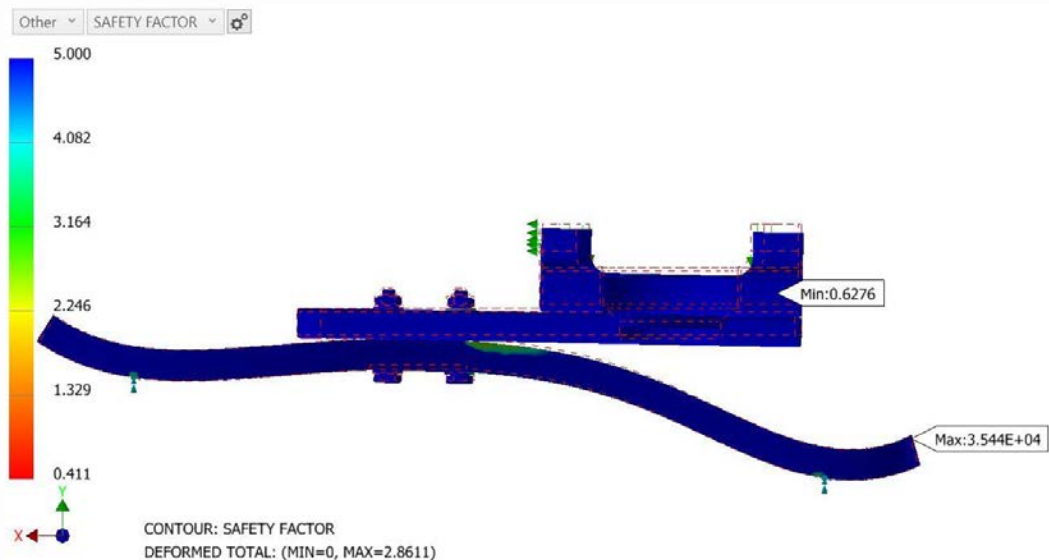


Figura 3.19: Análisis de resistencia del pie protésico.

Observando la parte inferior del pie protésico (Figura 3.20), se localizan 2 zonas con FS menor a 2, lo cual puede deberse a que solo se consideró una estrecha zona de contacto usada como restricción para el análisis FEA. En la realidad, la zona de contacto entre la planta y el suelo aumentaría al deformarse la planta, pues, como se observa en la figura, la deformación máxima es de 2.8611 mm. Gracias a aquello, tanto la fuerza normal como la de fricción estarían repartidas en una mayor área de la planta, disminuyendo así, a los esfuerzos y aumentando al FS.

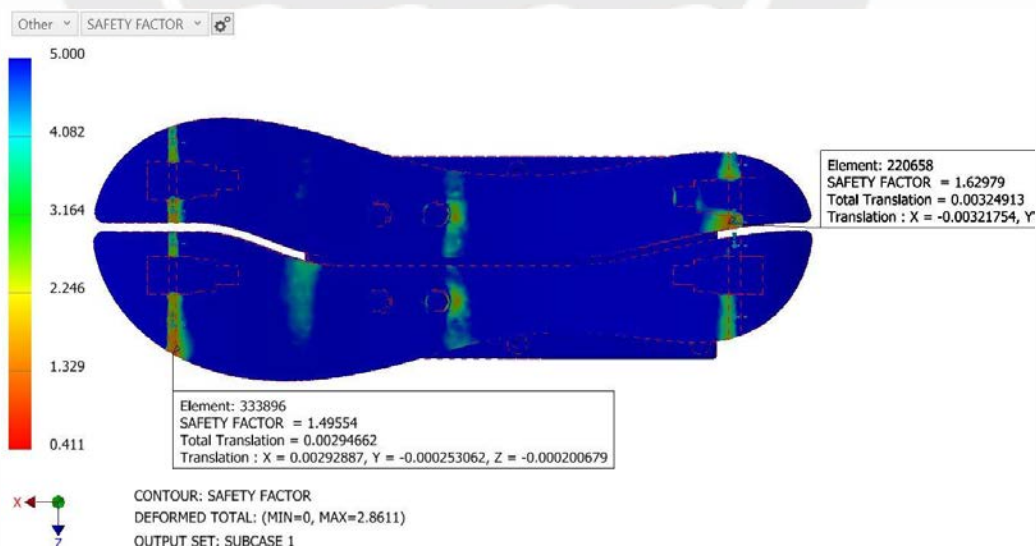


Figura 3.20: Análisis de resistencia de la planta del pie protésico.

Habiéndose obtenido un FS menor a 2, a pesar de estar usando plástico ABS para la planta como hecho por Dobson et al. (2019), se concluye que es necesario reforzar, modificar el tamaño y/o la forma de la planta para obtener un resultado más apropiado.

Adicionalmente, se observa que la ubicación de los sensores de presión es adecuada ya que han sido localizados justo en las zonas en las que la planta del pie está sometida a mayor esfuerzo, gracias a lo cual, los sensores detectarán rápidamente, y con mayor precisión, el contacto entre el suelo y el pie protésico.

3.5.3 Análisis de resistencia y deformación del soporte inferior de los resortes

Seguidamente, se analizó al soporte inferior (de los resortes) (señalado en la Figura 3.13) de acuerdo al DCL de la Figura 3.21a, con un mallado de 1 mm de elemento. Las dos fuerzas de 560 N representan a las fuerzas de empuje generadas por los ASE durante el impulso. El modelo inicial de esta pieza no tenía al nervio en el centro, sin el cual el FS resultó ser muy cercano a 2, por lo cual, se agregó al nervio, y se obtuvo un FS de 6,503 en la solución final (Figura 3.21b). La deformación fue de 0.03813 mm, sin embargo, aquella mínima deformación no afectará a los componentes con los cual la pieza está ensamblada. Por lo tanto, el soporte inferior de aluminio es satisfactorio para el diseño.

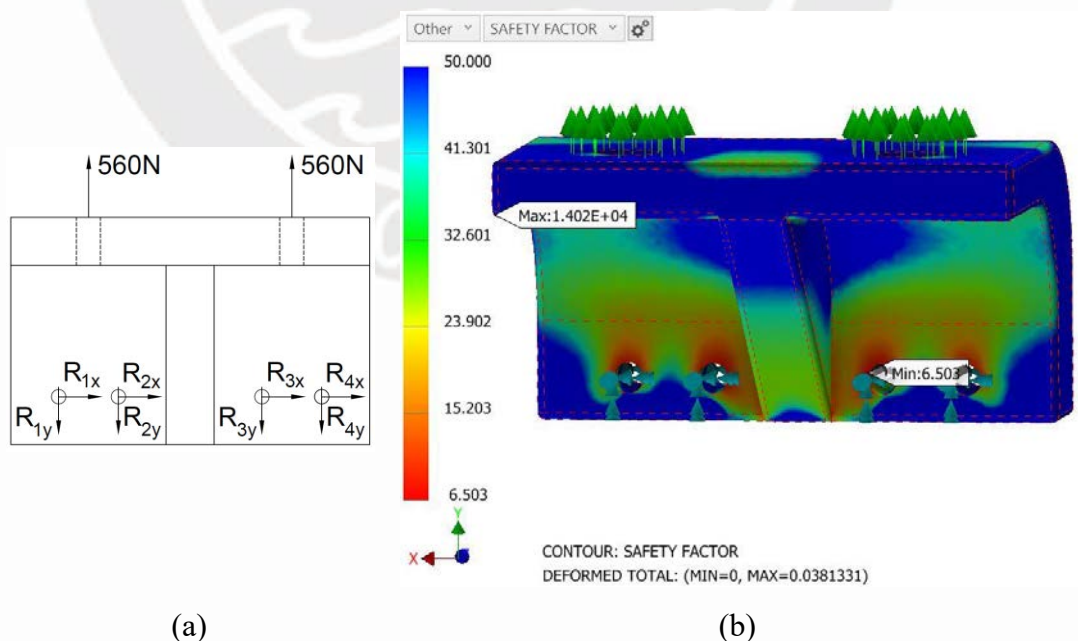


Figura 3.21: Análisis de resistencia del soporte inferior. a) DCL. b) Solución por elementos finitos.

3.5.4 Análisis de resistencia y deformación de la chumacera

Utilizando el DCL de la Figura 3.22a, se analizó la chumacera con un mallado de 0,5 mm de tamaño de elemento. La fuerza de 560 N proviene del empuje, y la fuerza de 400 N proviene del torque que se genera debido a la transmisión de la fuerza de empuje a través de los demás componentes. La chumacera fue restringida del movimiento en sus agujeros para unión atornillada con el soporte de la chumacera.

Luego de analizar diferentes geometrías, tamaños y materiales, se seleccionó al acero inoxidable 304 y se obtuvo un FS de 4.252 y una deformación de 0.07943 mm (Figura 3.22b). Esta mínima deformación no afectará al funcionamiento de los rodamientos de contacto angular ya que pueden soportar cierto grado de desalineación angular¹⁹.

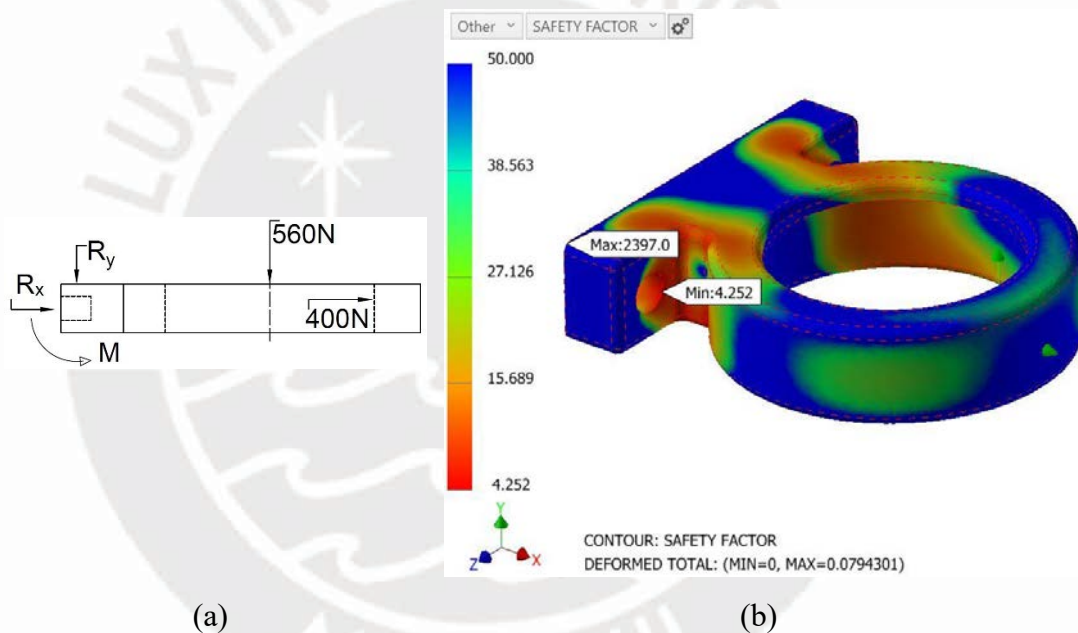


Figura 3.22: Análisis de resistencia de la chumacera. a) DCL. b) Solución por elementos finitos.

3.6 Análisis de resistencia y deformación de la estructura de la prótesis

En esta sección se analizan los componentes de la estructura que resisten mayor carga. Se inicia con el análisis de pandeo y de flexión de las guías de acero (Figura 3.12c) las cuales están ubicadas cerca al centro del mecanismo (Figura 3.13), y se prosigue con el análisis de flexión de los soportes rectangulares (laterales y delanteros) de la estructura (Figura 3.12a y Figura 3.13). Al encontrarse al centro, las guías de acero

¹⁹ Fuente: <https://www.brighthubengineering.com/machine-design/27166-types-of-bearings-angular-contact-bearings/>. Fecha: 22/07/2021

deberán contrarrestar el efecto de pandeo. Como el ensamblaje a calcular es hiperestático, no es posible calcular con precisión las cargas aplicadas. Por lo tanto, se aproximarán las cargas a un valor promedio para calcular el esfuerzo al cual están sometidos los elementos de la estructura de la prótesis.

3.6.1 Análisis de pandeo, flexión y deformación de la guía cilíndrica

Por la disponibilidad de productos del mercado (guías lineales) se considera usar barras de acero inoxidable 304 de 6mm o 8mm de diámetro como guías de los rodamientos lineales (Figura 3.13). A continuación, se analizará la resistencia de las guías considerando las propiedades mecánicas del acero inoxidable 304 (ver Tabla 3.3).

Tabla 3.3. Propiedades del material de la guía de acero inoxidable 304

Esfuerzo de fluencia (σ_F)	$206 \frac{N}{mm^2}$
Módulo de elasticidad (E)	$200\,000 \frac{N}{mm^2}$

Primero, se realiza el DCL del soporte del socket con respecto al eje Y (Figura 3.23a) y con respecto al eje X (Figura 3.23b). Este soporte se ubica por encima de las guías y columnas como mostrado en la Figura 3.13. Se aplica una fuerza de 580 N (W en la Figura 3.23a) que corresponde al peso del usuario de la prótesis.

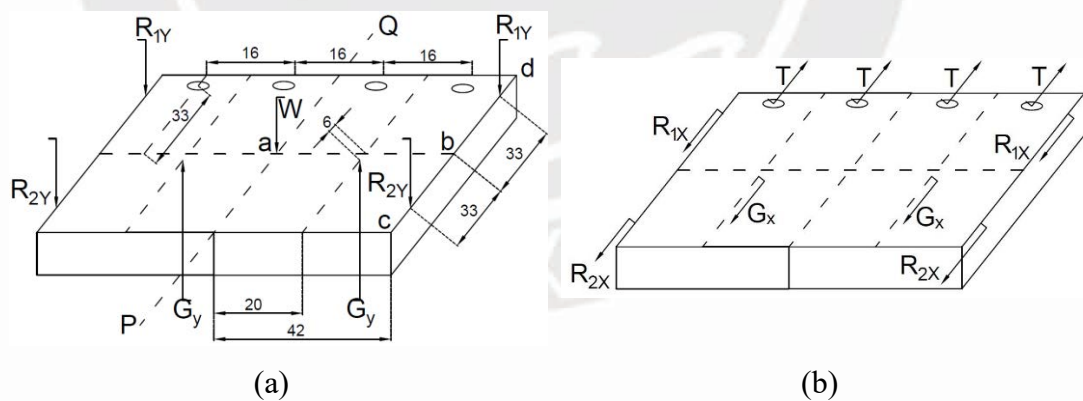


Figura 3.23: DCL del soporte del socket. a) Eje Y. b) Eje X.

Gracias a que el soporte está ensamblado con el soporte de rodamientos superior de la forma que se muestra en la Figura 3.24, el soporte ha aumentado su momento de inercia con respecto al eje \overline{PQ} , por lo cual, ahora es más rígido y las fuerzas no lo deformarán.

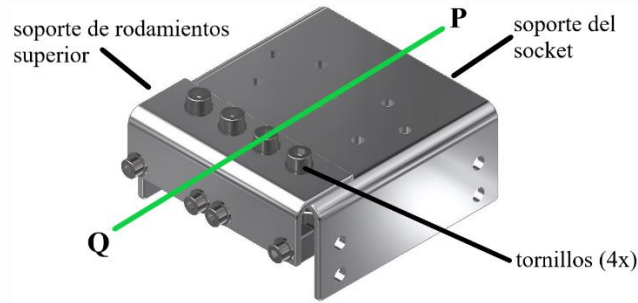


Figura 3.24: Ensamblaje entre el soporte del socket y el soporte de rodamientos superior.

Además, debido a que el soporte es simétrico con respecto al eje \overline{PQ} , se puede considerar solamente la mitad del soporte para simplificar los cálculos.

Entonces, se procede a determinar la fuerza axial crítica G_Y a la que está sometida la guía, para lo cual, se considera solo la mitad del peso (290N) y se realiza una sumatoria de momentos con respecto al eje \overline{cd} , como se muestra en la Ecuación 3.14.

$$\sum M_{\overline{cd}} = 0: \quad \frac{W}{2} * 42 - G_Y * (42 - 20) = 0 \quad (3.14)$$

G_Y resulta en 554N. Se hallan las reacciones R_{1Y} y R_{2Y} , aplicadas sobre los soportes laterales y delanteros de la estructura, respectivamente. Usando las Ecuaciones 3.15 y 3.16, se obtiene que R_{1Y} es igual a 76 N y R_{2Y} es igual a 178 N.

$$\sum F_Y = 0: \quad \frac{W}{2} - G_Y + R_{1Y} + R_{2Y} = 0 \quad (3.15)$$

$$\sum M_{\overline{ab}} = 0: \quad R_{2Y} * 33 - R_{1Y} * 33 - G_Y * 6 = 0 \quad (3.16)$$

Que las reacciones R_{1Y} y R_{2Y} sean positivas significa que, en los puntos de aplicación de estas reacciones, el soporte superior está sometido a fuerzas verticales hacia abajo, por lo tanto, los soportes laterales y delanteros están sometidos a fuerzas verticales hacia arriba por efecto de acción y reacción. En consecuencia, los soportes laterales y delanteros no están sometidos a compresión y no es necesario analizarlos a pandeo.

Utilizando las Ecuaciones 3.17 a 3.19, donde r es el radio de la guía (4 mm), se obtiene que la inercia I de la guía es igual a $201,1 \text{ mm}^4$, su radio de giro i es igual a 2mm y su esfuerzo crítico σ_{crit} es igual a $11 \frac{N}{\text{mm}^2}$ con G_Y igual a 554N.

$$I = \frac{1}{4}\pi r^4 \quad (3.17)$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{\pi r^2}} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{crit} = \frac{G_Y}{\pi * 16} \quad (3.19)$$

El valor del esfuerzo límite para el pandeo se hallará una vez se conozca el grado de esbeltez, obtenido con la Ecuación 3.20, y la gráfica de zonas de pandeo.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad (3.20)$$

Ambos apoyos de la guía se toman como empotrados (son sujetados a los soportes de sus extremos con prisioneros), por lo que su longitud efectiva (L_p) en un supuesto pandeo es de $\frac{L}{2}$. Luego, siendo L igual a 272 mm, su grado de esbeltez es $\lambda = 68$ y las zonas de pandeo para la guía se grafican en la Figura 3.25.

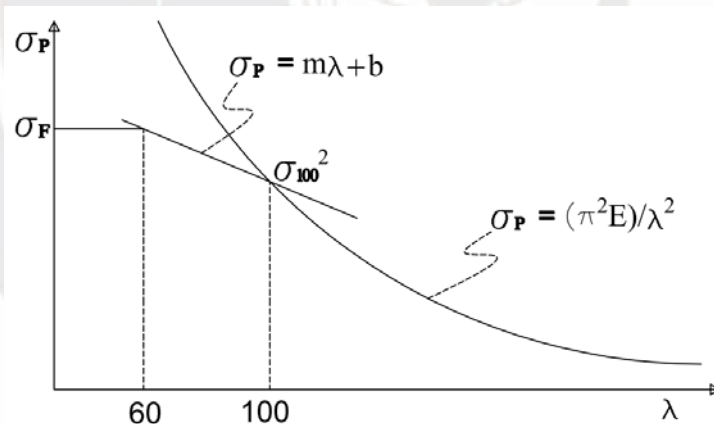


Figura 3.25: Zonas de pandeo para la guía.

Se calcula σ para $\lambda = 100$, usando la ecuación de la curva de Euler dada por la Ecuación 3.21, con la cual se obtiene $\sigma_{100} = 197,4 \frac{N}{mm^2}$.

$$\sigma = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (3.21)$$

Suponiendo que la falla se encuentra en la zona de la recta modificada de Tetmajer que tiene la forma $\sigma = m\lambda + b$, se resuelven m y b para los pares (σ, λ) : $(\sigma_F = 206; 60)$ y $(\sigma_{100} = 197,4; 100)$, obteniendo la Ecuación 3.22.

$$\sigma = -0,215\lambda + 218,9 \quad (3.22)$$

Reemplazando el grado de esbeltez calculado $\lambda = 68$ en la Ecuación 3.22, se obtiene que el esfuerzo límite por pandeo σ_{Lim} , es igual a $204,3 \frac{N}{mm^2}$, valor que se encuentra dentro del rango de σ_F a σ_{100} , confirmando que se eligió el rango correcto. El esfuerzo crítico (σ_{crit}) comparado con el esfuerzo límite, proporciona un FS de 18,6, con lo que se concluye que la guía resiste a las cargas estáticas y que gracias a su alto FS sería posible disminuir su diámetro para disminuir el peso.

Seguidamente, en el análisis de flexión de la guía se calculó la fuerza aplicada en su extremo durante el impulso máximo, para lo cual se utilizó el DCL del soporte del socket en el eje X (Figura 3.23b) y al DCL del husillo mostrado en la Figura 3.26a. El ensamblaje del husillo se muestra en la Figura 3.26b para facilitar la explicación de los cálculos. Con el DCL se generaron las Ecuaciones 3.23 y 3.24, y se obtuvo que $F1 = F2 = 310 N$, que es la fuerza transmitida desde el husillo hasta el soporte del socket a través de los rodapiés, las chumaceras y el soporte de rodapiés superior.

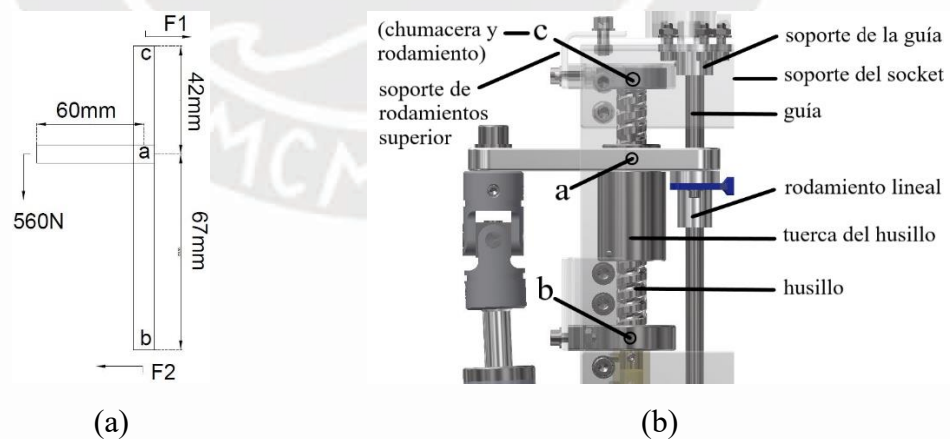


Figura 3.26: Análisis de flexión de la guía a) DCL del husillo. b) CAD del ensamblaje del husillo.

$$\sum F_x = 0: \quad F1 - F2 = 0 \rightarrow F1 = F2 \quad (3.23)$$

$$\sum M_a = 0: \quad 560 * 60 - F1 * 42 - F2 * 67 = 0 \quad (3.24)$$

Por tratarse de 2 husillos, la fuerza total que actúa sobre el soporte del socket es de 620N, la cual se distribuye entre los 4 tornillos (Figura 3.24) que lo unen al soporte de rodamientos ($F = 155\text{N}$). Luego, se asume que esta fuerza se dividirá equitativamente entre 6 elementos: las 2 guías, los 2 soportes laterales y los 2 soportes delanteros ($G_X = R_{1X} = R_{2X} = 110\text{N}$ en Figura 3.23b), en consecuencia, la fuerza que actúa sobre el extremo superior de la guía es de aproximadamente 110N.

Se realizó el DCL de la guía utilizando las fuerzas calculadas para analizar por elementos finitos a la guía, considerando todas las fuerzas (Figura 3.27).

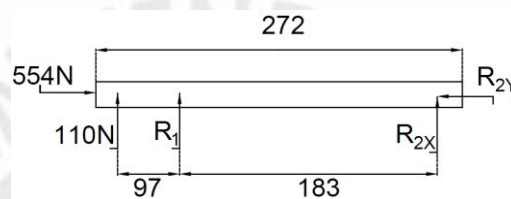


Figura 3.27: DCL de la guía.

Finalmente, se configuraron las fuerzas y restricciones en el software con un mallado de 1 mm de tamaño de elemento. El resultado fue un FS de 4.191 (Figura 3.28b) y una deformación de 0,325 mm (Figura 3.28a), por lo cual, la guía seleccionada es lo suficientemente fuerte y rígida para mantener al correcto funcionamiento del mecanismo.

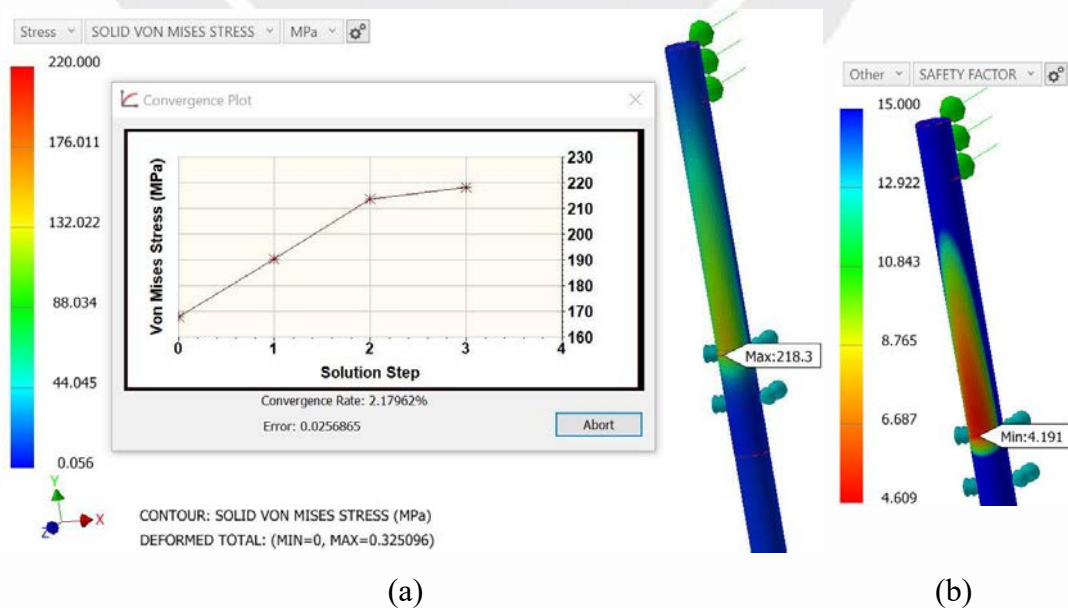


Figura 3.28: Análisis de la guía. a) Deformación y esfuerzo según el criterio de Von Mises. b) FS.

Se realizó un análisis de convergencia (Figura 3.28a), el cual indica que entre la segunda y tercera vez en que se afinó la malla en un 50%, la diferencia entre los resultados fue de 2,18%, por lo cual, el resultado no variará considerablemente, aunque se disminuya aún más el tamaño de la malla.

3.6.2 Análisis de resistencia y deformación del soporte delantero

Se analizó al soporte delantero en lugar de al soporte lateral porque, según lo calculado en la sección anterior, este último está sometido a menos fuerza axial ($R_{1Y} < R_{2Y}$).

Primero, se realiza el DCL del soporte delantero mostrado en la Figura 3.29. La fuerza de 178 N es la fuerza R_{2Y} y las 2 fuerzas de 55 N suman la fuerza R_{2x} de 110 N.

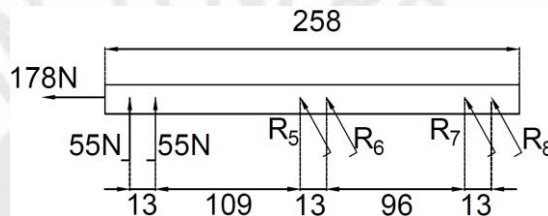


Figura 3.29: DCL del soporte delantero.

Luego, se configuraron las fuerzas y restricciones en el software con un mallado de 1 mm de tamaño de elemento. El resultado fue un FS de 3.167 (Figura 3.30b) y una deformación de 0,5707 mm (Figura 3.30a), por lo cual, al igual que la guía, el soporte delantero mantendrá al correcto funcionamiento del mecanismo.

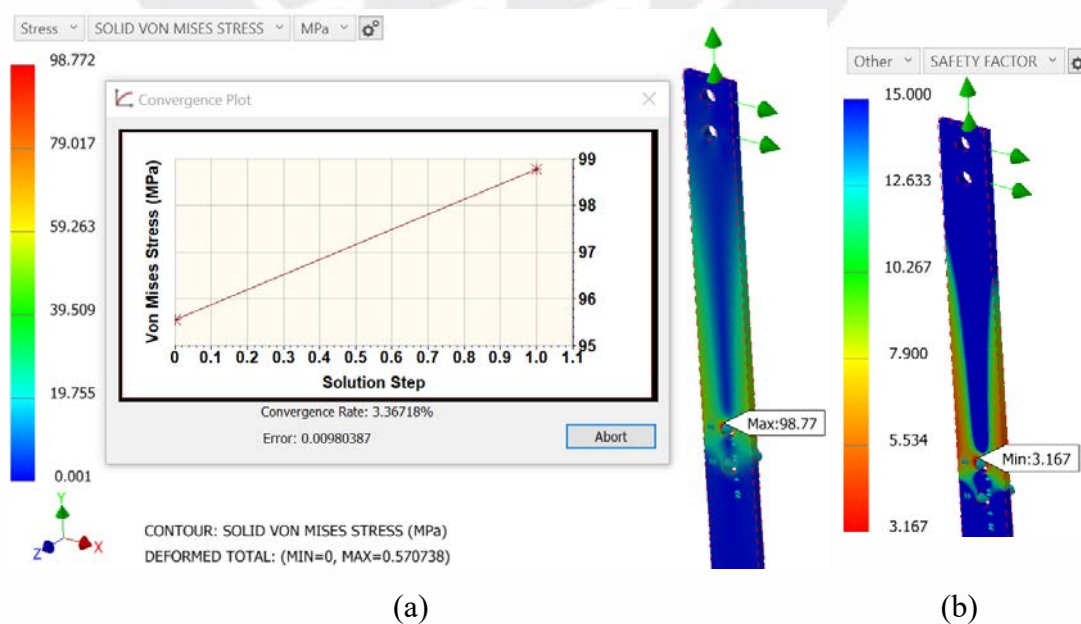


Figura 3.30: Análisis de la guía. a) Deformación y esfuerzo según el criterio de Von Mises. b) FS.

Así mismo, se realizó un análisis de convergencia (Figura 3.30a), que, con tan solo la primera iteración, muestra una diferencia entre los resultados de 3,37%, por lo cual, se ha convergido a un tamaño de malla que ofrece resultados suficientemente precisos.

3.7 Diseño final de la prótesis

Al finalizar el proceso de diseño mecánico se analizó el movimiento de la prótesis. En el Anexo C.4, se puede observar un diagrama conceptual del movimiento del mecanismo para una fase de apoyo dividida en 4 sub-fases, con lo cual se puede observar que el mecanismo puede realizar los movimientos del ciclo de marcha sin que ocurra algún choque entre sus componentes.

El peso total de la prótesis resultó en 4,63 kg y se calculó utilizando el software Autodesk Inventor, dando a cada elemento su peso o densidad correspondiente. El peso de los motores (incluidos los reductores), pie protésico, estructura (incluyendo al adaptador del socket) y husillos de bolas (incluidas las tuercas) es de 1,19kg, 1,158kg, 0,8kg y 0,47kg, respectivamente.

En el siguiente capítulo se describirán los componentes electrónicos que forman parte del diseño final de la prótesis.

CAPÍTULO 4

SISTEMA ELECTRÓNICO Y DE CONTROL

En este capítulo se describen la lógica de funcionamiento general, el sistema de control y la selección de los componentes electrónicos y de control del mecanismo. Se explica la utilidad de los controladores de posición, fuerza e impedancia como parte del sistema de control y se definen las funciones de transferencia de los controladores de posición y de fuerza. Además, se obtienen los parámetros de los modelos del actuador serial elástico (ASE) y del pie protésico que podrían usarse para diseñar a los controladores. Finalmente, se explica cómo se utilizan los componentes electrónicos y de control, y se muestra dónde están ubicados y cómo interactúan entre sí. Adicionalmente, en el Anexo D.2, se muestra un cálculo de la duración de la batería, y en el Anexo D.3, un diagrama de flujo para identificar las fases del ciclo de marcha.

4.1 Lógica de funcionamiento general

La lógica de funcionamiento general de la prótesis consiste en que cada ASE genere la fuerza requerida para entregar los torques de DP e IE en el tobillo que permitan emular al comportamiento de una pierna humana durante todo el ciclo de marcha. Se utiliza el diagrama de flujo mostrado en el Anexo D.3 para identificar al instante de tiempo del ciclo de marcha en el que se encuentra el usuario. Gracias a aquello, se sabrá en qué fase del ciclo de marcha se encuentra el usuario. Si se detecta la fase de apoyo, se utiliza un controlador de impedancia para que la prótesis se adecue automáticamente a las fuerzas que genere cada usuario con características físicas

específicas (como peso y altura) sobre la prótesis. Es decir, el controlador de impedancia genera una fuerza adicional que compensa a las fuerzas que cada usuario en específico genera sobre la prótesis y luego, esta fuerza se añade a la referencia de fuerza calculada para la persona modelo, con lo que se compensa la diferencia entre las características de la persona modelo y el usuario de la prótesis. Finalmente, esta suma de fuerzas es la referencia para el controlador de fuerza, también utilizado durante la fase de apoyo, cuyo objetivo es asegurar que la prótesis entregue la fuerza de referencia. Esta fuerza generará la posición angular en el tobillo que asegure que se está siguiendo correctamente al ciclo de marcha. Si el usuario se encuentra en la fase de oscilación, se utiliza un controlador de posición para disminuir el riesgo de caída del usuario según el movimiento natural del pie registrado en el análisis del doctor Winter. Se decidió seguir esta lógica de funcionamiento ya que fue efectiva en el trabajo realizado por Herr et al. (2013) para el control de una prótesis robótica transtibial de un grado de libertad con DP activa, para el cual se utilizó un controlador de fuerza incluido dentro de un controlador de impedancia para la fase de apoyo y un controlador de posición para la fase de oscilación (Anexo A3.1). Además, se tomó como referencia al sistema de control de Kim et al. (2018) para la simplificación del cálculo de las referencias de fuerza de los controladores, ya que su sistema de control también incluía a un controlador de posición y a uno de torque (fuerza), los cuales se usaron para controlar un emulador de prótesis robótica transtibial de 2 grados de libertad con DP e IE activas (Anexo A3.5).

4.2 Sistema de control

En este apartado se definen las funciones de transferencia de los controladores de posición y de fuerza y se obtienen los parámetros de los modelos del ASE y del pie protésico que podrían usarse para diseñar a los controladores.

4.2.1 Controlador de posición para la fase de oscilación

El diseño del controlador de posición se realiza modelando al ASE y al pie como la planta del sistema. Se halla la función de transferencia de esta planta, la cual podrá ser usada para el diseño de un controlador de posición PID en trabajos futuros.

Solo se realiza el modelamiento de uno de los ASE debido a que ambos son iguales. En este modelo, mostrado en la Figura 4.1, se consideran los parámetros que

caracterizan al motor, reductor, husillo, tuerca del husillo, resorte, pie protésico, uniones universales y al soporte de las uniones universales.

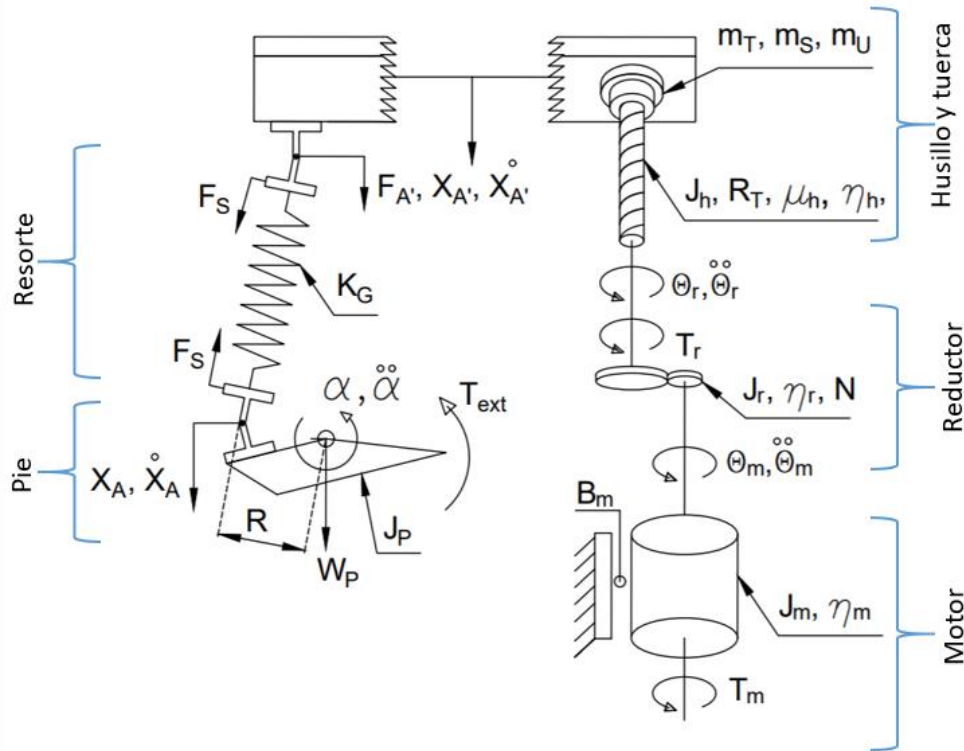


Figura 4.1: Diagrama para el modelado del ASE y el pie.

4.2.2 Obtención de los parámetros del modelo del ASE y pie

La obtención aproximada de los parámetros del modelo del ASE y pie se realizó con información de la hoja de datos del motor, reductor y husillo seleccionados (Anexo D.1.3). El momento polar de inercia del husillo J_h y del pie J_p se obtuvieron utilizando el modelo CAD diseñado con el software Autodesk Inventor[®] que brinda las inercias I_{xx} e I_{yy} , las cuales sumadas son iguales al momento polar de inercia de dichas piezas.

Parámetros del modelo del ASE y pie:

$$K_G: \text{Constante del resorte} = 10^5 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$R_a: \text{Resistencia terminal del motor} = 78,8 \cdot 10^{-3} [\Omega]$$

$$L_a: \text{Inductancia terminal del motor} = 26,3 \cdot 10^{-6} [H]$$

$$K_t: \text{Constante de torque del motor} = 13,7 \cdot 10^{-3} \left[\frac{Nm}{A} \right]$$

$$K_b: \text{Constante de fuerza contraelectromotriz del motor} = 699 \left[\frac{rpm}{V} \right] = 73,2 \left[\frac{1}{Vs} \right]$$

$$J_m: \text{Momento polar de inercia del motor} = 9,95 \cdot 10^{-6} [kgm^2]$$

B_m : Coeficiente de fricción viscosa del motor = $2,435 \cdot 10^{-6}$ [Nms]

J_r : Momento polar de inercia del reductor = $1,75 \cdot 10^{-6}$ [kgm²]

N : Relación de transmisión del reductor = 3,9: 1 [adimensional]

J_h : Momento polar de inercia del husillo = $245 \cdot 10^{-6}$ [kgm²]

J_p : Momento polar de inercia del pie = $5,05 \cdot 10^{-3}$ [kgm²]

m_T : Masa de la tuerca del husillo = 0,15 [kg]

m_S : Masa del soporte superior del resorte = 0,09 [kg]

m_U : Masa de la unión universal superior = 0,16 [kg]

R : Distancia entre el punto A y el eje de DP = $91,5 \cdot 10^{-3}$ [m]

F_S : Fuerza variable en el resorte del ASE [N]

T_{ext} : Torque externo [N.m]

La relación de transmisión R_T del husillo, cuyo valor es $2,29 \cdot 10^{-3}$ m, se obtiene con los datos del fabricante del husillo, esta relación ya contiene los valores de coeficiente de rozamiento μ_h y eficiencia η_h del husillo, y su cálculo se muestra en el Anexo C.2.

En las Figuras 4.1 y 4.2, W_p es el peso del pie protésico, cuyo centro de masa (CM) está ubicado muy cerca al centro de la articulación del tobillo (Figura 4.2.), respecto al cual gira el pie protésico. Por lo tanto, W_p , no generará un torque con respecto a la articulación que tenga que ser compensado por la fuerza F_S , y podrá excluirse de la formulación de las ecuaciones del modelado del ASE con el pie protésico. Además, esta previa consideración concuerda con lo realizado por Herr et al. (2013) al desprestigiar la inercia del pie protésico en el cálculo del torque externo T_{ext} el cual depende de la fuerza F_S .

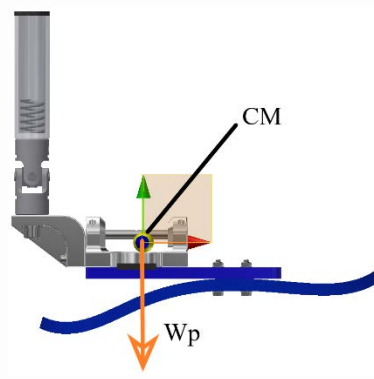


Figura 4.2: Centro de masa del pie protésico.

El lazo de control de posición del ASE y del pie se muestra en la Figura 4.3.

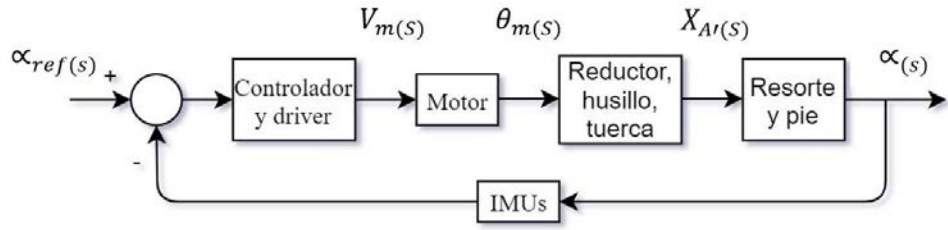


Figura 4.3: Lazo de control de posición del ASE y del pie.

Debido a que se trata de dos ASE actuando sobre el pie, se considera la fuerza de cada ASE proveniente de sus respectivos resortes para generar el giro en el pie, con lo cual la función de transferencia (FT) $\frac{\alpha(s)}{X_{A'}(s)}$ se ve multiplicada por 2 en el numerador y denominador, excepto en la componente del momento polar de inercia del pie. Las FT de cada bloque del lazo de control de posición se muestran en las Ecuaciones 4.1 a 4.4.

$$\frac{\alpha(s)}{X_{A'}(s)} = \frac{2 \cdot R \cdot K_G}{2 \cdot R^2 \cdot K_G + J_P \cdot S^2} = \frac{18,3 \cdot 10^3}{5,05 \cdot 10^{-3} \cdot S^2 + 1674} \quad (4.1)$$

$$\frac{X_{A'}(s)}{\theta_m(s)} = \frac{J_h + J_r}{R_T \cdot (m_T + m_S + m_U) \cdot N} = 0,069 \quad (4.2)$$

$$\frac{\theta_m(s)}{V_m(s)} = \frac{K_t}{(R_a + L_a \cdot S) \cdot (J_m \cdot S + B_m) + K_t \cdot K_b} \quad (4.3)$$

$$\frac{\theta_m(s)}{V_m(s)} = \frac{13,7 \cdot 10^{-3}}{2,617 \cdot 10^{-10} \cdot S^2 + 7,841 \cdot 10^{-7} \cdot S + 1,003} \quad (4.4)$$

Se ubican al controlador y al driver de motores en un solo bloque ya que el driver no genera retardos, además, este no es considerado en la definición de las FT ya que el driver simplemente entrega un voltaje proporcional al ciclo de trabajo de la señal PWM del controlador.

Gracias al uso de librerías, la obtención de las mediciones de todos los sensores se hará directamente, por lo cual el bloque de los sensores inerciales (IMUs) de la Figura 4.3

es una ganancia igual a 1. La FT resultante del modelo del ASE y pie se obtiene al multiplicar las tres FT anteriores y reemplazando los valores correspondientes, con lo cual se obtiene la FT de la Ecuación 4.5.

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_{(s)}}{V_m(s)} &= \frac{\alpha_{(s)}}{X_{A'(s)}} \cdot \frac{X_{A'(s)}}{\theta_{m(s)}} \cdot \frac{\theta_{m(s)}}{V_m(s)} \\ &= \frac{17,3}{1,32 \cdot 10^{-12} \cdot S^4 + 4 \cdot 10^{-9} \cdot S^3 + 5,07 \cdot 10^{-3} \cdot S^2 + 1,31 \cdot 10^{-3} \cdot S + 1679} \end{aligned} \quad (4.5)$$

La FT del controlador PID según el lazo de control del ASE y del pie (Figura 4.3) con las ganancias proporcional K_p , integral K_i y derivativa K_d , considerando a $\alpha_{e(s)}$ como la diferencia entre $\alpha_{ref(s)}$ y $\alpha_{(s)}$ se muestra en la Ecuación 4.6.

$$D_{(s)} = \frac{V_m(s)}{\alpha_{e(s)}} = K_p + \frac{K_i}{s} + sK_d = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s} \quad (4.6)$$

4.2.3 Controlador de fuerza para la fase de apoyo

El diseño de los controladores de fuerza requiere a los torques de DP e IE del análisis del ciclo de marcha realizado por Winter y, mediante dos ecuaciones, se obtienen las referencias de fuerza para cada controlador de fuerza de cada ASE. Luego, se modela cada ASE con el cálculo y estimación de sus parámetros, y se procede a obtener la función de transferencia del controlador de fuerza que podrá ser usado para diseñarlo en trabajos futuros.

El control de la fase de apoyo se realiza de modo similar al realizado por Kim et al. (2018) siguiendo el diagrama de bloques de la Figura 4.4, donde se muestra que se utilizan los torques de DP (T_{dor}) e IE (T_{inv}) provenientes de los datos proporcionados por Winter y Mackinnon para obtener las referencias de fuerza en los resortes del ASE derecho (F_{sd_r}) y del ASE izquierdo (F_{si_r}) con las Ecuaciones 4.7 y 4.8.

$$F_{sd_r} = \frac{1}{l} \cdot \left(\frac{T_{dor}}{2} + T_{inv} \cdot \frac{l}{w} \right) \quad (4.7)$$

$$F_{si_r} = \frac{1}{l} \cdot \left(\frac{T_{dor}}{2} - T_{inv} \cdot \frac{l}{w} \right) \quad (4.8)$$

Donde:

l : Distancia entre eje de DP y punto de aplicación de las fuerzas de los ASE [m]

w : Distancia entre los puntos de aplicación de las fuerzas de los ASE [m]

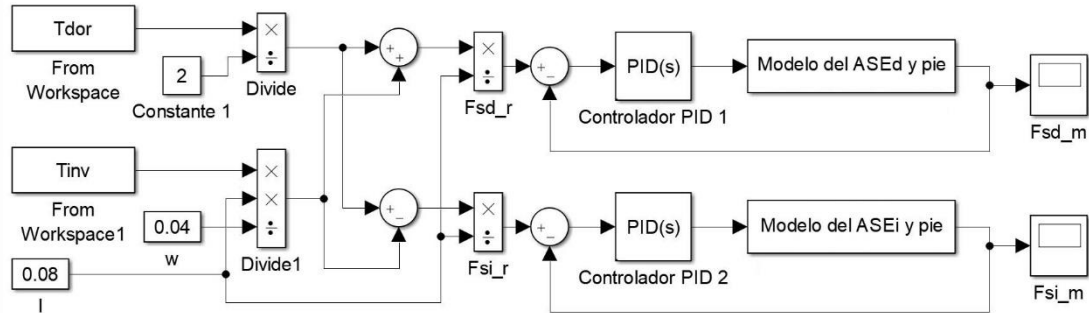


Figura 4.4: Diagrama de bloques del controlador de fuerza.

Después de haber obtenido las referencias F_{sd_r} y F_{si_r} , se calcula el error de cada controlador PID que controla la fuerza en los resortes de los ASE mediante un lazo cerrado de control. Aquello se logra utilizando las fuerzas medidas en el ASE derecho (F_{sd_m}) y en el ASE izquierdo (F_{si_m}). Estas fuerzas se miden utilizando potenciómetros deslizantes y los IMUs, que miden el desplazamiento de la tuerca del husillo (punto A') y el desplazamiento del soporte inferior de los resortes (punto A), respectivamente, para obtener la deformación de cada resorte y calcular la fuerza que cada uno de estos está aplicando.

Es necesario considerar al coeficiente de amortiguación de cada ASE para el control de la fuerza existente en el resorte, por lo cual, se sigue el procedimiento de Au y Herr (2008), y se modela cada ASE utilizando los diagramas de la Figura 4.5.

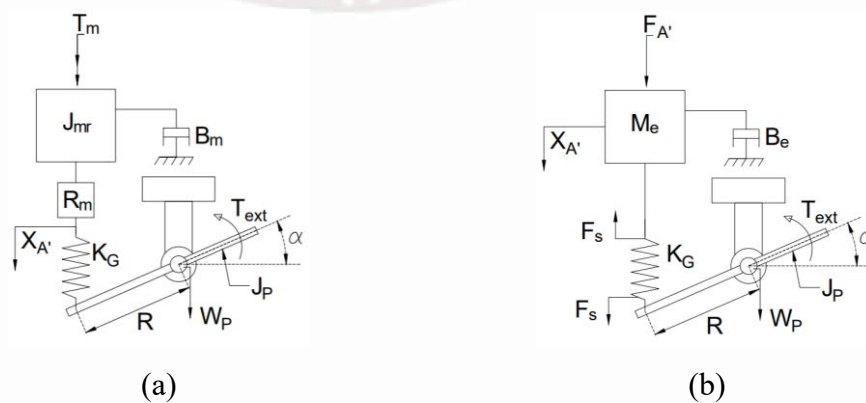


Figura 4.5: Diagramas para el modelado de los ASE. (a) Modelo del ASE. (b) Modelo convertido al dominio transicional.

En estos diagramas, T_m , B_m , J_{mr} , M_e , B_e y F_e son el torque del motor, el coeficiente de amortiguamiento, la inercia del rotor del motor, la masa efectiva, el amortiguamiento efectivo y la fuerza lineal efectiva, respectivamente. Además, se tiene que: $M_e = J_{mr} \cdot R_m^2$, $F_{A'} = T_m R_m$ y $X_{A'} = \theta_m / R_m$.

En el modelo se asume que el pie es un cuerpo rígido con masa despreciable ya que como se verá más adelante, la masa del pie es relativamente pequeña comparada con la masa efectiva (M_e). Además, el centro de masa del pie está ubicado muy cerca al eje de giro, por lo cual, los torques que este genera con respecto a estos ejes son muy pequeños comparados con los torques que generan los ASE. Luego, se procede a obtener la ecuación dinámica estándar para un ASE, ignorando la dinámica de los amplificadores, la fricción no lineal y las resonancias internas [Au,2008].

A partir de los diagramas de la Figura 4.5 se obtienen las Ecuaciones dinámicas 4.9 y 4.10. Siguiendo el procedimiento de trabajo de Herr et al. (2013), cuyo trabajo es el mismo que el de Au y Herr (2008), se toma al pie fijo para obtener a los controladores, por lo cual, el torque externo T_{ext} tampoco es tomado en cuenta para el modelado del ASE. Esto puede explicarse debido a que este efecto ya es tomado en cuenta al obtener F_{sd_r} y F_{si_r} a partir de los torques T_{dor} y T_{inv} que provienen del torque que debe ser entregado para lograr el impulso, el cual supera al torque que se recibiría por parte del suelo por acción y reacción para lograr una aceleración angular para el impulso.

$$M_e \cdot \ddot{x}_{A'd}(t) = F_{A'd}(t) - F_{sd}(t) - B_e \cdot \dot{x}_{A'd}(t) \quad (4.9)$$

$$M_e \cdot \ddot{x}_{A'i}(t) = F_{A'i}(t) - F_{si}(t) - B_e \cdot \dot{x}_{A'i}(t) \quad (4.10)$$

Donde:

$F_{A'd}$: Fuerza lineal del ASE derecho [N]

$F_{A'i}$: Fuerza lineal del ASE izquierdo [N]

$\ddot{x}_{A'd}, \dot{x}_{A'd}$: Aceleración y velocidad lineal del ASE derecho [m/s²]

$\ddot{x}_{A'i}, \dot{x}_{A'i}$: Aceleración y velocidad lineal del ASE izquierdo [m/s²]

Luego, se aplica la transformada de Laplace a las Ecuaciones 4.9 y 4.10 para obtener las Ecuaciones 4.11 y 4.12. Además, se definen las fuerzas medibles en los resortes del ASE derecho (F_{sd}) y del ASE izquierdo (F_{si}) según los ángulos de DP e IE medidos con los IMU y según el desplazamiento lineal medido con el potenciómetro deslizante de cada ASE en las Ecuaciones 4.13 y 4.14.

$$M_e \cdot S^2 \cdot x_{A'd}(s) + B_e \cdot S \cdot x_{A'd}(s) = F_{A'd}(s) - F_{sd}(s) \quad (4.11)$$

$$M_e \cdot S^2 \cdot x_{A'i}(s) + B_e \cdot S \cdot x_{A'i}(s) = F_{A'i}(s) - F_{si}(s) \quad (4.12)$$

$$F_{sd}(t) = K_G \left(-\frac{w}{2} \cdot \alpha_{inv}(t) - l \cdot \alpha_{dor}(t) + x_{A'd}(t) \right) \quad (4.13)$$

$$F_{si}(t) = K_G \left(\frac{w}{2} \cdot \alpha_{inv}(t) + l \cdot \alpha_{dor}(t) + x_{A'i}(t) \right) \quad (4.14)$$

Donde:

K_G : Constante del resorte = 10^5 [N/m]

$\alpha_{inv}(t)$: Ángulo de giro de IE (positivo en inversión) [rad]

$\alpha_{dor}(t)$: Ángulo de giro de DP (positivo en dorsiflexión) [rad]

Se aplica la transformada de Laplace a las Ecuaciones 4.13 y 4.14, tomando en cuenta que el pie está fijo y obteniéndose las Ecuaciones 4.15 y 4.16, las cuales son reemplazadas en las Ecuaciones 4.11 y 4.12 para obtener las Ecuaciones 4.17 y 4.18 con las cuales se obtiene el modelo de cada ASE y pie protésico.

$$F_{sd}(s) = K_G \cdot x_{A'd}(s) \quad (4.15)$$

$$F_{si}(s) = K_G \cdot x_{A'i}(s) \quad (4.16)$$

$$M_e \cdot S^2 \cdot x_{A'd}(s) + B_e \cdot S \cdot x_{A'd}(s) + K_G \cdot x_{A'd}(s) = F_{A'd}(s) \quad (4.17)$$

$$M_e \cdot S^2 \cdot x_{A'i}(s) + B_e \cdot S \cdot x_{A'i}(s) + K_G \cdot x_{A'i}(s) = F_{A'i}(s) \quad (4.18)$$

Debido a que ambos ASE tienen el mismo modelo variando solamente en que cada uno toma su respectivo desplazamiento y fuerza ($x_{A'}(s)$ y $F_{A'}(s)$), estos trabajaron con

el mismo controlador pero con diferentes referencias, por ello, solo se describirá el procedimiento para calcular los parámetros de uno de los dos controladores. Prosiguiendo, a partir de la Ecuación 4.17 se obtiene la función de transferencia del mecanismo mostrada en la Ecuación 4.20, después de ordenar la Ecuación 4.19.

$$\frac{1}{x_{A'd}(s) \cdot (M_e \cdot S^2 + B_e \cdot S + K_G)} \cdot \frac{K_G}{K_G} = \frac{1}{F_{A'd}(s)} \quad (4.19)$$

$$\frac{F_{sd}(s)}{F_{A'd}(s)} = \frac{K_G}{(M_e \cdot S^2 + B_e \cdot S + K_G)} \quad (4.20)$$

Se realiza el lazo de control de fuerza del ASE derecho de forma similar a la realizada por Herr et al. (2013) (Figura A.5, Anexo A), por lo que se obtiene que $T_m = i_m \cdot K_t$ y $F_{A'd} = T_m \cdot R_m = i_m \cdot K_t \cdot R_m$. El lazo de control de fuerza del ASE derecho se muestra en la Figura 4.6.

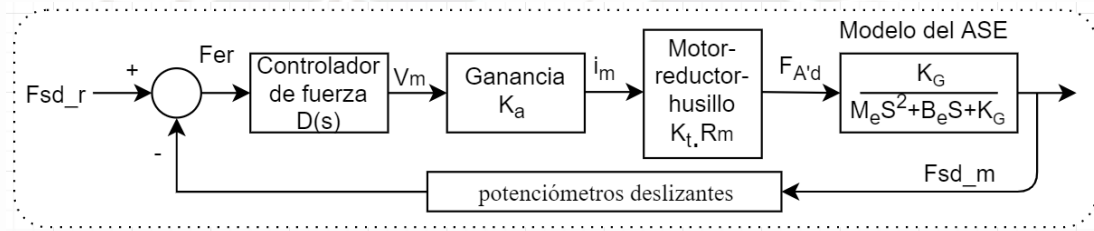


Figura 4.6: Lazo de control de fuerza del ASE derecho.

La FT de la planta, que se muestra en la Ecuación 4.21, se obtiene después de reemplazar todas las variables estimadas en el Anexo D.4.

$$\begin{aligned} \frac{F_{sd_m}(s)}{V_m(s)} &= K_a \cdot K_t \cdot R_m \cdot \frac{K_s}{(M_e \cdot S^2 + B_e \cdot S + K_s)} \\ &= \frac{6,688 \cdot 10^6}{43,56 \cdot S^2 + 8,027 \cdot 10^3 \cdot S + 10^5} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Las funciones de transferencia planteadas en esta sección servirán para diseñar los controladores en un trabajo futuro. Todo lo realizado en este capítulo sirve para facilitar el diseño de los controladores ya que estos son los primeros pasos que se deben seguir en el diseño de estos.

4.3 Selección de los componentes electrónicos y de control

Como se muestra en el Anexo D.1, se seleccionaron los componentes del sistema electrónico y de control, los cuales se observan en la Figura 4.7. Se colocan la batería y las placas electrónicas sobre sus respectivos soportes, los cuales están ubicados en la parte inferior detrás de la batería. Con la medición de los potenciómetros deslizantes se obtiene la posición de las tuercas de los husillos, información que es usada en conjunto con la posición, velocidad y aceleración angulares brindadas por los IMUs para saber cuál es la elongación actual de los resortes. Adicionalmente, se obtiene la fase del ciclo de marcha gracias a los sensores de presión mostrados en la Figura 3.11. Los soportes mencionados son de plástico ABS para disminuir el peso y facilitar la fabricación gracias a la flexibilidad de forma que otorga la impresión 3D. Finalmente, en la Figura 4.8, se ilustra al diagrama electrónico que muestra la interacción de voltaje entre los componentes seleccionados. Cabe resaltar, que el Arduino Micro podrá administrar muchas conexiones gracias a la tecnología del microchip ATmega32U4, cuyas características relevantes para la prótesis se mencionan en el Anexo D.1.5.

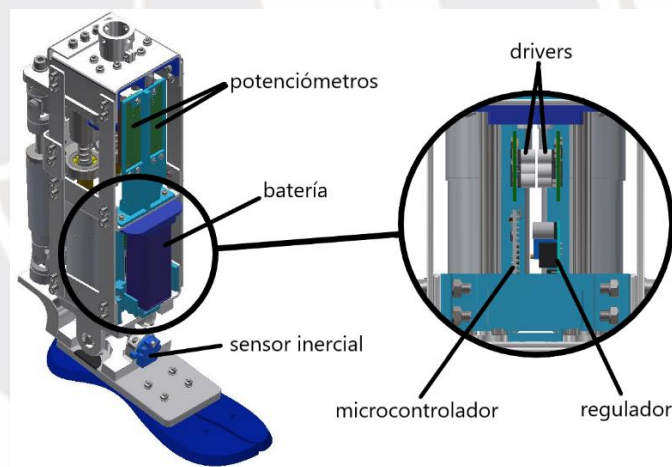


Figura 4.7: Prótesis robótica transtibial con componentes electrónicos.

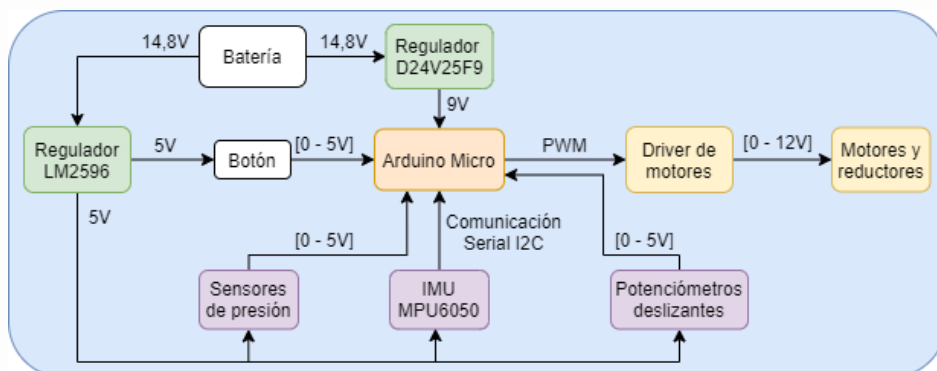


Figura 4.8: Diagrama con componentes electrónicos seleccionados.

CAPÍTULO 5

PLANOS Y COSTOS

En el presente capítulo se mostrará la codificación de los planos de despiece y ensamblaje y se estimará el costo total del mecanismo haciendo uso de las listas de materiales presentes en estos.

5.1 Lista de planos

Los planos del diseño se muestran en el Anexo F, y la Tabla 5.1 muestra la codificación de estos según la siguiente nomenclatura:

MPR: Mecanismo de 2 grados de libertad para Prótesis Robótica Transtibial

Exx: Plano de ensamble con numeración xx.

Dxx: Plano de despiece con numeración xx.

SCHxx: Plano electrónico con numeración xx.

Ay: Tamaño del plano.

5.2 Estimación de costos

La estimación del costo total del mecanismo se realizará tomando en cuenta los costos de los componentes del sistema mecánico, electrónico y de control y los costos del diseño del mecanismo.

El precio para cada ítem importado se ha construido sobre la base del valor FOB de exportación más el pago del flete y el seguro, adicionando luego la tasa de derecho

aduanero y el pago a SUNAT (pago especial de I.G.V. por importación) por internar los productos y los gastos de desaduanaje. La cotización de los elementos se puede observar en el Anexo E.

Tabla 5.1. Codificación de planos del mecanismo

Código del plano	Descripción
MPR-SCH01-A3	Diseño de un mecanismo de 2 GDL para Prótesis Robótica Transtibial
MPR-E01-A1	Mecanismo de 2 grados de libertad para Prótesis Robótica Transtibial
MPR-E02-A2	Sub-ensamble Pie protésico
MPR-E03-A2	Sub-ensamble Unión universal
MPR-E04-A3	Sub-ensamble Articulación
MPR-E05-A3	Sub-ensamble Sistema resorte
MPR-E06-A3	Sub-ensamble Soporte electrónica
MPR-E07-A2	Sub-ensamble Soporte motores
MPR-E08-A3	Sub-ensamble Soporte de socket
MPR-D01-A2	Planta
MPR-D02-A4	Tapa sensor dedos
MPR-D03-A4	Tapa sensor talón
MPR-D04-A4	Plancha de planta
MPR-D05-A4	Soporte inferior del resorte
MPR-D06-A4	Soporte superior del resorte
MPR-D07-A3	Base inferior
MPR-D08-A4	Abrazadera inferior
MPR-D09-A4	Abrazadera inferior IMU
MPR-D10-A3	Base superior
MPR-D11-A4	Abrazadera superior
MPR-D12-A4	Eje de inversión-eversión
MPR-D13-A4	Eje de dorsiflexión-flexión plantar
MPR-D14-A4	Protector 1 - Protector 2
MPR-D15-A3	Pin de unión
MPR-D16-A3	Cápsula - Tapa de cápsula
MPR-D17-A3	Guía interior 1 - Guía interior 2
MPR-D18-A4	Chumacera
MPR-D19-A3	Base de estructura
MPR-D20-A4	Soporte delantero
MPR-D21-A4	Soporte lateral
MPR-D22-A3	Soporte de motores
MPR-D23-A4	Soporte de chumacera inferior
MPR-D24-A4	Guía cilíndrica lineal
MPR-D25-A3	Soporte del socket
MPR-D26-A4	Soporte de chumacera superior
MPR-D27-A3	Husillo de bolas
MPR-D28-A4	Deslizador del potenciómetro
MPR-D29-A4	Soporte de botón on/off
MPR-D30-A2	Soporte de potenciómetros
MPR-D31-A4	Posicionador de batería
MPR-D32-A4	Soporte de batería
MPR-D33-A4	Soporte de IMU
MPR-D34-A3	Soporte de IMU 2
MPR-D35-A4	Soporte electrónica izquierda
MPR-D36-A4	Soporte electrónica derecha
MPR-D37-A4	Disco del adaptador
MPR-D38-A4	Tapa de soporte de IMU 2

5.2.1 Costo del sistema mecánico

A continuación, se detalla la estimación de costos de los elementos comerciales y diseñados que conforman al sistema mecánico. En la Tabla 5.2 se muestra la estimación de costos de componentes mecánicos comerciales incluyendo costos de importación de la forma explicada en el párrafo anterior. También, se cotizó el precio de los materiales de fabricación (no importados) como se muestra en la Tabla 5.3.

Tabla 5.2. Estimación de costos de componentes mecánicos comerciales

Descripción	Divisa Original	Precio Unitario (S/.)	Cantidad	Precio total por importación(S/.)
Acople rígido	Dólares	22,68	2	62,12
Unión universal comercial	Dólares	113,9	4	595,7
Adaptador de abrazadera	Dólares	39,5	1	54,52
Soporte de guía	Dólares	39,43	4	208
Guía cilíndrica lineal	Dólares	12,54	2	35,8
Resorte para dorsiflexión	Dólares	98,75	1	131,4
Resorte para inversión	Dólares	36,6	1	50,75
Protector	Euros	21	2	57,76
Husillo de bolas	Libra Esterlina	103,8	2	274,1
Tuerca de husillo	Libra Esterlina	473,2	2	1234
Rodamiento lineal	Libra Esterlina	18,55	2	52,7
Rodamiento 7200 BECBP	Libra Esterlina	149,8	4	782,5
Rodamiento 61800 2Z	Libra Esterlina	44,13	2	119,1
Rodamiento W606-2Z	Libra Esterlina	60,35	2	161,2
Total S/				3 820

Tabla 5.3. Estimación de costos de materiales de fabricación

Descripción	Divisa Original	Precio Unitario (S/.)	Cantidad	Precio Total (S/.) (IGV incluido)
Barras de acero inoxidable de diversos diámetros y longitudes	Soles	80	1	94,14
Platinas de acero inoxidable de diversos espesores y tamaños	Soles	30	1	35,4
Plancha de aluminio de 1/8" de 30x30cm	Soles	40	1	47,2
Total S/				176,7

La mayoría de los elementos de pernería, como tornillos y tuercas, fueron encontrados a precio unitario en la página web de la empresa Norelem²⁰. El precio unitario de los elementos encontrados al por mayor fue aproximado dividiendo al precio del paquete

²⁰ Fuente: <https://www.norelem.com/pe/es/Inicio.html>. Consulta: 10/11/2019.

entre la cantidad de elementos del paquete. No se encontraron tornillos M3 ni M2.5, pero se estimó su precio igualándolo al de los tornillos M4 y M5.

Tabla 5.4. Estimación de costos de pernería

Descripción	Divisa Original	Precio Unitario (S/.)	Cantidad	Costo total por importación(S/.)
Tornillo ISO 4762 - M8 x 16	euros	1,74	4	9,72
Tornillo ISO 4762 - M5 x 20	euros	0,45	6	4,17
Tornillo ISO 4762 - M5 x 16	euros	0,56	16	12,23
Tornillo ISO 4762 - M5 x 12	euros	0,56	22	16,56
Tornillo ISO 4762 - M4 x 25	euros	0,45	8	5,34
Tornillo ISO 4762 - M4 x 16	euros	0,56	8	6,45
Tornillo ISO 4762 - M4 x 12	euros	0,56	18	13,67
Tornillo ISO 4762 - M3 x 16	euros	0,56	4	3,56
Tornillo ISO 4762 - M3 x 12	euros	0,56	4	3,56
Tornillo ISO 4762 - M3 x 10	euros	0,56	13	10,06
Tornillo ISO 4762 - M3 x 8	euros	0,56	8	6,45
Tornillo ISO 4762 - M3 x 6	dólares	0,06	4	0,98
Tornillo ISO 4762 - M2.5 x 16	euros	0,56	4	3,56
Tornillo hexagonal M4 x 25 DIN EN 24014	euros	0,82	4	4,91
Arandela DIN 125 - A 8.4	euros	0,45	4	2,98
Arandela DIN 125 - A 5.3	euros	0,45	60	35,34
Arandela DIN 125 - A 4.3	euros	0,45	26	15,69
Arandela DIN 125 - A 3.2	euros	0,45	16	9,91
Tuerca DIN 934 - M5	euros	0,45	36	21,47
Tuerca DIN 934 - M4	euros	0,45	18	11,07
Tuerca DIN 934 - M3	euros	0,45	4	2,98
Tornillo ISO 4762 - M1.6 x 6	euros	0,3	8	3,75
Tornillo prisionero DIN 914 M4x5	euros	0,56	16	12,23
Tornillo prisionero DIN 914 M6x10	euros	0,45	16	9,91
Tornillo Allen M2.5 x 12	euros	0.3	1	1,01
Total S/				227,3

Se cotizó el precio total de manufactura de las piezas diseñadas en diversos talleres de mecánica de Lima. El costo del material de las piezas fabricadas con aluminio está incluido en el costo de fabricación. En la Tabla 5.5 se muestran dichas cotizaciones.

El costo de los componentes fabricados mediante impresión 3D se muestra en la siguiente Tabla 5.6, donde el tiempo de impresión y el costo de material se calculó mediante el software Ultimaker Cura, además, las impresiones fueron configuradas

para realizarse con un perfil fino y con una densidad del 50%. El costo de energía eléctrica se calculó considerando el precio por kWh en el Perú (empresa ENEL), el cual es de aproximadamente S/.0,1257 (incluido el I.G.V), con un consumo de energía de la impresora Ultimaker 2 de 200Wh con el plato base de vidrio en modo calentamiento. El material utilizado para la fabricación de todos los componentes impresos fue plástico ABS. Finalmente, en la Tabla 5.7, se muestra un resumen del costo del sistema mecánico el cual asciende a S/. 5 389.

Tabla 5.5. Estimación de costos de procesos de manufactura

Proceso de manufactura	Precio Unitario (I.G.V. incluido)	Cantidad	Precio Total (S/.)
Perforado, doblado y cortado de planchas	170 (precio total)	9	170
Rebaje de husillo	20	2	40
Chumacera	80	4	320
Guías interior 1 y 2	60	1	60
Cápsula y tapa de cápsula	90	1	90
Abrazadera superior	25	2	50
Abrazadera inferior	25	1	25
Abrazadera inferior con IMU	25	1	25
Eje de DP	20	1	20
Eje de IE	30	1	30
Pin de unión	25	2	50
Soporte superior del resorte	25	2	50
Base inferior	60	1	60
Base superior	80	1	80
Plancha de planta	50	1	50
Disco del adaptador	20	1	20
Total S/			1 140

Tabla 5.6. Costo de los componentes fabricados mediante impresión 3D

Objeto	Tiempo de impresión (horas)	Costos (S/.) (IGV incluido)		Cantidad	Total
		Material	Energía eléctrica		
Planta	20,57	7,62	2,586	1	10,21
Tapa-sensor	0,27	0,1	0,03394	4	0,54
Soporte de IMU 2	0,87	0,4	0,1824	1	0,58
Soporte de IMU	0,45	0,16	0,05657	1	0,22
Soporte de batería	4,87	1,73	0,6122	1	2,34
Soporte electrónica izquierda	2,52	0,89	0,3168	1	1,21
Soporte electrónica derecha	2,5	0,88	0,3143	1	1,19
Posicionador de batería	2,83	1,03	0,3557	1	1,39
Soporte de potenciómetros	12,23	3,44	1,537	1	4,98
Deslizador del potenciómetro	1,38	0,51	0,1735	2	1,37
Tapa de soporte de IMU 2	0,93	0,42	0,1169	2	1,07
Total (S/.) (IGV incluido)					25,09

Tabla 5.7. Resumen del costo del sistema mecánico

Descripción	Precio Total (S/.)
Componentes mecánicos comerciales	3 820
Manufactura	1 140
Materiales	176,7
Pernería	227,3
Costo de los componentes fabricados mediante impresión 3D	25,09
Total S/	5 389

5.2.2 Costo del sistema electrónico y de control

En la Tabla 5.9 se muestra la estimación de costos de los componentes del sistema electrónico y de control provenientes del extranjero con los costos incluidos por importación. Y en la Tabla 5.8, se muestran aquellos que no fueron importados.

Tabla 5.8. Estimación de costos de los componentes del sistema electrónico y de control no importados

Descripción	Divisa original	Precio unitario (S/.)	Cantidad	Precio total (S/.)
Microcontrolador	Soles	35	1	35
Regulador LM2596	Soles	12	1	12
Subtotal S/.				47
IGV (18%)				8,46
Total S/				55,46

Tabla 5.9. Estimación de costos de los componentes del sistema electrónico y de control importados

Descripción	Divisa original	Precio unitario (S/.)	Cantidad	Precio total por importación (S/.)
Sensores de presión (4)	Dólares	176,4	1	232,3
Sensor de inercia	Dólares	2	2	8,44
Driver de motor	Dólares	131,5	2	345,9
Batería	Dólares	68,49	1	92,15
Motor y reductor Maxon	Euros	1 639	2	4 300
Regulador de voltaje D24V25F9	Dólares	39,33	1	54,30
Botón ON-OFF (5)	Dólares	2,3	1	6,23
Opamp MCP6291T-E/OT	Dólares	1,8	6	17,25
Resistor de 10k ohmios	Dólares	0,2	6	4,8
Potenciómetro deslizante	Dólares	7,7	2	23,21
Total S/				5 085

A continuación, se muestra una tabla resumen del costo del sistema electrónico y de control el cual asciende a S/. 5 140.

Tabla 5.10. Resumen del costo del sistema electrónico y de control

Descripción	Precio Total (S/.)
Sistema electrónico y de control (elementos importados)	5 085
Sistema electrónico y de control (elementos no importados)	55,46
Total S/	5 140

5.2.3 Costo de diseño, pruebas y ensamblaje

El costo de diseño se calcula considerando todo el trabajo realizado en la formulación de esta tesis, proceso que tardó aproximadamente 1 370 horas, estando acorde al pago del mercado para un practicante profesional de la Pontificia Universidad Católica del Perú (S/.2 400 al mes), se considera un pago de S/.15 por hora de trabajo invertida, lo cual resulta en un costo de diseño de S/.20 550. Además, se considera al apoyo brindado por los asesores al diseñador, costo que se aproxima en S/.3 500, por lo que, el costo de diseño total es de S/.24 050.

El costo del ensamblaje se calcula considerando un tiempo de ensamblaje de 30 horas/hombre a un costo de S/. 20 por hora, lo que resulta en un total de S/. 600. Adicionalmente, se deben probar y calibrar algunos componentes como el sensor inercial, y se deben realizar pruebas que corroboren el correcto funcionamiento en

conjunto de todos los componentes de la prótesis, proceso cuyo costo se estima en S/.200.

5.2.4 Costos logísticos

Los costos logísticos conciernen al gasto en transporte de personas y materiales entre el local del proveedor, el taller de manufactura y el lugar de ensamblaje. En ese sentido, un vehículo deberá ser rentado durante aproximadamente 4 días, cuyo precio en promedio es de S/.45 por día, lo que resulta en un total de S/. 180. Se añaden S/. 160 por el costo de combustible, por lo tanto, el costo logístico total asciende a S/. 340.

5.2.5 Costo total de producción de la prótesis y costo de diseño

Finalmente, el costo de diseño debe ser separado del costo total de producción, ya que, con dicho costo es posible fabricar más de una prótesis. Además, se agrega un 7% del costo de producción total para cubrir los imprevistos, como, por ejemplo, que no se hallen los componentes buscados y que se deban comprar otros similares de mayor precio. Considerando esto, se suman todos los costos calculados anteriormente, exceptuando al costo de diseño, y se obtiene el costo total de producción de la prótesis el cual asciende a S/. 12 486, mostrado en la Tabla 5.11.

Tabla 5.11. Estimación del costo total de producción de la prótesis

Descripción	Precio Total (S/.)
Sistema mecánico	5 389
Ensamblaje	600
Calibración y pruebas	200
Sistema electrónico y de control	5 140
Costos logísticos	340
Total preliminar (sin imprevistos)	11 669
Total (con imprevistos)	12 486
Costo de diseño	24 050

OBSERVACIONES

1. Se superó el peso de 3,3kg deseado para la prótesis, tanto por el peso de las planchas y guías de acero como por el peso de los motores y los soportes de los componentes mecánicos y electrónicos, por lo tanto, se puede explorar el uso de un mecanismo pasivo que pueda entregar torque adicional para disminuir la fuerza que tiene que entregar el ASE y así poder disminuir los requerimientos y tamaño de todos los elementos que componen al ASE, es decir, disminuir la potencia y torque que deben entregar el motor, el reductor, el husillo y los resortes, para así, al disminuir los esfuerzos que resiste el mecanismo, disminuir también la altura, ancho y espesor de los componentes que rodean al ASE. Además, este mecanismo tendría que engancharse (trabarse) a alguna parte fija del mecanismo para almacenar y liberar energía cuando se da el empuje y desengancharse de esta parte en los instantes del ciclo de marcha en las que su almacenamiento de energía sea innecesario o cuando su accionamiento evite el correcto posicionamiento del pie durante la oscilación. De esta forma, este nuevo mecanismo consumiría una cantidad de energía despreciable comparada con la energía consumida por el ASE, y al proporcionar una parte del torque que debía proporcionar el ASE, estaría disminuyendo la energía entregada por este y así se conseguiría aumentar el tiempo de uso del mecanismo por cada recarga de la batería.
2. Es importante mencionar que la forma más adecuada de mejorar todas las características de la prótesis es disminuir la fuerza que el ASE debe entregar ya que esto disminuiría la potencia requerida por los motores de los ASE, la cual, a pesar de que no puede afectar al correcto funcionamiento del mecanismo, si está relacionada a la selección de los motores ya que su selección se hace de acuerdo a la potencia requerida. Si la potencia requerida fuese menor, se podrían seleccionar motores menos caros, grandes y pesados y se podría reducir la energía consumida en el funcionamiento de la prótesis. Se intentó disminuir la potencia reduciendo la velocidad, pero debido al límite de aceleración del husillo, no se pudo reducir la velocidad del mecanismo (se comprobó que, al disminuir la velocidad, la aceleración aumentaba), por lo cual

no se pudo disminuir la potencia y se tuvieron que seleccionar motores más potentes que puedan entregar la potencia requerida. Una segunda opción para disminuir el peso del mecanismo podría ser seleccionar un husillo de bolas de alta velocidad y aceleración para así no tener la limitación de aceleración que el husillo seleccionado presenta, de forma tal que se pueda utilizar el resorte con la constante óptima encontrada y así trabajar con la menor potencia requerida para el funcionamiento del mecanismo, la cual fue de 50W. Cabe mencionar que los husillos de alta velocidad encontrados son más grandes y pesados que los de baja velocidad, por lo cual, se decidió escoger un husillo más pequeño para evitar que el peso genere más gasto metabólico por parte del usuario.

3. Entre los elementos que más aumentan al costo total de producción del mecanismo se encuentran los motores seleccionados, los cuales representan un 34% de dicho costo, sin embargo, estos motores pertenecen a una de las mejores empresas manufactureras de motores, cuya marca ha sido seleccionada para más de 2 de las prótesis del estado del arte presentado en esta tesis.
4. Se recomienda realizar un prototipo de la prótesis para verificar si esta puede emular correctamente a una pierna sana, evaluando al funcionamiento en conjunto de todas las partes diseñadas y comerciales que la componen, para así demostrar experimentalmente que los cálculos realizados son correctos y encontrar otros aspectos de la prótesis que puedan ser mejorados.
5. Se definieron las funciones de transferencia del controlador de posición y del controlador de fuerza con la intención de diseñar a estos controladores en trabajos futuros. Se realizaría lo mismo para el controlador de impedancia. Además, se realizaron simplificaciones para estimar algunos de los parámetros del modelo del sistema, sin embargo, se requiere de experimentación y mediciones sobre un prototipo de la prótesis para obtener una estimación más precisa, y que las ganancias de los controladores sean determinadas correctamente.

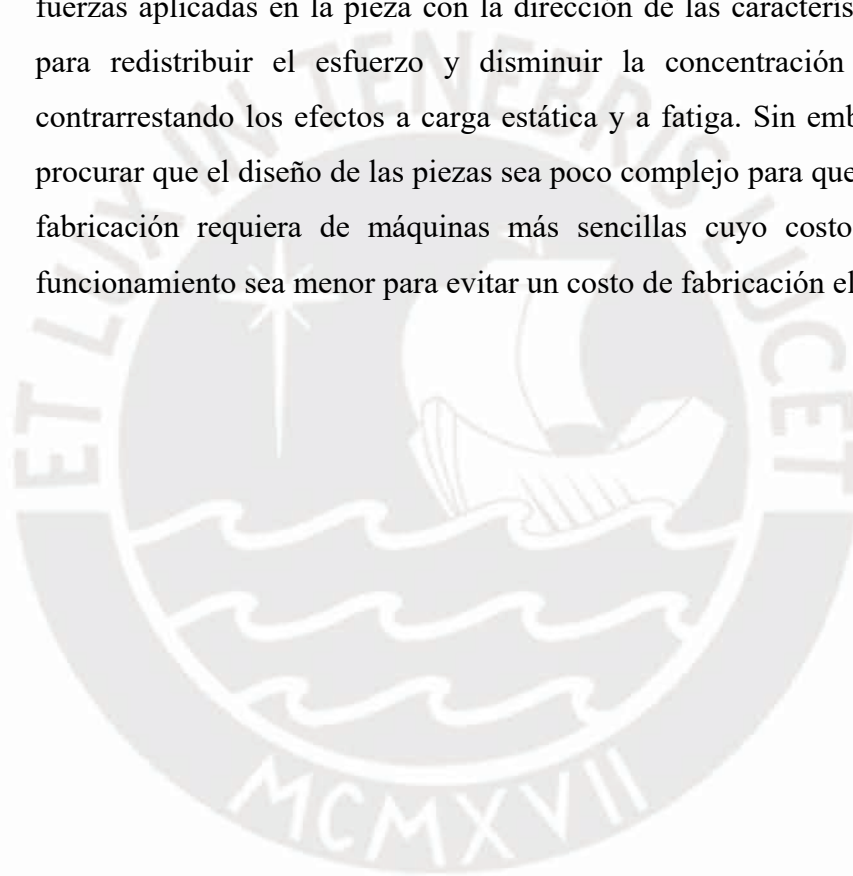
6. No se incluye el diseño de una carcasa, que sirva para cubrir al mecanismo o para evitar que el usuario entre en contacto con alguno de los elementos de su interior, debido a limitaciones en el tiempo destinado para este trabajo. Sin embargo, este es un aspecto importante para la seguridad del usuario ya que este no debe entrar en contacto con elementos que podrían estar moviéndose a muy alta velocidad como el husillo o las tuercas de este, y debe evitarse la posibilidad de que algún objeto se atasque con alguna parte del sistema de transmisión ocasionando una falla del sistema. Tampoco se incluye una alarma ni un indicador de batería en el diseño, sin embargo, estos componentes permitirían al usuario conocer cuánto tiempo más podrá seguir usando su prótesis antes de que esta deje de funcionar por agotamiento de la batería.
7. Se seleccionó un sensor de ultrasonido para el concepto de solución óptimo, sin embargo, debido a que no se encontró un sensor que pueda medir el desplazamiento de las tuercas lo suficientemente rápido, se optó por utilizar un potenciómetro deslizante con el cual se podría medir este desplazamiento lo suficientemente rápido, pero cuya desventaja es que su duración es 100 000 ciclos, lo que implica que sería necesario cambiar los potenciómetros antes de que el usuario haya recorrido aproximadamente 90 kilómetros. Por otro lado, como el uso de potenciómetros para medir desplazamiento en prótesis también es tomado en cuenta en otros diseños (sección 1.3.2.b), es muy probable que existan potenciómetros de mejor calidad que el encontrado, los cuales podrían durar mucho más tiempo en el diseño propuesto.
8. Debido a que la prótesis tiene una altura de 40 cm esta no podría ser utilizada por personas con baja estatura o con una amputación transtibial distal.
9. Finalmente, debido a que el FS de la planta del pie es de 1,4, sería necesario realizar modificaciones a esta pieza para aumentar su FS y que pueda ser utilizada por una persona con amputación transtibial. Es posible, por ejemplo, variar la densidad de relleno de la impresión 3D, modificar la forma o al material o reforzar con otros materiales como fibras de Kevlar. Además, sería recomendable realizar análisis de fatiga, para obtener una duración aproximada de esta pieza y por ende su frecuencia de reemplazo.

CONCLUSIONES

1. Utilizando la metodología de diseño mecatrónico VDI 2206 se pudo diseñar una prótesis robótica transtibial de 2 grados de libertad para personas con amputación transtibial proximal.
2. El costo total de producción de la prótesis asciende a S/. 12 486. Este precio se encuentra muy por debajo del precio de las prótesis robóticas del mercado internacional, el cual asciende mínimo a S/. 60 000.
3. Los análisis por elementos finitos muestran que todos los componentes, a excepción de la planta del pie protésico, son suficientemente resistentes y rígidos como para permitir el buen funcionamiento de la prótesis. Por lo tanto, es posible modificar a los componentes para disminuir la altura de la prótesis. Sin embargo, es importante considerar que la variación del tamaño u forma de una pieza puede afectar a la magnitud de las fuerzas que actúan tanto sobre ella como sobre las piezas adyacentes a esta. Por ende, la modificación de una pieza puede requerir la modificación de otra.
4. El pie protésico del mecanismo tiene una forma antropomórfica, lo cual permitirá a los pacientes utilizar zapatos o zapatillas, por lo cual la suela de plástico ABS y la placa que la une a la unión universal diseñada, estarán protegidas contra diferentes tipos de suelo.
5. Utilizando el software Autodesk Inventor se comprobó que el mecanismo diseñado puede rotar correctamente en 19° de dorsiflexión, 20° de flexión plantar, 25° de inversión y 10° de eversión sin generar un choque entre sus piezas. Además, el mecanismo permitiría al usuario caminar en un plano horizontal o en un plano con una inclinación máxima de 25° en inversión (Anexo C.2). Gracias a esto, los usuarios podrían caminar en terreno inclinado, hacer giros corporales más pronunciados y tener una buena estabilidad disminuyendo el riesgo de caída y el gasto de energía metabólica por intentar mantener el equilibrio lateral.

6. Debido a que no se cumplió con el requerimiento del peso, una persona que utilice la prótesis gastaría energía metabólica adicional para elevar la prótesis durante la sub-fase de oscilación. En consecuencia, dicha energía se obtendría de la energía metabólica ahorrada gracias al empuje brindado por la prótesis.

7. Se concluyó que es posible elevar el FS de las piezas diseñadas con tan solo darles la forma adecuada o añadiéndoles características como nervaduras estructurales, redondeos y chaflanes, haciendo corresponder la dirección de las fuerzas aplicadas en la pieza con la dirección de las características añadidas para redistribuir el esfuerzo y disminuir la concentración de esfuerzos contrarrestando los efectos a carga estática y a fatiga. Sin embargo, se debe procurar que el diseño de las piezas sea poco complejo para que el proceso de fabricación requiera de máquinas más sencillas cuyo costo por hora de funcionamiento sea menor para evitar un costo de fabricación elevado.



BIBLIOGRAFÍA

- [Au, 2008] Au, S. K., & Herr, H. M. (2008). Powered ankle-foot prosthesis: The importance of Series and Parallel Motor Elasticity. *IEEE Robotics and Automation Magazine*, 15(3), 52–59.
- [Bellman, 2008] Bellman, R., Holgate, M. & Sugar, T. (2008). SPARKY 3: Design of an active robotic ankle prosthesis with two actuated degrees of freedom using regenerative kinetics. *IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*. (2a:2008) BioRob 2008, 511–516.
- [Brockett, 2016] Brockett, C., & Chapman, G. (2016). Biomechanics of the ankle. *Orthopaedics and Trauma*, 30(3), 232–238.
- [Buldt, 2018] Buldt, A., Forghany, S., Landorf, K., Murley, G., Levinger, P., & Menz, H. (2018). Centre of pressure characteristics in normal, planus and cavus feet. *Journal of foot and ankle research*. BioMed Central. 1–9.
- [Caputo, 2014] Caputo, J. M., & Collins, S. H. (2014). Prosthetic ankle push-off work reduces metabolic rate but not collision work in non-amputee walking. *Scientific Reports*, 4, 1–9.
- [Chung, 2012] Chung, M., & Wang, M. (2012). Gender and walking speed effects on plantar pressure distribution for adults aged 20 – 60 years. *Ergonomics*, 55(2), 194–200.
- [Clites, 2018] Clites, T., Carty, M., Ullauri, J., Carney, M., Mooney, L., Duval, J., Srinivasan, S. & Herr, H. (2018). Proprioception from a neurally controlled lower-extremity prosthesis. *Science Translational Medicine*, 10(443).
- [Collins, 2015] Collins, S. H., Kim, M., Chen, T., & Chen, T. (2015). An ankle-foot prosthesis emulator with control of plantarflexion and inversion-eversion torque. *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, 1210–1216.
- [Dobson, 2019] Dobson, A., Wei, G., & Ren, L. (2019). Biologically Inspired Design and Development of a Variable Stiffness Powered Ankle-foot Prosthesis. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 11(4).
- [Eilenberg, 2010] Eilenberg, M. Geyer, H., & Herr, H. (2010). Control of a powered ankle-foot prosthesis based on a neuromuscular model. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 18(2), 164–173.
- [Ficanha, 2016] Ficanha, E., Ribeiro, G., Dallali, H., & Rastgaar, M. (2016). Design and Preliminary Evaluation of a Two DOFs Cable-Driven Ankle-Foot Prosthesis with Active Dorsiflexion-Plantarflexion and Inversion-Eversion. *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*, 4(36).

- [Ficanha, 2016] Ficanha, E., Rastgaar, M., & Kaufman, K. (2016). Cable-Driven Two Degrees-of-Freedom. *Journal of Medical Devices*, 10(3).
- [Glaister, 2007] Glaister, B. C., Bernatz, G. C., Klute, G. K., & Orendurff, M. S. (2007). Video task analysis of turning during activities of daily living. *Gait & Posture*, 25, 289–294.
- [Harries, 2015] Harries, R., & Harding, K. (2015). Management of Diabetic Foot Ulcers. *Current Geriatrics Reports*, 4(3), 265–276.
- [Heremans, 2019] Heremans F. (2019) *Design and evaluation of a lightweight, low-cost and energy efficient active ankle prosthesis* (Tesis de doctorado en ciencias de ingeniería y tecnología). Université Catholique de Louvain, Louvain-la-Neuve, Bélgica.
- [Herr, 2012] Herr, H., & Grabowski, A. (2012). Bionic ankle-foot prosthesis normalizes walking gait for persons with leg amputation. *Proceedings of the Royal Society B: Biological Sciences*, 279(1728), 457–464.
- [Herr, 2013] Herr, H., Weber, J., Au, K., Deffenbaugh, W., Harris, L., Hofmann, A., & Aisen, B. (2013). Powered Ankle-foot Prosthesis. (12) Publicación de solicitud de patente (10) Pub. No.: US 2002/0187020 A1.
- [Hollander, 2016] Hollander, K., & Sugar, T. G. (2016). An Efficient Robotic Tendon for Gait Assistance. *Journal of biomechanical engineering*, 128(5), 788–791.
- [IDF, 2017] International Diabetes Federation. (2017). IDF Worldwide Diabetes Atlas 2017.
- [INEI, 2016] Instituto Nacional de Estadística e Informática. (2016). Perú Enfermedades No Transmisibles y Transmisibles.
- [Kim, 2017] Kim, M., & Collins, S. H. (2017). Step-to-step ankle inversion/eversion torque modulation can reduce effort associated with balance. *Frontiers in Neurorobotics*, 11:62, 1–11.
- [Kim, 2018] Kim, M., Chen, T., Chen, T., & Collins, S. H. (2018). An ankle-foot prosthesis emulator with control of plantarflexion and inversion-eversion torque. *IEEE Transactions on Robotics*, 34(5), 1183–1194.
- [Kuo, 2005] Kuo, A., Donelan, J., & Ruina, A. (2005). Energetic consequences of walking like an inverted pendulum: step-to-step transitions. *Exercise and Sport Sciences Reviews*, 33(2), 88–97.
- [Mackinnon, 1993] Mackinnon, C., & Winter, D. (1993). Control of whole body balance in the frontal plane during human walking. *Journal of Biomechanics* 26(6), 633–644.
- [Madusanka, 2014] Madusanka, D., Wijayasingha, L., Sanjeevan, K., Ahamed, M., Edirisooriya, J., & Gopura, R. (2014). A 3DOF transtibial robotic prosthetic limb. *2014 7th International Conference on*

Information and Automation for Sustainability: “Sharpening the Future with Sustainable Technology”.

- [Mariani, 2012] Mariani, B., Rochat, S., Büla, C., & Aminian, K. (2012). Heal and Toe Clearance Estimation for Gait Analysis Using Wireless Inertial Sensors, *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 59(11), 3162–3168.
- [Medina, 2017] Medina B. (2017) *Diseño Mecánico de una Prótesis activa Transfemorales* (Tesis de maestría en Ingeniería Mecatrónica). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- [Norton, 2009] Norton, R. (2009). *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*. (4ª ed.) USA: Prentice Hall.
- [Pratt, 1995] Pratt, G., & Williamson, M. (1995). Series Elastic Actuators. *Massachusetts Institute of Technology A.I. Technical Report*.
- [Rad, 2017] Rad, N., Yousefi-Koma, A., Tajdari, F., & Ayati, M. (2017). Design of a novel three degrees of freedom ankle prosthesis inspired by human anatomy. *RSI International Conference on Robotics and Mechatronics (4a: 2016: Tehran)*. IEEE, 428–432.
- [Rastgaar, 2017] Rastgaar, M., Ficanha, E., & Kaufman, K. (2017). System For Powered Ankle - Foot Prosthesis With Active Control Of Dorsiflexion - Plantarflexion And Inversion - Eversion. Publicación de solicitud de patente (10) Pub. No.: US 2015 / 0265425 A1.
- [Rosenblatt, 2015] Rosenblatt, N., Bauer, A., Rotter, D., & Grabiner, M. (2015). Active dorsiflexing prostheses may reduce trip-related fall risk in people with transtibial amputation. *Journal of Rehabilitation Research and Development*, 51(8), 1229–1242.
- [Rouse, 2015] Rouse, E., Villagaray-Carski, N., Emerson, R., & Herr, H. (2015). Design and testing of a bionic dancing prosthesis. *PLoS ONE*, 10(8), 1–6.
- [Schimmels, 2016] Schimmels, J., & Huang, S. (2016). Design Of A 2 Dof Prosthetic Ankle Using Coupled Compliance To Increase Ankle Torque. *American Society of Mechanical Engineers*, 1–8.
- [SKF, 2013] SKF (2013). Husillos de bolas laminados de precisión.
- [Song, 2017] Song, P., Yu, Y., & Zhang, X. (2017). Impedance Control of Robots: An Overview, *2017 2nd International Conference on Cybernetics, Robotics and Control (CRC)*, Chengdu, 51–55.
- [Vaughan, 1992] Vaughan, C., Davis, B., & O’connor, J. (1992). *Dynamics of Human Gait* (2ª ed.). South Africa: Kiboho Publishers.
- [Waldman, 2010] Waldman, S. (2010). *Atlas Diagnóstico Del Dolor*. Anatomía funcional del tobillo y el pie, 360–361.

- [Wiggin, 2010] Wiggin, B., Collins, S., & Sawicki, G. (2010). A passive-elastic ankle exoskeleton using controlled energy storage and release. *American Society of Biomechanics*.
- [Winter, 2009] Winter, D. (2009). *Biomechanics And Motor Control Of Human Movement*. (4^a ed.). Canada: JhonWiley & Sons.
- [Woo, 2014] Woo, H., Song, S., Jeon, D., & Kong, K. (2014). Design of a compact hydraulic actuation mechanism for active ankle-foot prostheses. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM*, 275–278.
- [WHO, 2017] World Health Organization (2017). Normas de ortoprotésica de la OMS. Parte 1. Normas.
- [Zeng, 2013] Zeng, Y.(2013). Design And Testing Of A Passive Prosthetic Ankle With Mechanical Performance Similar To That Of A Natural Ankle (Tesis de maestría). Marquette University, Wisconsin.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PUCP

**ANEXOS: DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE
LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL**
Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecatrónico

AUTOR:

Carlos Antonio Salazar Briceño

ASESORA:

Victoria Elizabeth Abarca Pino

CO-ASESOR:

Jhon Manuel Portella Delgado

Lima, Septiembre, 2021

ANEXOS

- I. Anexo A: Antecedentes y estado del arte
- II. Anexo B: Diseño conceptual
- III. Anexo C: Cálculos
- IV. Anexo D: Sistema electrónico y de control
- V. Anexo E: Cotizaciones de componentes del mecanismo
- VI. Anexo F: Planos mecánicos y electrónicos



ANEXO A

ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En este apartado se complementa la información acerca de la antropometría del ser humano, las fuerzas de reacción durante la sub-fase de colisión y el funcionamiento de los sistemas de control de algunas de las investigaciones citadas en el capítulo 1.

A.1 Antropometría

En la Figura A.1, se muestra el esquema de Winter en el que se expresan las medidas antropométricas de todo el cuerpo humano en función de la altura.

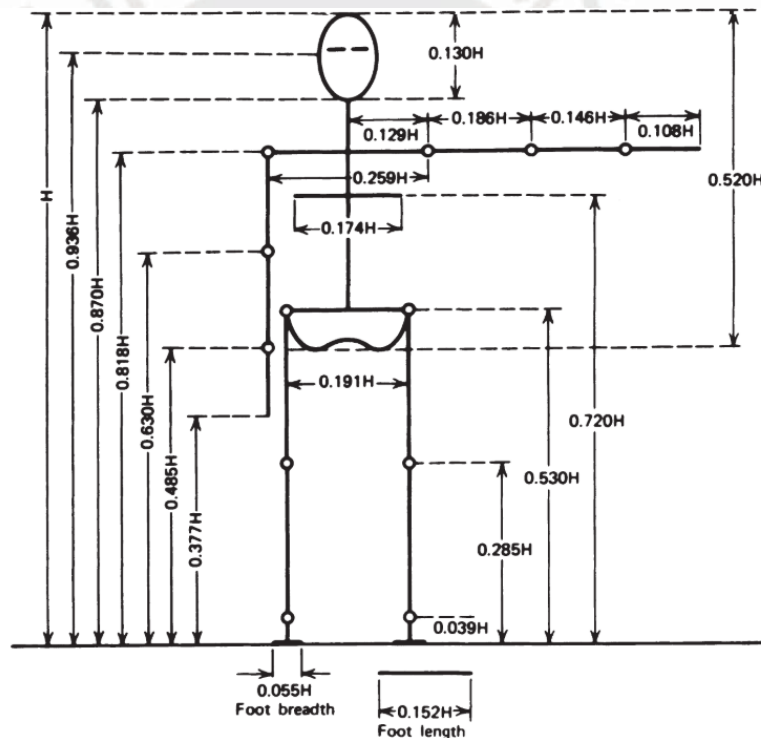


Figura A.1: Medidas de los segmentos del cuerpo humano expresadas como fracciones de la altura total [Winter, 2009].

A.2 Fuerzas de reacción durante la sub-fase de colisión

Para un hombre de 64,9 kg de masa, 0,43 m de altura poplíteo y 0,26 m de largo de pie, con un sistema de referencia mostrado en la Figura A.2, se muestran en la Figura A.3: los valores de las fuerzas F_x , F_y y F_z y el torque T_z con respecto al eje Z en las coordenadas de posición DX y DY de las fuerzas de reacción resultantes que actúan sobre el pie derecho e izquierdo justo antes de la sub-fase de colisión (golpe de talón)

0,02 segundos antes de la colisión, durante esta y 0,02 segundos después de esta [Vaughan, 1992].

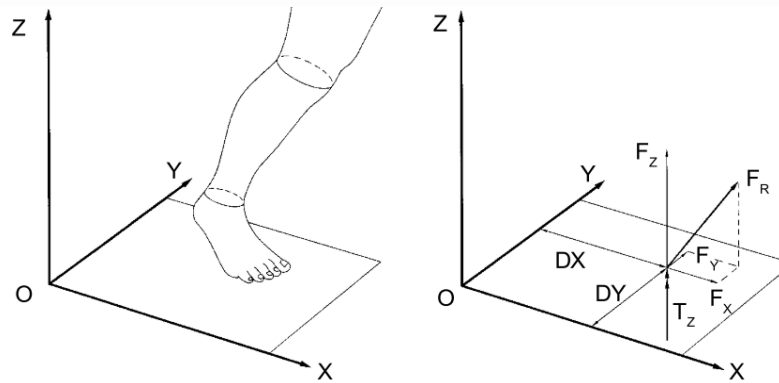


Figura A.2: Sistema de referencia para la medición de las fuerzas [Vaughan, 1992].

Time = 0.68 s						
Number	$F_x(N)$	$F_y(N)$	$F_z(N)$	$DX(m)$	$DY(m)$	$T_z(Nm)$
Plate 1	108	-1	645	0.196	0.204	2.774
Plate 2	0	0	0	0.000	0.000	0.000
Time = 0.70 s						
Number	$F_x(N)$	$F_y(N)$	$F_z(N)$	$DX(m)$	$DY(m)$	$T_z(Nm)$
Plate 1	117	-4	617	0.198	0.205	2.546
Plate 2	-15	30	271	0.672	0.272	0.609
Time = 0.72 s						
Number	$F_x(N)$	$F_y(N)$	$F_z(N)$	$DX(m)$	$DY(m)$	$T_z(Nm)$
Plate 1	120	-2	538	0.199	0.206	1.417
Plate 2	-79	30	352	0.677	0.274	0.159

Figura A.3: Información tridimensional de las plataformas de fuerza en contacto con los dedos del pie derecho (plate 1) y el talón del pie izquierdo (plate 2) entre 0,68 y 0,72s [Vaughan, 1992].

A.3 Sistemas de control en prótesis transtibiales

Los sistemas de control de las prótesis transtibiales son cada vez más complejos y precisos, incluyendo sensores como los usados en sistemas de adquisición electromiográfico. Con estos sistemas se puede controlar parámetros importantes para un adecuado ciclo de marcha, como son el torque, la posición, la fricción y la impedancia. A continuación, se muestran 4 estrategias de control para prótesis robóticas transtibiales y una estrategia de control para un emulador de estas prótesis.

A.3.1 Máquina de estado finito, controlador de impedancia, controlador de torque y controlador de posición

Como se mencionó en los antecedentes, el ciclo de marcha humano consta de fases y sub-fases y es necesario que la prótesis tenga un comportamiento pertinente en cada sub-fase, por lo cual, para la prótesis de la patente mencionada en la sección 1.3.2 se utilizó una máquina de estado finito que puede realizar cambios en el control del sistema de acuerdo a estas sub-fases. Se identifica cada sub-fase gracias al uso de los sensores de fuerza ubicados en la planta del pie y al codificador que mide el ángulo del tobillo, y de acuerdo a esta sub-fase se activa uno de los 3 servo controladores, ya sea el de torque, impedancia o posición. Adicionalmente, se utilizó un amplificador de potencia que recibe una señal de voltaje y entrega una corriente hacia el motor de acuerdo a la ganancia K_a . La arquitectura de control que forman los componentes mencionados se muestra en la Figura A.4 [Herr, 2013].

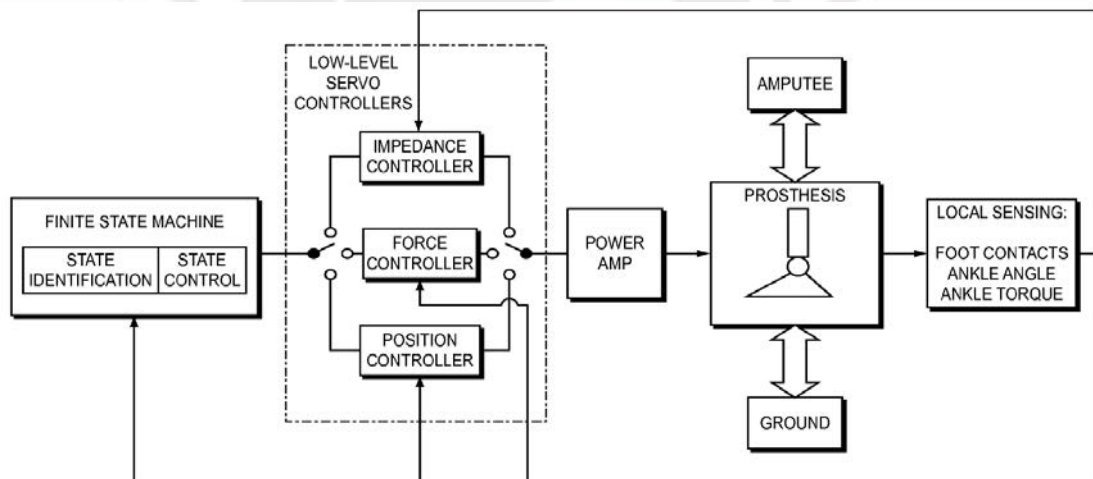


Figura A.4: Arquitectura de control total de la prótesis [Herr, 2013].

Un controlador proporcional derivativo (PD) mostrado en la Figura A.5 fue diseñado para controlar el torque de salida del SEA y para facilitar la modulación de la rigidez utilizando una realimentación de fuerza correspondiente a la compresión de los resortes de deflexión. Se aplicó un filtro simple de polo dominante $s+pp$ ya que la señal de fuerza tiene mucho ruido y debe ser filtrada antes de que pueda ser tomado un derivativo. El amplificador de ganancia K_a recibe del controlador el voltaje V_M para crear una fuerza en la masa del motor de acuerdo a la corriente i_m [Herr, 2013].

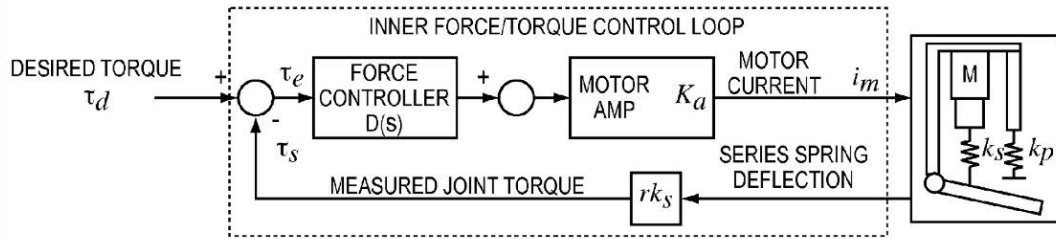


Figura A.5: Controlador de fuerza [Herr, 2013].

Esta prótesis utiliza un controlador proporcional integral (PI) (Figura A.6) para modular la impedancia de salida del actuador serial elástico (ASE), es decir, la rigidez de la articulación. Este controlador consta de 3 componentes principales: (1) Lazo de realimentación de la posición exterior, (2) lazo controlador de la fuerza interna y (3) compensación de retroalimentación de fricción. El controlador de impedancia de lazo exterior fue basado en la estructura de un controlador de impedancia simple. La idea de usar este controlador es utilizar la realimentación de movimiento de la articulación del tobillo para incrementar la impedancia de la articulación. Debido a la impedancia intrínseca del mecanismo (por ejemplo, fricción e inercia), la impedancia de salida actual consiste en la salida deseada debido al controlador más la salida deseada debido al mecanismo. Por esta razón, el controlador de fuerza fue incorporado al controlador de impedancia para reducir el efecto de la impedancia intrínseca [Herr, 2013].

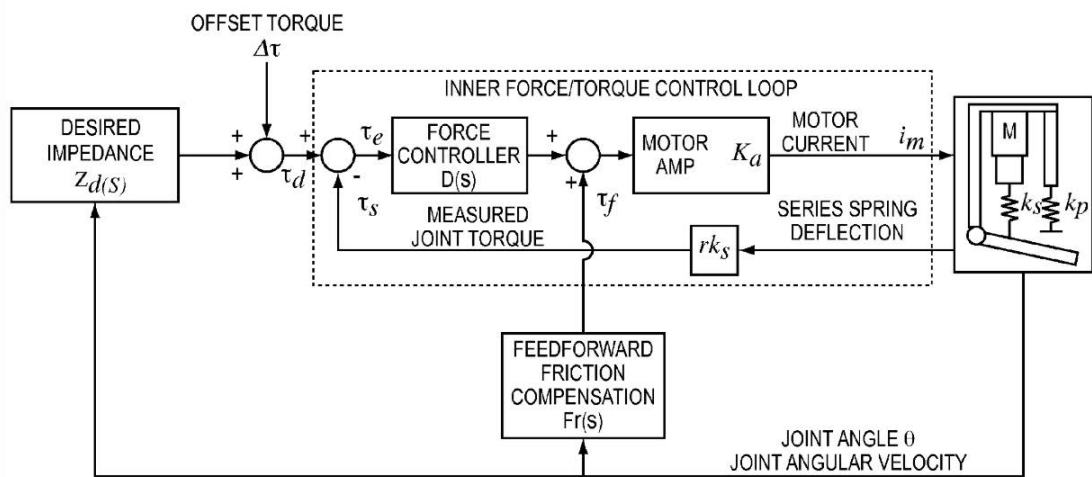


Figura A.6: Controlador de impedancia [Herr, 2013].

En la Figura A.7 se observa el controlador de posición PD usado para mantener el equilibrio de la prótesis durante la fase de oscilación. Este controlador es muy similar

al controlador de fuerza, con la diferencia de que su referencia es la posición angular de la prótesis.

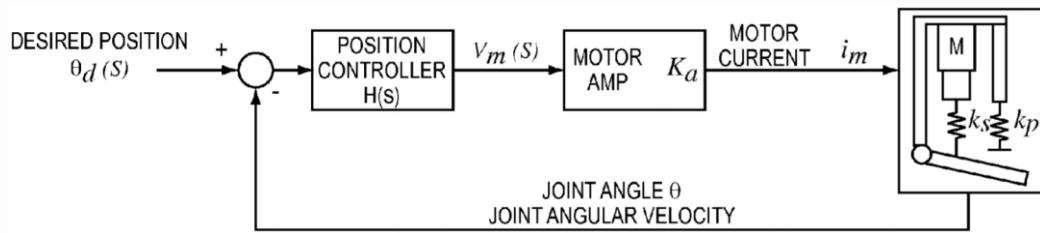


Figura A.7: Controlador de posición [Herr, 2013].

A.3.2 Control con máquina de estado finito

La prótesis de la sección 1.3.3i es controlada utilizando un Arduino Uno, que opera como un controlador de estado finito programado en lenguaje C, el cual recibe información de los sensores de la planta del pie para determinar los eventos y fases del ciclo de marcha ocurridos y en proceso. El controlador utiliza al sensor del talón para saber si el talón está en contacto con el suelo (TRUE) o no (FALSE) y utiliza al sensor del dedo de la misma forma. Esto le permite tener 4 combinaciones de los estados de estos sensores, cada una de las cuales corresponde a los eventos de golpe de talón (HS), pie plano (FF), separación del talón (HO) y separación del dedo (TO), los cuales son los eventos previos a las fases de flexión plantar controlada (CP), dorsiflexión controlada (CD), flexión plantar potenciada (PP) y oscilación (SW) respectivamente. Reconociendo al evento previo puede saber en qué sub-fase del ciclo de marcha se encuentra (Figura A.8) [Dobson, 2019].

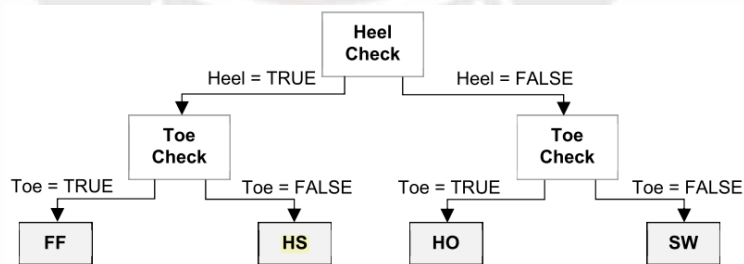


Figura A.8: Eventos del ciclo de marcha utilizando los sensores del talón y el dedo [Dobson, 2019]

A.3.3 Control feedforward con compensadores guía y de fricción

El control de la prótesis de la sección 1.3.1 es realizado por dos microcontroladores DSP de 16 bits (Microchip Technology Incorporated dsPIC33FJ128MC706), uno para controlar todo el sistema y otro para el motor [Eilenberg, 2010].

El diagrama de bloques del sistema de control de esta prótesis se muestra en la Figura A.9 donde el ángulo Θ_m y la velocidad angular del tobillo $\dot{\Theta}_m$ son medidas para producir un torque τ_d desde el modelo neuromuscular y un torque τ_p del modelo de resorte paralelo. Al torque τ_d se le resta el torque del resorte paralelo (τ_p) para obtener el torque $\tau_{d,SEA}$, al cual después de ser multiplicado por una ganancia feedforward K_{ff} se le resta el torque deseado (τ_{SEA}) con lo cual ingresa al compensador guía que entrega un toque al que se le suma el torque del compensador de fricción (τ_f) para ser multiplicado por un bloque integrador e ingresar al controlador del motor para obtener el torque τ_{SEA} [Eilenberg, 2010].

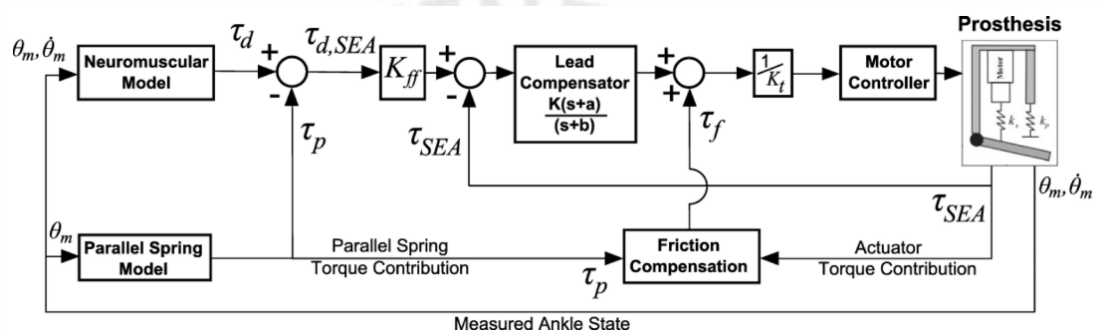


Figura A.9: Diagrama de bloques del sistema de control [EILENBERG, 2010].

A.3.4 Controladores de posición y controladores de impedancia

La prótesis de la sección 1.3.3iii utilizó controladores de posición PD para monitorear los movimientos en los planos frontal y sagital (Figura A.10). Las entradas de los controladores PD son ángulos pre-grabados acerca del movimiento del tobillo humano en los planos sagital y frontal a los cuales se les resta una retroalimentación de posición angular. Luego, ambas señales pasan a través de un bloque de procesamiento de datos (DAQ) que permite controlar el ángulo de la prótesis.

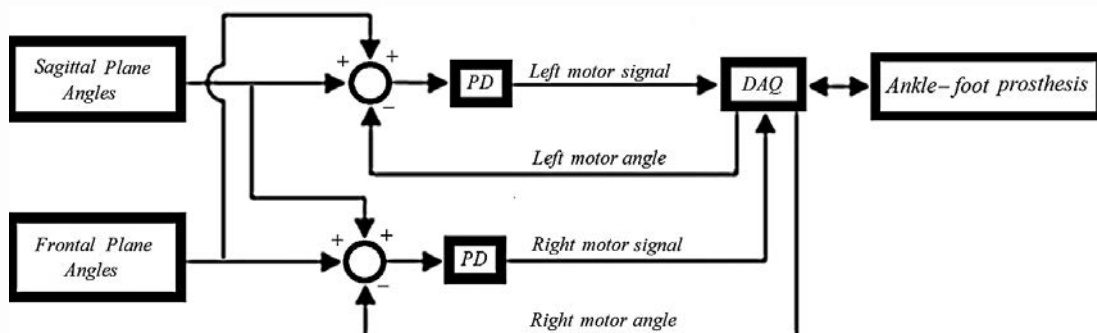


Figura A.10: Controladores de posición PD [FICANHA, 2016].

Cada persona con amputación tiene requerimientos de programación y sintonización diferentes que se ajustan a sus necesidades, por lo cual, es relevante el uso de diferentes tipos de controladores como por ejemplo un controlador de impedancia (CI). Como se puede observar en la Figura A.11, en este caso se usaron dos CI que compensan la fricción proveniente de la transmisión midiendo la fricción en ambos extremos de esta para generar y modular los torques en la misma dirección que el torque externo permitiendo al mecanismo ser conducido en el sentido opuesto considerando una rigidez de articulación específica.

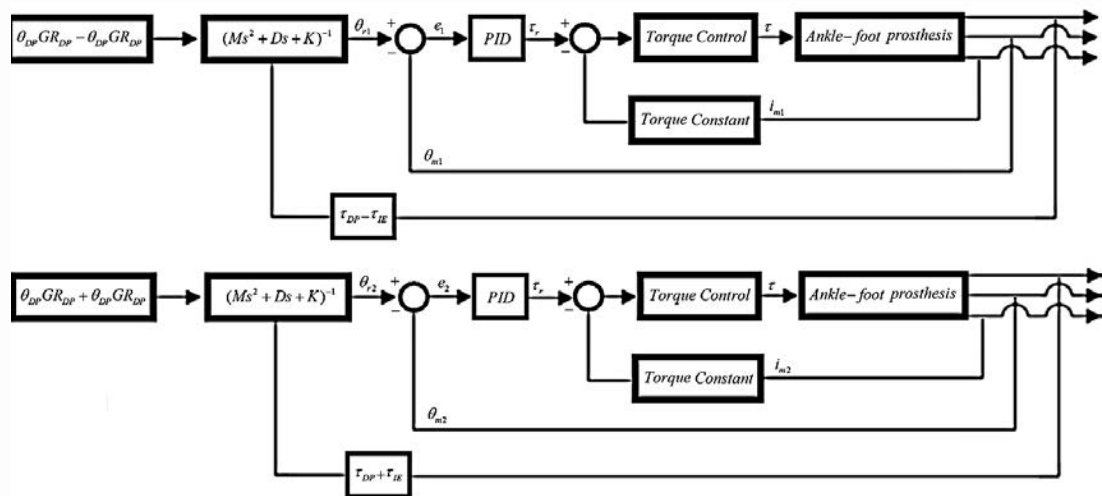


Figura A.11: Controladores de impedancia para los motores izquierdo (abajo) y derecho (arriba) [Ficanha, 2016].

Los medidores de deformación ubicados en el pie se usaron para obtener realimentación de fuerza en ambos grados de libertad. Los CI fueron implementados con una frecuencia de 1kHz en tiempo real y obtenían realimentación angular de los codificadores de cada motor y realimentación de torque de sensores de corriente en cada motor y de los medidores de deformación ubicados en el pie. Los CI incluían un controlador de posición PID con un tiempo de muestreo de 0,001 segundos y el torque del motor τ era controlado usando un controlador PI en los controladores de motor de la compañía suiza Maxon Motor[®] [Ficanha, 2016].

A.3.5 Controlador de torque para un emulador de prótesis robótica transtibial

Este emulador fue diseñado por investigadores de diversas universidades de Estados Unidos (Figura A.12a) y consta de un marco al cual se unen 2 dedos móviles (medio y lateral), un talón fijo, un pilón para unión al socket y dos agujeros por los cuales

pasan los cables Bowden que general el movimiento y torque en los dedos de la prótesis. Durante la fase de oscilación la prótesis es controlada mediante un controlador de posición y durante la fase de apoyo se utiliza un control de realimentación clásico con un término de aprendizaje iterativo adicional para controlar los torques de dorsiflexión/flexión plantar (DP) e inversión/eversión (IE). Durante las pruebas de caminata realizadas a una persona con amputación transtibial se configuraron tres niveles de torque constante de inversión-eversión a través de la prótesis, con lo cual el usuario utilizó cómodamente la prótesis presentando un error RMS máximo de 1,5 Nm en el torque de IE y 5,1 Nm en el torque de DP [Kim, 2018]. El controlador trabaja con un torque de IE pre-configurado y calcula el torque de flexión plantar (FP) a partir de una función lineal por partes dependiente del ángulo de FP con fases de dorsiflexión (DF) y FP separadas, donde para la DF y la FP se tienen trayectorias programadas dependiendo del trabajo de empuje (modo del emulador) que se desee que entregue el emulador (Figura A.12b) [Caputo, 2014].

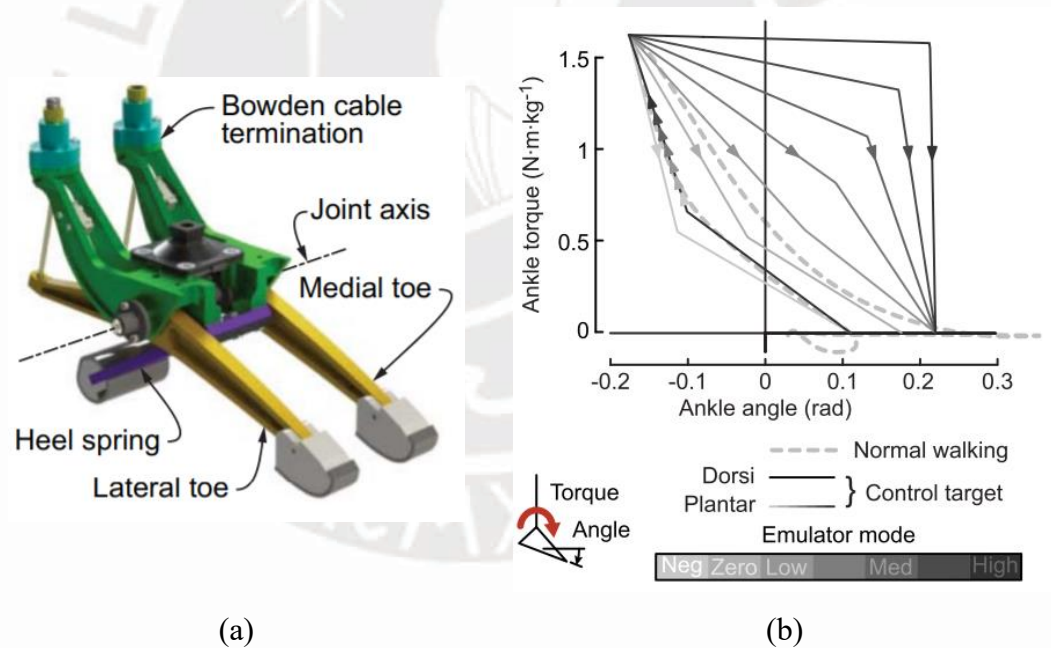


Figura A.12: a) Emulador de prótesis robótica transtibial [Kim, 2018]. b) Trayectorias programadas dependiendo del modo del emulador [Caputo, 2014].

Estos valores deseados de torque se introducen en el bloque Torque Conversion (Figura A.13A) donde se calcula el torque requerido en cada dedo a partir del torque de FP y el torque de IE deseados utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\tau_l = \frac{1}{2} \cdot \left(\tau_{pf} + \frac{2l}{w} \tau_{inv} \right) \quad (\text{A.1})$$

$$\tau_m = \frac{1}{2} \cdot \left(\tau_{pf} - \frac{2l}{w} \tau_{inv} \right) \quad (\text{A.2})$$

Donde:

l : Longitud del dedo

w : Ancho del pie

τ_l : Torque del dedo lateral

τ_m : Torque del dedo medio

τ_{pf} : Torque de flexión plantar (FP)

τ_{inv} : Torque de inversión (IE)

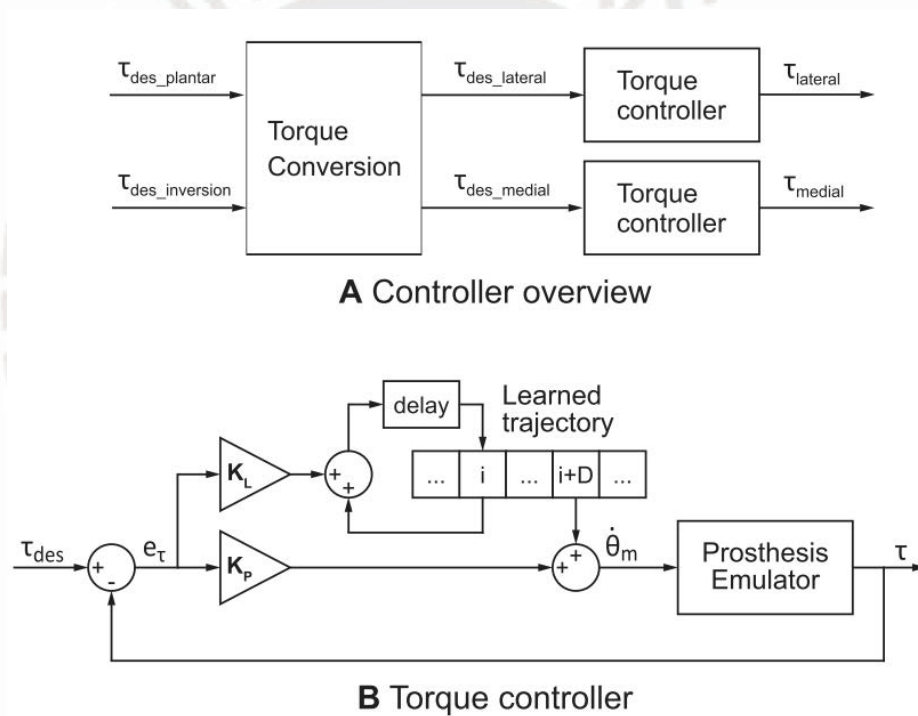


Figura A.13: A) Visión en conjunto del controlador. B) Controlador de torque [Kim, 2018].

Luego, el torque en cada dedo es obtenido independientemente mediante dos controladores de torque iguales (Figura A.13B) donde la velocidad $\dot{\theta}_m$ de los motores fue obtenida sumando la componente de control de realimentación a la que se le aplica la ganancia K_P con la componente de aprendizaje iterativo a la que se le aplica la ganancia K_L .

ANEXO B
DISEÑO CONCEPTUAL

En esta sección se presentan la lista de requerimientos y la caja negra.

B.1 Lista de Requerimientos

A continuación, se presenta un resumen de la lista de requerimientos.

Tabla B.1: Lista de requerimientos del diseño.

Exigencia (E)/ Deseo (D)	Descripción
E	Función Principal: <ul style="list-style-type: none"> • Emular el movimiento de dorsiflexión/flexión plantar (DP) e inversión/eversión (IE) del tobillo con un mecanismo de 2 grados de libertad para una prótesis robótica transtibial.
E	Geometría: <ul style="list-style-type: none"> • Altura ≤ 40 cm.
E	Cinemática: <ul style="list-style-type: none"> • Dorsiflexión: $0 \leq x \leq 19^\circ$ • Flexión plantar: $0 \leq x \leq 20^\circ$ • Inversión: $0 \leq x \leq 25^\circ$ • Eversión: $0 \leq x \leq 10^\circ$
E	Fuerzas: <ul style="list-style-type: none"> • Peso a resistir por el mecanismo: $x \geq 60$ kg. • Peso del mecanismo: $0 \leq x \leq 3,3$ kg
E	Energía: <ul style="list-style-type: none"> • Baterías recargables. • Apto para tomacorriente de 220V AC monofásica de 60 Hz.
E	Señales (información): <ul style="list-style-type: none"> ❖ Entrada: <ul style="list-style-type: none"> • Presión externa sobre la parte posterior y delantera del pie protésico ❖ Internas: <ul style="list-style-type: none"> • Accionamiento de sensores y actuadores • Ángulo de DP e IE del mecanismo
E	Control: <ul style="list-style-type: none"> • Hardware electrónico para controlar al mecanismo
E	Electrónica: <ul style="list-style-type: none"> • Componentes electrónicos digitales o analógicos para medición de presión y posición angular • Actuadores para el movimiento del mecanismo

E	<p>Seguridad:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Respaldo de las normas de ortoprotésica de la OMS. • Para el usuario: no se usarán materiales tóxicos. • Para el usuario: el mecanismo no tendrá bordes afilados. • Para el usuario: posición de seguridad durante la fase de oscilación. • Para el medio ambiente: se evitará el uso de materiales emisores de gases de efecto invernadero.
E	<p>Ergonomía:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Uso de la norma ISO-22523-2006: "External limb prostheses and external orthoses - Requirements and test methods."
E	<p>Fabricación:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Fabricación con materiales disponibles en el Perú $\geq 50\%$
E	<p>Montaje:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Montaje sencillo mediante sub-ensambles.
E	<p>Uso:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Usable por personas de altura aproximada de 1,75 m y 56,7 kg de peso. • No será a prueba de agua. • No se garantiza su buen funcionamiento a temperaturas del rango 0 a 70°C.
E	<p>Mantenimiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Frecuencia de reemplazo de piezas ≥ 1 mes • Frecuencia de limpieza ≥ 30 días • Rendimiento de la batería ≥ 7 km a 1,4 m/s
E	<p>Costos:</p> <p>Precio comercial $\leq 60\,000$ soles.</p>
E	<p>Reciclaje:</p> <p>Componentes o materiales provenientes de re-uso o reciclaje $\leq 10\%$</p>
E	<p>Materiales:</p> <p>Materiales de calidad mediana o alta $\geq 50\%$</p>

B.2 Caja negra

En este apartado se presenta la descripción de los parámetros considerados en la representación de la caja negra.

Tabla B.2: Entradas y salidas de la caja negra.

	Entradas	Salidas
Señales	<ul style="list-style-type: none">● Señal de encendido: habilita el uso del sistema.● Fuerzas producidas por el muñón: fuerzas externas generadas por el usuario a través del muñón.	
Energía	<ul style="list-style-type: none">● Eléctrica: corriente alterna monofásica de 220V a 60 Hz, necesaria para recargar la batería.● Mecánica: energía cinética transformada en energía potencial elástica almacenada en el sistema cuando el usuario genera el giro de la articulación del tobillo del pie protésico.	<ul style="list-style-type: none">● Térmica: calor liberado por el mecanismo (fricción, actuadores, sensores y controladores).● Mecánica: vibraciones del mecanismo al estar en movimiento.● Sonora: partes del mecanismo en rozamiento, giro de los motores y colisión del talón.
Materia	Persona insatisfecha, portando un socket unido a su muñón.	Persona satisfecha, portando un socket unido a su muñón.

ANEXO C

CÁLCULOS

En esta sección se presenta el diseño de los resortes helicoidales de compresión para la DP e IE, la selección del husillo de bolas y de los rodamientos para el mecanismo, el diagrama conceptual del movimiento del mecanismo y el complemento del análisis de resistencia del pie protésico.

C.1 Diseño de los resortes helicoidales de compresión para la dorsiflexión/flexión plantar y la inversión/eversión

Se sigue el procedimiento brindado por Norton para diseñar a ambos resortes, variando solamente la fuerza que cada uno de ellos resiste. Se utiliza como material al alambre A228 (llamado alambre musical), debido a que tiene alta dureza, alta resistencia a la fatiga y a la tensión y soporta temperaturas de 0° a 120°C. Este alambre es comúnmente utilizado para resortes con espiras pequeñas donde los diámetros de fabricación varían desde los 0,1 hasta los 6,5mm. Entre los parámetros dimensionales del resorte de compresión (Figura C.1) se encuentran el índice del resorte C , que es la razón entre el diámetro medio D , de la espiral y el diámetro d , del alambre y se recomienda que este valor esté entre 4 y 12 para evitar que el resorte este propenso a pandearse o a enredarse con facilidad cuando se fabrica en masa. Como se desea respetar esas recomendaciones se realizan varias iteraciones con el software Matlab® para encontrar al resorte adecuado siguiendo los pasos mencionados a continuación [Norton, 2011].

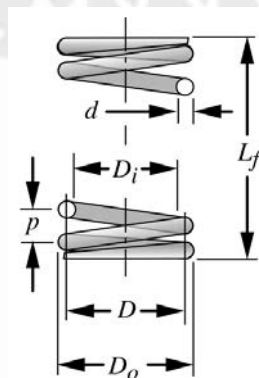


Figura C.1: Medidas de los resortes helicoidales de compresión [Norton, 2011].

Se requieren las fuerzas media Fm , y alternante Fa , obtenidas reemplazando la fuerza máxima $Fmax$ y mínima Fi , a resistir por el resorte en las Ecuaciones C.1 y C.2.

$$Fa = \frac{Fmax - Fi}{2} \quad (C.1)$$

$$Fm = \frac{Fmax + Fi}{2} \quad (C.2)$$

Se cuenta con dos resortes que nunca trabajan en simultáneo. La fuerza máxima a resistir por el resorte que será llamado desde ahora “de dorsiflexión/flexión plantar” (o resorte DP) entrega una fuerza máxima $Fmax$ de 560 N para llegar a la dorsiflexión máxima durante el impulso (Figura 3.4 del capítulo 3). Cuando la fuerza pasa a ser negativa en la Figura 3.4 del capítulo 3, el resorte que será llamado desde ahora “de inversión/eversión” (o resorte IE) empieza a actuar, dejando de actuar el resorte DP, por ello la fuerza mínima Fi de este último es de 0 N. La fuerza máxima $Fmax$ a resistir por el resorte IE durante la eversión es de 202,7 N (calculada en la sección 3.3) y su fuerza mínima Fi es de 0 N.

También, es necesario conocer la deformación máxima del resorte DP durante la dorsiflexión/flexión plantar mostrada en la gráfica de la Figura C.2 y la deformación máxima del resorte IE calculada en la sección 3.3, que es de 1,729 mm.

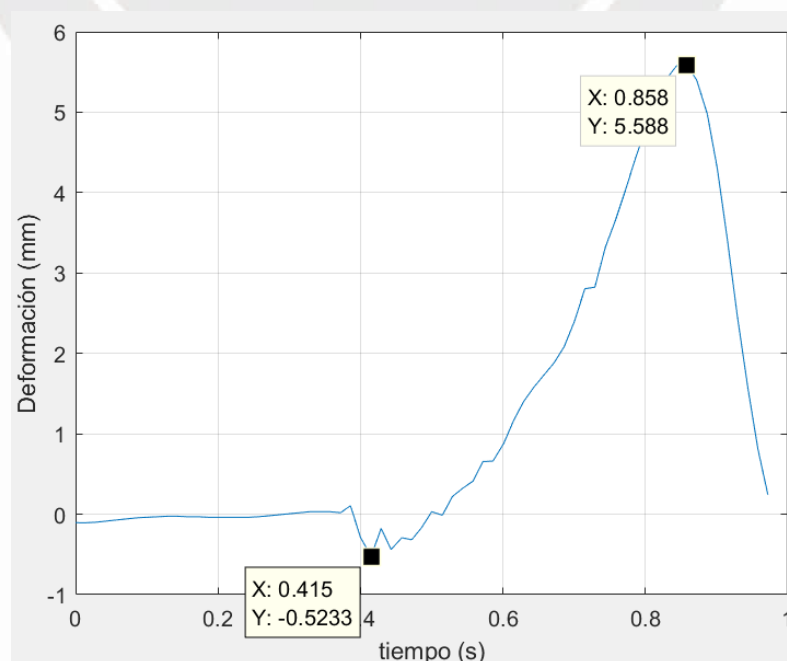


Figura C.2: Deformación del resorte durante el ciclo de marcha

Se halla el factor de cortante directo K_S , con la Ecuación C.3, la cual es una constante que se utiliza para calcular el esfuerzo de deflexión inicial τ_i , y el esfuerzo medio τ_m , con las Ecuaciones C.4 y C.5.

$$K_S = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (C.3)$$

$$\tau_i = K_S \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (C.4)$$

$$\tau_m = K_S \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (C.5)$$

Se calcula el factor de Wahl K_w , con la Ecuación C.6 que es una constante que se utiliza para calcular el esfuerzo cortante alternante τ_a , de la espiral con la Ecuación C.7.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (C.6)$$

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (C.7)$$

Se procede evaluando las siguientes ecuaciones

$$S_{ut} = Ad^b \quad (C.8)$$

$$S_{us} = 0,67S_{ut} \quad (C.9)$$

$$S_{ys} = 0,60S_{ut} \quad (C.10)$$

Donde:

S_{ut} : Resistencia última a la tensión [MPa]

S_{us} : Resistencia última cortante [MPa]

S_{ys} : Resistencia máxima a la fluencia por torsión para resortes en aplicaciones estáticas [MPa]

A: Coeficiente para el cálculo de S_{ut} correspondiente al alambre musical A228, cuyo valor es 2 154 [MPa]

b: Exponente para el cálculo de S_{ut} correspondiente al alambre musical A228, cuyo valor es -0,1625 [adimensional]

Seguidamente se calcula la resistencia física de ciclo totalmente invertido S_{es} , con la Ecuación C.11, donde S_{ew} es el límite de resistencia a la torsión para vida infinita de los alambres para resortes de acero granallados con diámetro menor a 10 mm y cuyo valor es 465MPa.

$$S_{es} = 0,5 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0,5 S_{ew}} \quad (C.11)$$

Se recomienda que el factor de seguridad de fatiga por torsión N_{fs} , del resorte sea mayor a 1,3 [Medina, 2017], lo cual también se considera en las iteraciones. Este factor se calcula con la Ecuación C.12, donde τ_a se calcula reemplazando F_m por F_a en la Ecuación C.5.

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a} \quad (C.12)$$

Se procede a obtener el número de espiras activas N_a , con la ecuación C.13, donde G es el módulo de rigidez cuyo valor es $7,96 \cdot 10^4$ MPa y k es la constante del resorte elegido cuyo valor es 10^5 N/m.

$$N_a = \frac{d^4 G}{8 D^3 k} \quad (C.13)$$

Con extremos cuadrados y esmerilados, el número total de espiras N_t , se calcula con la Ecuación C.14

$$N_t = N_a + 2 \quad (C.14)$$

Se calcula la longitud libre L_f (Figura C.1), resolviendo las siguientes ecuaciones,

$$L_S = d * N_t \quad (C.15)$$

$$Y_{golpe} = T_o * Y_{trabajo} \quad (C.16)$$

$$Y_{inicial} = \frac{F_{inicial}}{k} \quad (C.17)$$

$$L_f = L_S + Y_{golpe} + Y_{trabajo} + Y_{inicial} \quad (C.18)$$

Donde:

L_S : Altura de cierre [mm]

T_o : Tolerancia entre espiras, igual a 15% [adimensional]

$Y_{trabajo}$: Deformación máxima del resorte (Figura C.2) [mm]

Y_{golpe} : Deformación de golpe entre espiras [mm]

$F_{inicial}$: Fuerza inicial, es igual a la fuerza mínima F_i en este caso [N]

$Y_{inicial}$: Deformación inicial para alcanzar a $F_{inicial}$ [mm]

El esfuerzo en altura sólida τ_{cierre} [MPa], y el factor de seguridad $N_{Scierre}$, se calculan con las siguientes ecuaciones

$$Y_{cierre} = L_f - L_S \quad (C.19)$$

$$F_{cierre} = kY_{cierre} \quad (C.20)$$

$$\tau_{cierre} = K_s \frac{8F_{cierre}D}{\pi d^3} \quad (C.21)$$

$$N_{Scierre} = \frac{S_{ys}}{\tau_{cierre}} \quad (C.22)$$

Donde:

Y_{cierre} : Deformación de cierre [mm]

F_{cierre} : Fuerza de la deformación de altura de cierre [N]

τ_{cierre} : Esfuerzo en altura de cierre [MPa]

$N_{Scierre}$: Factor de seguridad de cierre [adimensional]

Se itera restringiendo al factor de seguridad de cierre $N_{Scierre}$ y al factor de seguridad de fatiga por torsión N_{fS} , a valores mayores a 1,3 y a la variable C entre 4 y 12 por ser estas restricciones de diseño recomendadas [Norton, 2009]. En la iteración también se restringe al diámetro medio D a 16mm y a la longitud libre L_f a menos de 90mm para el resorte DP y a menos de 45mm para el resorte IE debido a las restricciones geométricas del mecanismo, ya que se desea que el elemento encapsulador de los resortes sea lo más compacto posible para evitar choques entre este y la estructura o entre este y el encapsulador del otro ASE.

C.2 Selección del husillo de bolas

Se determina la longitud total roscada del husillo SH 12,7*12,7 R (cuyos parámetros se muestran en la Figura C.3) sumando la longitud de la tuerca (50 mm) más el desplazamiento de esta tuerca.

Diámetro nominal	Paso	Tuerca		Número de circuitos de bolas	Juego estándar	Reducción de juego a petición	Inercia	Grasa	Peso	Eje del husillo			Designación
		Capacidad de carga básica	Capacidad de carga estática							Masa	Inercia	Grasa	
d_0	P_h	C_a	C_{0a}							kg/m	kgmm ² /m	cm ³ /m	
12,7	12,7	6,6	8,9	2x1,5	0,07	0,03	20	1,1	0,15	0,71	16,2	1,6	SH 12,7x12,7 R

Eje del husillo	Tuerca		Sin rasca-dor L ±0,3	Con rasca-dor L ₁	Llave de apriete (FACOM)	Eje del husillo			Rodamiento de apoyo Rodamientos axiales de apoyo recomendados	Soporte de pie recomendado
	$d_0 \times P_h$	D_1 h10				M_1 6g	longitud máx.	d_2		
mm	mm	mm	mm	mm	-	mm	mm	mm	-	
12,7x12,7	29,5	M25x1,5	50	50	12	126-A35	2 000	10,2	13	

Figura C.3: Husillo de bolas SH 12,7*12,7 R [SKF, 2013].

El desplazamiento de la tuerca es igual al desplazamiento máximo del ASE el cual es 29,78 mm (Figura 3.8). Sin embargo, se debe considerar que podría ser necesario realizar un ciclo de marcha en un plano inclinado, por lo tanto, se debe agregar una longitud roscada al husillo que permita esto, para lo cual se realiza “experimentalmente” un cálculo de la distancia que permita que se dé el ciclo de marcha a pesar de que el “tobillo” de la prótesis haya girado 25° en inversión (el cual es el máximo giro de IE). Esto se realiza girando 25° en inversión al modelo CAD y verificando que haya al menos 32 mm de espacio entre la tuerca que está más elevada y la chumacera del rodamiento superior (Figura C.4a) y verificando que haya al menos 2mm entre la tuerca menos elevada y la chumacera del rodamiento inferior (Figura C.4b). Además, como se observa en la Figura C.5, no ocurre un choque entre las cápsulas que encierran a los resortes cuando el ángulo de inversión es 25°. Por último, como se muestra en la Figura C.6, se verifica que no haya choque entre las tuercas y la chumacera del rodamiento inferior cuando se eleven los “dedos” del pie durante la

fase de oscilación. Considerando los cálculos previamente mencionados la longitud total roscada del husillo es 100,8mm.

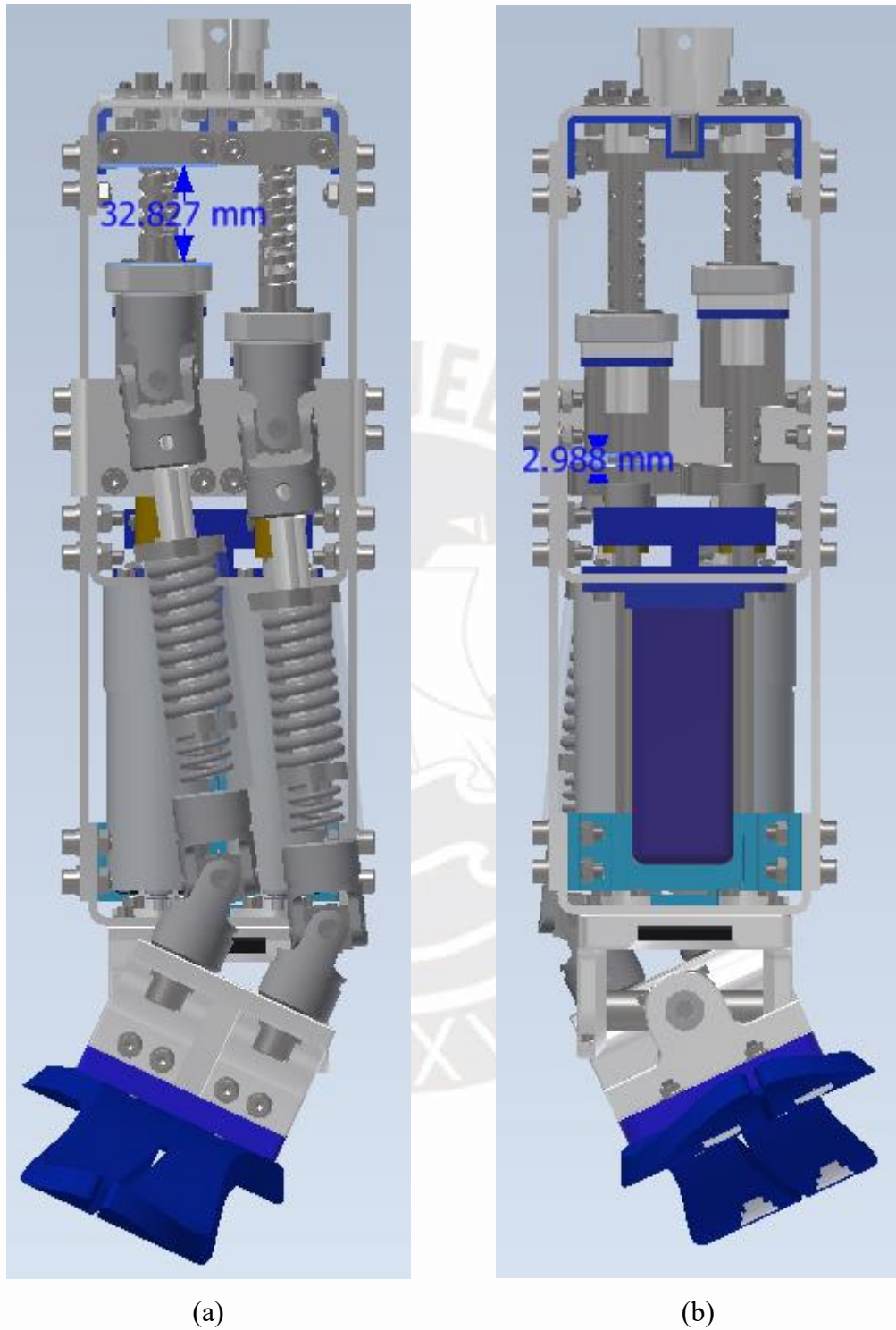


Figura C.4: (a) Distancia entre la tuerca más elevada y la chumacera del rodamiento superior (vista posterior). (b) Distancia entre la tuerca menos elevada y la chumacera del rodamiento inferior (vista frontal).

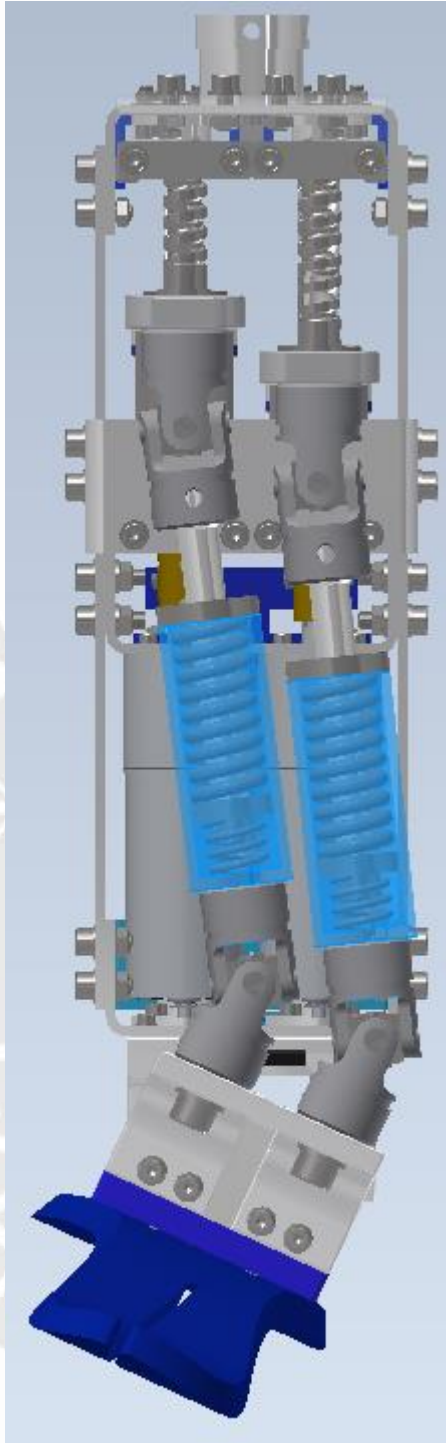


Figura C.5: Separación entre las cápsulas que encierran a los resortes cuando el ángulo de inversión es 25° .

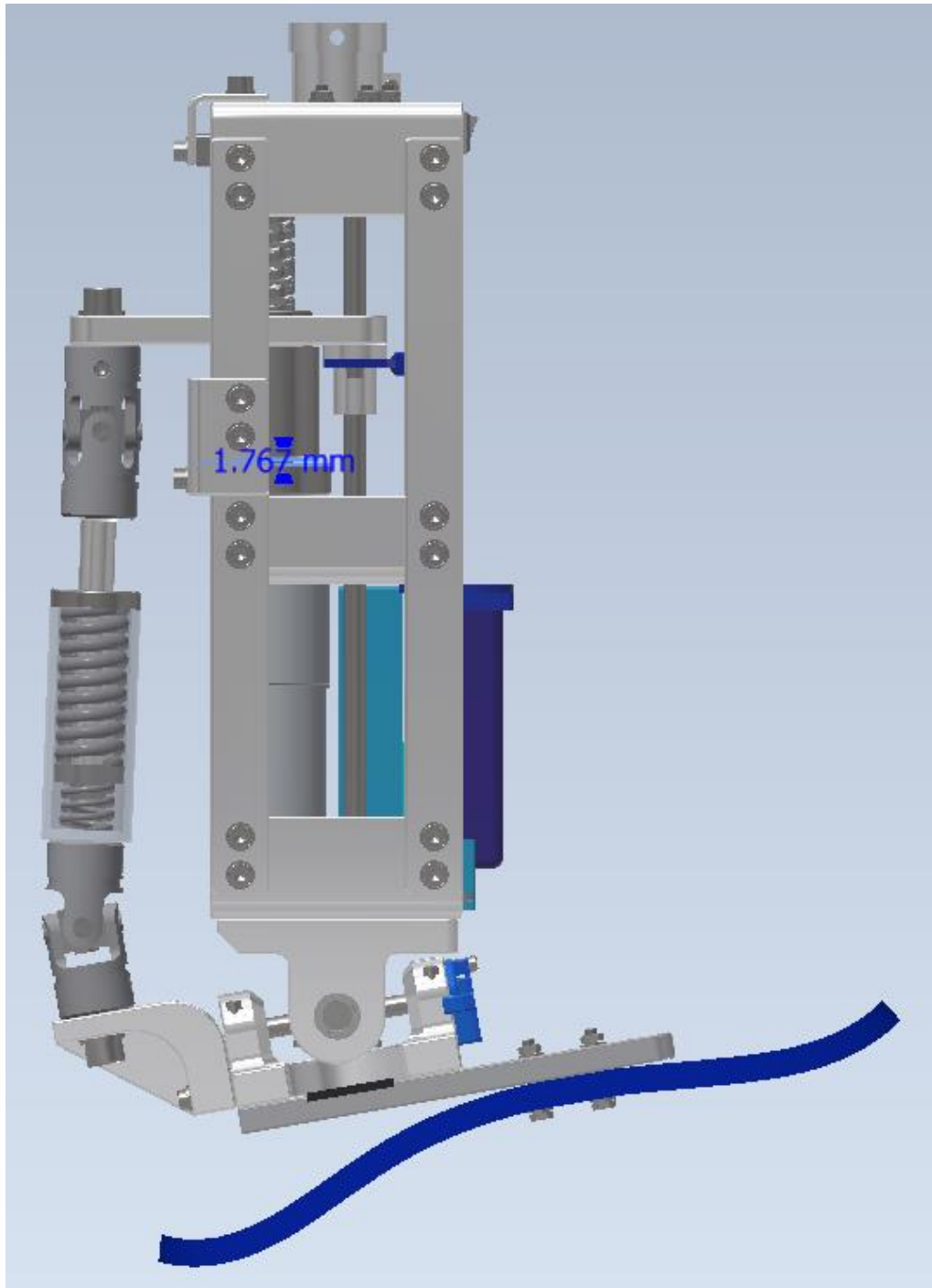


Figura C.6: Distancia entre las tuercas y la chumacera del rodamiento inferior cuando se elevan los “dedos” del pie durante la fase de oscilación.

Se seleccionaron 2 rodamientos de bolas de contacto angular de 40° (procedimiento a mostrar en el Anexo C.3) que se ubicarán en cada extremo del husillo en configuración espalda con espalda para que soporten torques de vuelco mayores. Las cargas radiales y las deformaciones de los rodamientos con esta configuración son menores que aquellas que actúan sobre rodamientos en configuración cara a cara [SKF, 2013]. Se aumenta 18 mm a la longitud del husillo ya que los rodamientos que se ubicarán en

cada extremo de este tienen un espesor de 9mm. No se requieren anillos de seguridad o Seeger ya que los rodamientos impedirán el movimiento del husillo tanto hacia arriba como hacia abajo.

Se adiciona 10mm a la longitud del husillo para que este pueda ser fijado al acople rígido que lo unirá con el motor (no se selecciona un acople flexible debido a que los dos rodamientos evitarán la inclinación del husillo). Finalmente, la longitud total del husillo es de 128,8mm, siendo 100,8mm la longitud roscada y 28mm la longitud no roscada.

No se encontraron rodamientos con diámetro menor a 10mm que puedan resistir la carga axial máxima de 560N (carga generada por los ASE durante el impulso) y la carga radial generada por el torque que genera esta misma fuerza, por lo cual, se decidió optar por pedir un husillo de mayor longitud roscada para mecanizarlo hasta llevarlo a 10mm para que puedan colocarse los rodamientos en los extremos de este. Esto se podría hacer gracias a que el diámetro d_2 del husillo es igual a 10,2 mm (Figura C.3). Esto quiere decir que se compraría un husillo de 128,8mm de longitud roscada y que en un extremo se le mecanizaría en torno para llevarlo a 10 mm de diámetro en una longitud de 19mm para el acople y para uno de los rodamientos y en el otro extremo se le mecanizaría una longitud de 9mm para el otro rodamiento. Además, se dejaría un ajuste de interferencia entre el husillo y los rodamientos para evitar inclinaciones del husillo que puedan afectar a los elementos conectados a este. La selección de los rodamientos se presenta en la sección siguiente.

Luego, se calcula la longitud libre l , o distancia entre la posición central axial de los dos rodamientos de apoyo, la cual en este caso es igual a la longitud roscada del husillo (100,8mm) más la mitad del espesor de cada rodamiento (4,5mm), con lo cual se obtendría un valor de l igual a 109,8mm.

Prosiguiendo, se calcula la vida útil L_{10} (en millones de revoluciones) con la Ecuación C.25, utilizando la carga media equivalente F_m , la cual se haya con la Ecuación C.23, donde L_n es el periodo de carga n (con $n=1, 2, 3, \dots$) y F_n es la carga durante el periodo n , si F_n es variable se puede calcular mediante la Ecuación C.24. donde F_{min} es la carga mínima y F_{max} es la carga máxima.

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{(F_1^3 \cdot L_1 + F_2^3 \cdot L_2 + F_3^3 \cdot L_3 + \dots)}{(L_1 + L_2 + L_3 + \dots)}} \quad (C.23)$$

$$F_n = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3}, \quad \text{con } n = 1, 2, 3, \dots \quad (C.24)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 \quad (C.25)$$

Los valores de F_n calculados se obtuvieron haciendo una aproximación de rectas a los valores de la gráfica de la Figura 3.4 del capítulo 3, los cuales son los siguientes: 0, 27,64N, -166,6N, 282,3N y 208,3N; y los periodos de carga son los siguientes: 0, 0,6mm, 4,46mm, 12,44mm y 11,97mm. El valor de C_a se obtiene de la Figura C.3, con lo que el valor de L_{10} resulta ser $2,305 \cdot 10^9$ revoluciones.

Se analiza si el husillo alcanza la velocidad crítica utilizando las siguientes ecuaciones:

$$n_{cr} = \frac{49 \cdot 10^6 \cdot f_1 \cdot d_2}{l^2} = 2,322 \cdot 10^5 \text{ [RPM]} \quad (C.26)$$

$$V_{max} = \frac{V_{lm}}{P \cdot 60} = 1\,266 \text{ [RPM]} \quad (C.27)$$

$$L_{VM} = V_{max} \cdot d_0 \quad (C.28)$$

Donde:

n_{cr} : Velocidad crítica del eje del husillo

f_1 : factor de corrección de montaje, cuyo valor es 5,6 cuando se utilizan apoyos fijos a ambos extremos del husillo [adimensional]

d_2 : Diámetro de raíz [mm]

V_{max} : Velocidad rotacional máxima del actuador

V_{lm} : Velocidad lineal máxima del actuador [mm/s]

L_{VM} : Velocidad máxima del mecanismo en periodos breves [mm/s]

d_0 : Diámetro nominal del eje del husillo [mm]

P : Paso del husillo [mm]

Reemplazando las variables mencionadas en las ecuaciones respectivas, se obtuvo que la velocidad máxima del mecanismo en periodos breves L_{VM} , es de 16 073 mm/s. Según el catálogo de SKF[®], la velocidad máxima para el husillo de bolas seleccionado es de 50 000 mm/s, con lo cual se confirma que es factible el uso de este husillo en el mecanismo.

Con la Ecuación C.29, se obtuvo la fuerza mayor F_c generadora de pandeo que puede resistir el husillo, cuyo valor es 122 110N, y por ser esta menor a la fuerza máxima de pandeo (560N provenientes del ASE) se confirmó que el husillo no falla por pandeo.

$$F_c = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 \quad (C.29)$$

Se tiene que el factor de rozamiento del husillo μ es igual a 0,0065, con el cual, se calculan la eficiencia teórica directa E_{TD} , y la eficiencia práctica E_P , con las siguientes ecuaciones

$$E_{TD} = \left(1 + \frac{d_0 \cdot \pi \cdot \mu}{P}\right)^{-1} = 0,98 \quad (C.30)$$

$$E_P = E_{TD} \cdot 0,9 = 0,882 \quad (C.31)$$

Se utiliza la máxima fuerza del ciclo F_{mc} y la relación de transmisión R_T calculada con la Ecuación C.32 para calcular el torque T_M y la potencia máxima P_M , que el husillo transmitirá, con las Ecuaciones C.33 y C.34, respectivamente.

$$R_T = \frac{P}{2\,000 \cdot \pi \cdot E_P} = 0.0023 \quad (C.32)$$

$$T_M = F_{mc} \cdot R_T \quad (C.33)$$

$$P_M = \frac{F_{mc} \cdot P \cdot V_{max}}{60\,000 \cdot E_P} \quad (C.34)$$

El torque máximo resulta ser 1,28 Nm y la velocidad máxima 1 266 RPM (132,58 rad/s). Sin embargo, estos valores no se dan al mismo tiempo durante el movimiento, por lo cual, para determinar la máxima potencia del ciclo se debe tomar en cuenta a la potencia señalada con la curva roja que se muestra en la Figura 3.7 (sección 3.2), cuyo

valor es 88,5W Aplicando a esta potencia la eficiencia práctica del husillo (88%) se obtiene que el husillo entrega como máximo 100,5W de potencia en un instante dado. Luego, si se consideran las eficiencias máximas del motor (85,9%) y del reductor (90%), se tendría que la máxima potencia instantánea consumida es de 130W.

Con la Ecuación C.35, se evalúa si la aceleración angular A_a , del husillo es menor a 4000 rad/s², como indica el manual, para lo cual se calcula la aceleración máxima de giro utilizando la aceleración lineal A_l máxima de 7 123 mm/s que se muestra en la gráfica de la Figura 3.8 del capítulo 3.

$$A_a = \frac{2\,000 \cdot \pi \cdot A_l}{P} \quad (C.35)$$

Siendo A_a igual a 3 524 rad/s², se confirma que el husillo puede ser utilizado en el mecanismo, aceptando incluso, aceleraciones mayores a la requerida, con lo que aumenta la seguridad del mecanismo.

C.3 Selección de rodamientos para el mecanismo

Se utilizó el software de cálculo disponible en la página web de SKF® para seleccionar los rodamientos de apoyo del husillo ingresando la distancia entre los centros de los rodamientos la cual es de 109,8 mm (Figura C.7). Después de seleccionar a varios rodamientos de bolas, se encontró que los adecuados son los rodamientos de bolas de contacto angular de 40° con código 7200 BECBP de SKF®, colocados a distancia espalda con espalda de manera que puedan contrarrestar mejor al torque generado por la fuerza máxima (560N) que ejerce el resorte durante el impulso. El cálculo se realizó ubicando la posición en la que se encuentra la tuerca del husillo justo cuando se da la fuerza máxima (30mm), así como tomando en cuenta la distancia entre el eje de la dirección de la fuerza y el eje del husillo (59mm) y la velocidad máxima a la que rota el husillo (1 266 r/min).

Como se puede observar en la Figura C.8 el factor de seguridad del rodamiento superior (lado izquierdo en la Figura C.7) es de 9,99 y el factor de seguridad del rodamiento superior (lado derecho en la Figura C.7) es de 12,9, con lo cual se comprueba que estos rodamientos son adecuados para el mecanismo.

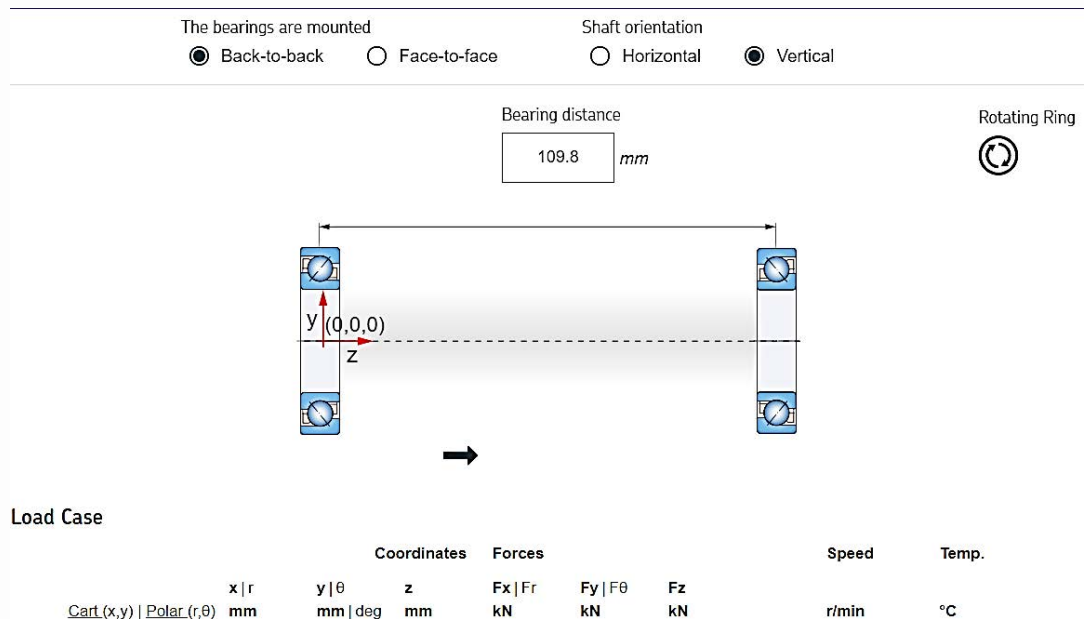


Figura C.7: Selección de los rodamientos del husillo utilizando el software de SKF^{®1}.

	GREASE LIFE AND RELUBRICATION INTERVAL	t_f Left: 22100 h Right: 26000 h
	ADJUSTED REFERENCE SPEED	n_{ar} Left: 25700 r/min Right: 28900 r/min
	STATIC SAFETY FACTOR	S_0 Left: 9.99 Right: 12.9
	BEARING RATING LIFE	L_{10mh} Left: > 10 ⁵ h L_{10mh} Right: > 10 ⁵ h

Figura C.8: Características de los rodamientos del husillo según el software de SKF[®].

El manual de SKF[®] recomienda tolerancias entre el eje del husillo y el diámetro menor de los rodamientos según la intensidad de la carga, el diámetro y el tipo de rodamiento. Para trabajar en un margen seguro se toman las cargas como cargas normales a pesadas lo que corresponde a la tolerancia js5 para el eje del husillo, siendo este un ajuste indeterminado que tiende al apriete. Por otro lado, para los soportes que sostienen rodamientos sometidos a cargas radiales y axiales con una dirección indeterminada, se recomienda la tolerancia M7 (ajuste de apriete) con lo cual sería necesario un procedimiento de sunchado para acoplar a los rodamientos a las chumaceras.


¹ Imagen del software de cálculo de SKF[®] con los rodamientos seleccionados.

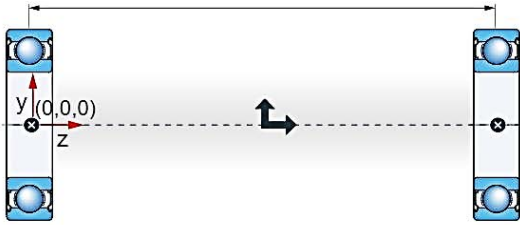
Se realizó el mismo procedimiento anterior para seleccionar los rodamientos del eje de IE. En este caso los rodamientos están ubicados a una distancia de 54mm entre sus centros y en posición horizontal (Figura C.9). Los rodamientos seleccionados fueron los rodamientos rígidos de bolas W 606-2Z de SKF[®]. Como se menciona en la sección 3.5.1, durante el ciclo de marcha registrado por el investigador Winter, la combinación máxima de fuerzas en los ejes X e Y es de 600N y 88N respectivamente, por lo cual se colocan 300N de fuerza vertical en cada rodamiento y 88N de fuerza horizontal que afecta solamente al rodamiento derecho ya que solamente este se opone a esta fuerza. Adicionalmente, se agrega una fuerza de 100N en dirección perpendicular a la fuerza de 88N ya que durante el ciclo de marcha hay torques en los que el ángulo de IE es mayor a cero grados, por lo cual se estaría ejerciendo una pequeña fuerza en esa dirección debido al peso del usuario con la prótesis.

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

Shaft orientation
 Horizontal Vertical

Bearing distance: mm

Rotating Ring: 




	Cart (x,y)	Polar (r,θ)	mm	mm deg	mm	kN	kN	kN	r/min	°C	
F1	<input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)		0	0	0	0.3	0	0	-	10	
F2	<input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)		0	0	54	0.3	0	0	-		
+ F3	<input checked="" type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)		0	0	27	0	0.1	0.088	-		

Figura C.9: Selección de los rodamientos del eje de IE utilizando el software de SKF^{®2}.

² Imagen del software de cálculo de SKF[®] con los rodamientos seleccionados.





	BEARING LOADS <i>C/P</i> <i>Left : 6.37</i> <i>Right : 6.37</i>
	GREASE LIFE AND RELUBRICATION INTERVAL <i>L₁₀</i> <i>Left : 60200 h</i> <i>Right : 60200 h</i>
	ADJUSTED REFERENCE SPEED <i>n_{ar}</i> <i>Left : 73100 r/min</i> <i>Right : 73100 r/min</i>
	STATIC SAFETY FACTOR <i>S₀</i> <i>Left : 4.52</i> <i>Right : 3.65</i>

Figura C.10: Características de los rodamientos del eje de IE según el software de SKF®.

Como se puede observar en la Figura C.10 el factor de seguridad del rodamiento del lado izquierdo es de 4,52 y el factor de seguridad del rodamiento del lado derecho es de 3,65, con lo cual se comprueba que estos rodamientos son adecuados para el mecanismo.

Se siguió el mismo procedimiento para calcular los rodamientos del eje de DP, con lo cual se seleccionaron a los rodamientos 61800-2Z de marca SKF®.

Siguiendo las recomendaciones de SKF®, se eligió la tolerancia N7 para los agujeros de la UUD que alojarán a los 4 rodamientos de esta y la tolerancia js5 para los ejes de IE y DP, para garantizar un funcionamiento seguro el mecanismo.

C.4 Diagrama conceptual del movimiento del mecanismo

A continuación, se muestra un diagrama conceptual del movimiento del mecanismo para una fase de apoyo dividida en 4 sub-fases: (1) colisión, (2) rebote, (3) precarga y (4) empuje (Figura C.14 y C.15). Los mecanismos (prótesis) superiores de las imágenes (fila A) muestran el movimiento en el plano sagital y en suelo horizontal, mientras que, los mecanismos inferiores de las imágenes (fila B) muestran el movimiento en el plano frontal y en terreno inclinado de 15°. En la fila B se han ocultado algunos componentes para permitir la visibilidad del mecanismo. Con esto se puede observar que el mecanismo puede realizar los movimientos del ciclo de marcha sin que ocurra algún choque entre sus componentes.

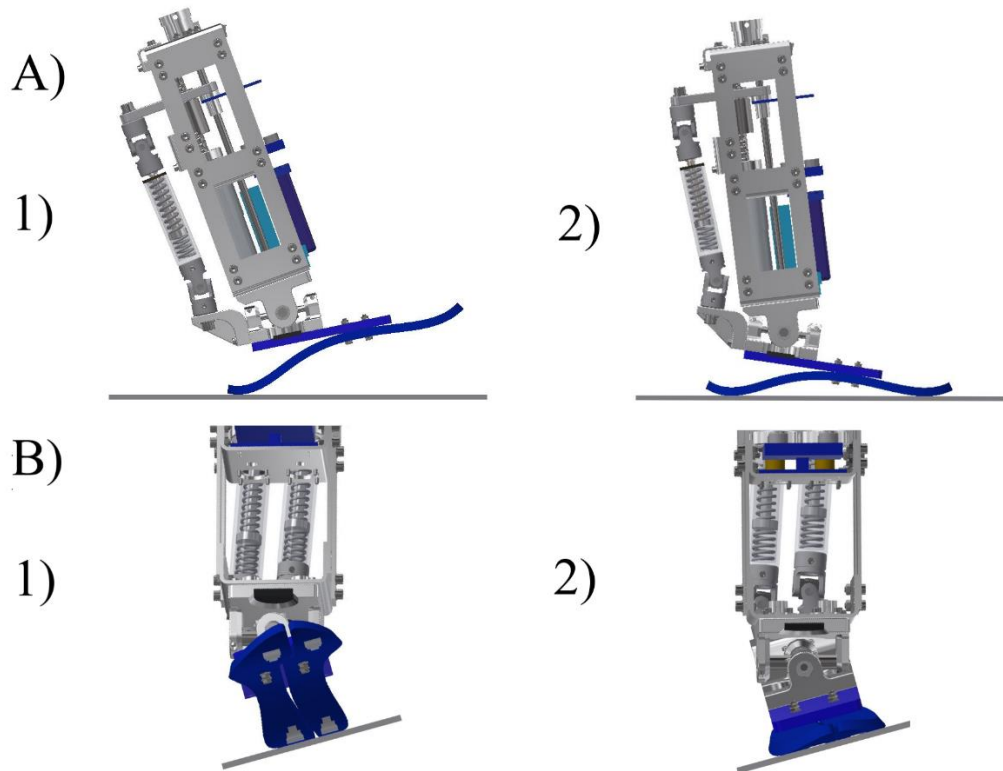


Figura C.14: Diagrama conceptual del movimiento del mecanismo durante las fases de colisión (1) y rebote (2).

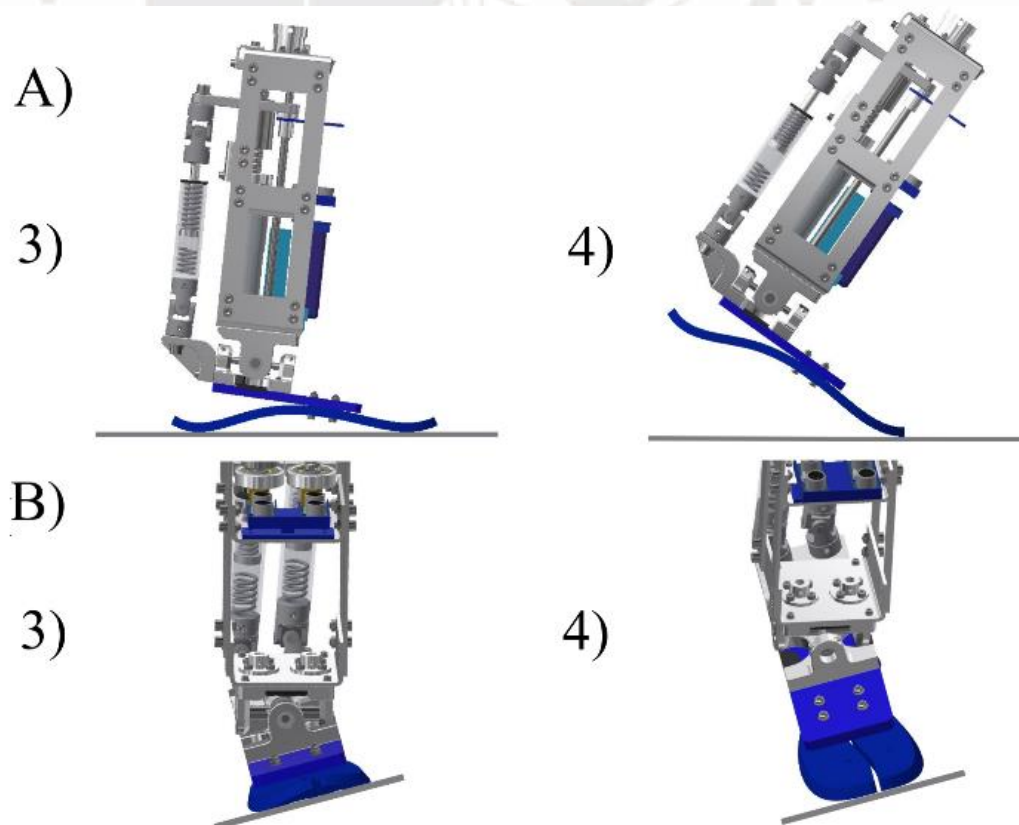


Figura C.15: Diagrama conceptual del movimiento del mecanismo durante las fases de precarga (3) y empuje (4).

ANEXO D

SISTEMA ELECTRÓNICO Y DE CONTROL

A continuación, se muestra el procedimiento seguido para seleccionar a los componentes electrónicos y de control y se muestra un cálculo aproximado de la duración de la batería durante el ciclo de marcha.

D.1 Selección de componentes del sistema electrónico y de control

En esta sección se seleccionan e indican las características importantes de los sensores, motores, reductores, drivers, microcontrolador y fuente de alimentación que permitirán gestionar el funcionamiento del mecanismo.

D.1.2 Selección de sensores

Se realizó una comparación entre las características promedio de varios tipos de sensores (Tabla D.1) que podrían ser usados para medir la posición, velocidad y aceleración de los giros de IE y DP del mecanismo, llegándose a la conclusión de que el sensor más adecuado es un sensor de inercia, ya que este puede medir ambos giros al mismo tiempo, tiene protección contra el magnetismo y puede ser colocado lejos de los ejes del “tobillo” de la prótesis, facilitando mucho su montaje en el mecanismo. Entre los sensores inerciales disponibles se seleccionó al MPU6050 (Figura D.1a) ya que es un sensor de uso común, del cual se tienen disponibles muchas guías de programación. Se utilizarán 2 sensores MPU6050 para medir los ángulos de IE y DP, uno estará colocado en la pierna y otro en el pie.

Tabla D.1: Comparación entre sensores que pueden medir posición, velocidad y aceleración angulares.

Tipo de sensor	Montaje	Durabilidad	Precisión	Precio
Sensor hall rotatorio	Difícil	Buena	Buena	Bajo
Sensor resistivo rotatorio (potenciómetro)	Aceptable	Mala	Aceptable	Bajo
Sensor inercial	Muy fácil	Buena	Muy buena	Medio
Codificador	Aceptable	Buena	Muy buena	Alto
Sensor lineal	Difícil	Mala	Aceptable	Bajo

La medición de la posición de las tuercas de los husillos, se realizará utilizando un potenciómetro deslizante PS60M-0MC2BR100K de marca TT Electronics®, con una carrera de 60mm, 100k ohmios de resistencia y un tiempo de vida de 100 000 ciclos,

lo que equivale a 100 000 ciclos de marcha. Este potenciómetro es mucho más económico que el codificador recomendado por el fabricante del motor seleccionado (Figura D.1b). Se pensaba utilizar sensores de ultrasonido, pero no se encontró alguno con una velocidad de muestreo mayor a los 14ms (duración de un frame del análisis del doctor D. Winter), además, estos requieren de un área de reflexión de la onda sonora suficientemente amplia como para evitar errores en la medición, lo que dificultaba su uso en la prótesis.

Se seleccionó al sensor de presión FlexiForce™ modelo estándar A301 de marca Tekscan® (Figura D.1c), el cual puede medir hasta 445N. Entre sus ventajas se encuentra que es de fácil uso, flexible, de tamaño reducido y es ideal para prototipado e integración en sistemas embebidos. Además, este sensor se encuentra disponible en una serie de estabilidad mejorada que lo hace más sensible en condiciones de alta temperatura y ambiente húmedo y tiene una duración de 10 millones de ciclos.

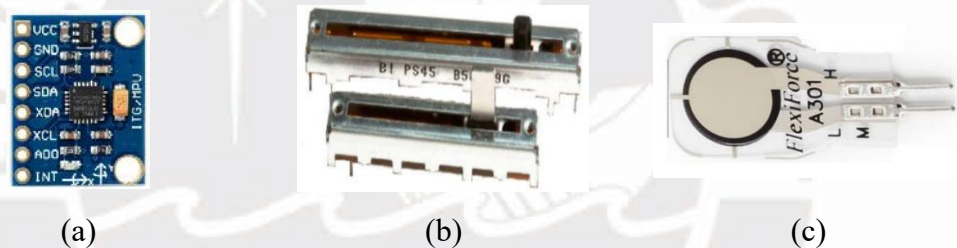


Figura D.1: (a) Sensor de inercia MPU6050. (b) Potenciómetro deslizante. (c) Sensor de presión FlexiForce™ A301.

Cuatro de estos sensores serán colocados en los 4 espacios del pie protésico, los cuales medirán la presión en la zona del “talón” y en la zona de los “dedos” en cada lado de la planta (planta interna y planta externa) del pie protésico, de forma tal que, si falla uno, el otro seguirá enviando la señal correspondiente (Figura 3.15).

D.1.3 Selección del motor y del reductor

Como se observó en algunos de los trabajos posteriores citados en el capítulo 1 de esta tesis (secciones 1.3.1 b, 1.3.3.ii.b y 1.3.3.iv.b), algunos de los motores más adecuados para prótesis robóticas transtibiales son los motores de marca Maxon Motor®, por lo cual, se buscó en la tienda en línea de esta marca a los motores para el mecanismo de la prótesis. Después de realizar varias combinaciones de motor y reductor, se encontró

al conjunto adecuado conformado por el motor DCX35L GB KL 12V y por el reductor planetario GPX37 LN 3.9:1 de nivel de ruido reducido, los cuales pueden trabajar sin problemas durante corto tiempo de operación siendo capaces de entregar más de 1,28 Nm y más de 1 266 RPM simultáneamente (Figura D.2), los cuales son los valores máximos de torque y velocidad requeridos para el funcionamiento del mecanismo (resultados de las Ecuaciones C.33 y C.27 de los Anexos). Gracias a este hecho, se puede afirmar que la combinación entre el motor y el reductor puede entregar hasta 170W, superando con ello a la máxima potencia instantánea requerida, cuyo valor es 130W (final de la sección C2). El peso total del conjunto es de 593g, con lo cual se estarían agregando 1,186kg al peso del mecanismo ya que se usan 2 de estos conjuntos. Se toma a un voltaje de 10,68V y una corriente de 26,98A como punto de operación (Figura D.2) para la selección de la batería a pesar de que probablemente nunca se llegue a este punto de operación ya que estos valores máximos se dan en diferentes instantes del ciclo de marcha. De esta forma se cubre la posibilidad de que el usuario aumente su velocidad o que se requiera más torque para impulsarlo debido a su peso o a que este cargando objetos pesados.

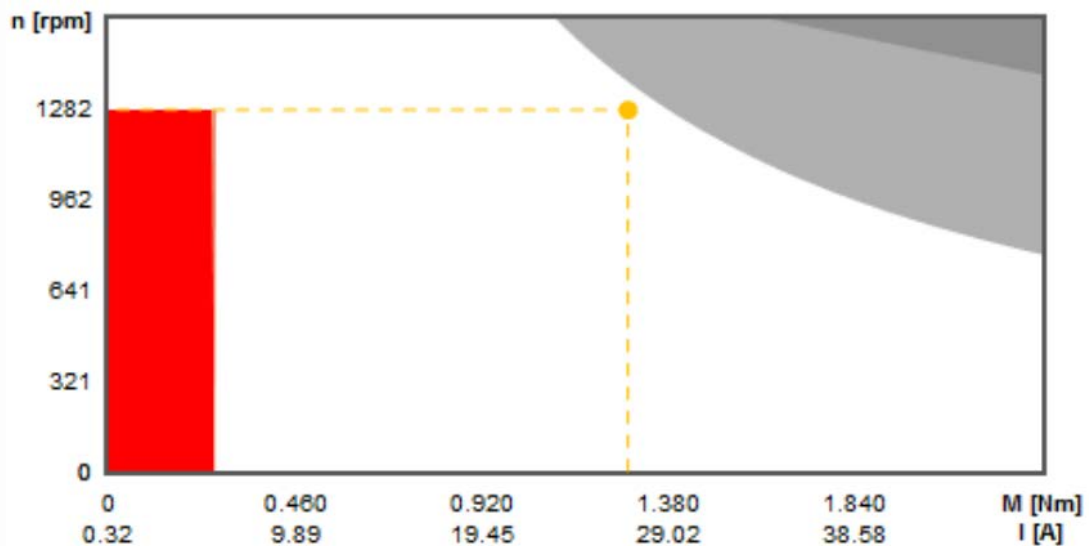


Figura D.2: Punto de operación hipotético de torque y velocidad máximas del mecanismo.

D.1.4 Selección de los drivers de motores

Se seleccionó al driver de motor DC con escobillas Pololu® G2 18v25 para cada uno de los motores ya que este driver puede entregar hasta 25A de corriente en forma

continua y 60A de corriente límite. Su rango de voltaje de operación va de los 6,5V a los 30V (con lo que supera a los 10,68V necesarios) y pesa solo 5 gramos (Figura D.3).



Figura D.3: Driver de motor DC con escobillas Pololu G2 18v25.

D.1.5 Selección del microcontrolador

En total el controlador a utilizar debe tener mínimo 4 pines analógicos para los 4 sensores de presión, 2 pines analógicos para los 2 potenciómetros deslizantes, 4 pines digitales para los sensores de inercia, 4 pines digitales para los 2 drivers de motor y 1 pin digital para el botón de encendido y apagado. Con lo cual se necesitan en total 6 pines analógicos y 9 digitales. Se utilizará un Arduino Micro[®] (Figura D.4) para minimizar el costo, peso y tamaño del sistema de control, aprovechando que este tiene 20 pines digitales de los cuales 7 pueden ser usados como PWM y 12 como pines analógicos³. Dichos pines trabajan con 5 voltios. Adicionalmente, este microcontrolador, cuyo microchip es el ATmega32U4, tiene un oscilador de cristal de 16MHz³, por lo que, le toma solo $100\mu\text{s}$ leer un pin analógico⁴ y aproximadamente $3,6\mu\text{s}$ leer un pin digital⁵, con lo cual, los potenciómetros deslizantes y los sensores de presión pueden ser muestreados por separado cada 0,1ms y los sensores de inercia cada $3,6\mu\text{s}$, cuya lectura en conjunto no supera los 14ms.

También, se debe considerar que el Arduino Micro deberá procesar otras líneas de código relacionadas por ejemplo a los cálculos para el control de la prótesis, pero según la hoja de datos del ATmega32U4 la duración de cada instrucción varía entre 1 y 5 clocks de reloj, es decir, entre 62,5ns y 312,5ns, con lo cual, se infiere que la duración de todo el programa que se ejecutará continuamente durante el ciclo de marcha no superará los 14ms y el control de la prótesis se hará adecuadamente.

³ Fuente: <https://store.arduino.cc/usa/arduino-micro>. Fecha: 16/06/2019

⁴ Fuente: <https://www.arduino.cc/reference/en/language/functions/analog-io/analogread/>. Fecha: 16/06/2019

⁵ Fuente: <https://forum.arduino.cc/index.php?topic=337578.0>. Fecha: 16/06/2019

En cuanto a la capacidad de memoria de este microcontrolador, el ATmega32U4 le otorga una memoria Flash de 32kB, SRAM de 2,5kB y EEPROM de 1kB, lo cual, en caso no fuese suficiente para guardar la información acerca del ciclo de marcha del trabajo de Winter, se podría utilizar una memoria micro SD junto con un lector de este tipo de memoria para guardar dicha información. La lectura de esta micro SD tarda entre 0,4 y 0,6 ms (utilizando las librerías de Arduino)⁶, con lo cual se podrían realizar varias lecturas antes de alcanzar los 14ms. En caso aun así no se tuviese suficiente espacio de memoria, se podría optar por no utilizar las librerías de Arduino y programar modificando los registros del ATmega32U4 utilizando lenguaje C o lenguaje Ensamblador para evitar la pérdida de espacio debida a la abstracción de los códigos de las librerías⁷.



Figura D.4: Arduino Micro.

D.1.6 Selección de los reguladores de voltaje

Como se puede observar en la Tabla D.2, el consumo de corriente de los reguladores de voltaje no supera los 20mAh (sin considerar al consumo de los motores, los cuales están conectados a los drivers), por lo cual, se selecciona al regulador LM2596 que puede resistir entre 1,23V a 37V DC y hasta 3A de salida y un voltaje de entrada de entre 4,5V a 40V. Este regulador será usado para entregar 5V a todos los componentes electrónicos excepto al Arduino Micro ya que este solo trabaja correctamente con voltajes de entre 7 a 12V si es alimentado por su pin VIN (Esquemático, Anexo F). Por lo tanto, para trabajar con el Arduino Micro se utilizará el regulador de voltaje

⁶ Fuente: <https://forum.arduino.cc/index.php?topic=196328.0>. Fecha: 16/06/2019

⁷ Fuente: <https://arduino.stackexchange.com/questions/28794/how-to-expand-program-memory-on-an-arduino/28795>. Fecha: 16/06/2019

D24V25F9 de marca Pololu®, ya que este resiste hasta 38V y 2,5A de entrada y es más pequeño, lo que facilita su colocación en el ensamblaje final.

D.1.7 Selección de fuente de alimentación

Por cada motor, el voltaje y la corriente máximas requeridas son de 26,98A y 10,68V, respectivamente, para el punto de operación máximo hipotético. Con estos datos se realizó una búsqueda de una batería de bajo peso adecuada para el mecanismo y se seleccionó a la batería de polímero de litio Turnigy® nano-tech 4S 25-50C de 2,2Ah de corriente y 14,8V (Figura D.5). Su capacidad de descarga máxima es de 110A, con lo cual se garantiza que puede entregar suficiente corriente para ambos motores al mismo tiempo (53,96A). Su peso es de 218g, por lo cual, no afectará mucho al peso total del mecanismo.



Figura D.5: Batería de polímero de litio de 4 celdas (14,8V).

D.2 Consumo de energía

En la Tabla D.2 se muestra el consumo de energía por hora continua de uso, esta se calcula en base a la siguiente fórmula:

$$P = V_{componente} \times I_{componente} = V_{batería} \times I_{batería}$$

Donde P es potencia, V es voltaje e I es corriente. Esta fórmula significa que cada componente consume una cantidad de potencia que es entregada por la batería, la cual entrega una corriente ($I_{batería}$) proporcional a su voltaje de trabajo ($V_{batería}$) de acuerdo a la potencia solicitada por el componente.

Tabla D.2: Consumo de energía por hora continua de uso.

Componente	Voltaje del componente (V)	Corriente del componente (mAh)	Voltaje de la batería (V)	Corriente consumida (mAh)	Cantidad	Consumo total de energía (mAh)
Sensor de presión	5	0,05	14,8	0,0168	4	despreciable
Potenciómetro deslizante	5	0,05	14,8	0,0168	2	despreciable
Arduino Micro	5	15	14,8	5,07	1	5,07
Sensor inercial	3,3	3,9	14,8	0,87	2	0,87
Driver	0	variable	14,8	0	2	1,74
Motor	variable	variable	14,8	3 182	2	6 364
					Total	6 371 mAh

En el cálculo de la corriente consumida por el motor se ha tomado en cuenta el trabajo realizado por el ASE durante cada ciclo de marcha, el cual dura aproximadamente un segundo. También se toma en cuenta las eficiencias del husillo, reductor y del motor.

Se halla la potencia promedio de la curva de potencia en el tiempo del ASE (curva roja en la Figura 3.8 de la sección 3.2), cuyo resultado es de 8,9W, por lo que se estarían consumiendo 8,9W por ciclo de marcha.

La eficiencia práctica del husillo es de un 88%, la eficiencia máxima del reductor es de 90% y la eficiencia máxima del motor es de 85,9%, con lo que la potencia consumida por cada ciclo de marcha resulta en 13,1W.

Se divide a esta potencia entre el voltaje de la batería, con lo que se obtiene un consumo de corriente de 0,8839 mA por segundo, lo cual en horas es 3 182 mAh, pero considerando a los 2 motores el consumo por hora sería de 6 364 mAh.

Finalmente, añadiendo el consumo de los otros componentes se tiene un total de 6 371 mAh, y siendo la capacidad de la batería de 2 200 mAh, se tiene como resultado que la batería duraría aproximadamente 20 minutos caminando a una velocidad aproximada de 1,4m/s, lo que significa que una persona podría recorrer una distancia de 1,68km con una prótesis que porte al mecanismo después de cargar totalmente la batería.

D.3 Diagrama de flujo del sistema

El cálculo de los torques T_{dor} y T_{inv} , que corresponden a cada instante del ciclo de marcha, se realiza comparando la posición, velocidad y aceleración angular del

“tobillo” del mecanismo con las gráficas de posición, velocidad y aceleración angular del tobillo de la persona modelo de Winter.

Primeramente, se divide al ciclo de marcha en 4 sub-fases (Figura 4.12), las cuales son la oscilación (OS), el golpe de talón (GT), el rebote y precarga (RP) y el impulso (IM), tomando en cuenta a los momentos en los que se dan los cambios en los contactos entre el “talón” y el suelo y entre los “dedos” y el suelo, momentos en los cuales se activan y desactivan los sensores de presión de la planta del pie protésico.

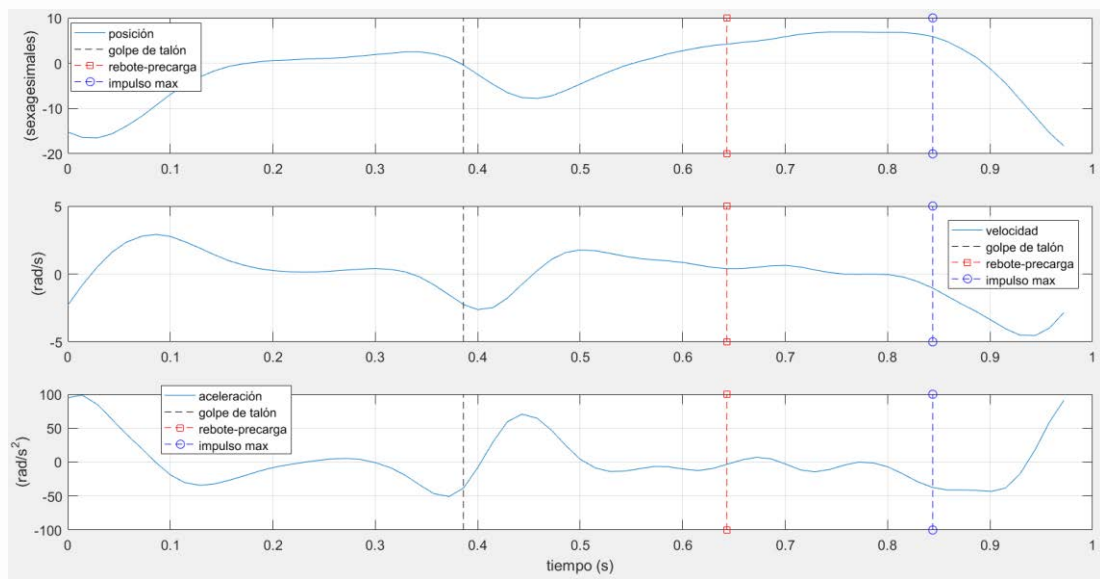


Figura D.6: División de las gráficas de posición, velocidad y aceleración angulares divididos por sucesos del ciclo de marcha.

Luego, como se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 4.15, se determina en qué fase del ciclo de marcha se encuentra el usuario utilizando los 4 sensores de presión ubicados en el pie protésico. Primero, se verifica si existe presión en alguno de los sensores del “talón” (PT1 o PT2), en caso no exista presión, la variable c (inicializada en cero) aumenta en una unidad, en caso exista presión, la variable c no aumenta. Luego, se verifica si existe presión en los sensores de los “dedos” (PD1 o PD2), en caso no exista presión, la variable c aumenta en una unidad y se verifica si el valor de c es igual a 1, si esto es cierto, el usuario se encuentra en la fase de golpe de talón (GT) ya que solo su talón está en contacto con el suelo, y si c es diferente de 1, el usuario se encuentra en la fase de oscilación (OS) ya que no estaría pisando el suelo. En caso exista presión en PD1 o PD2 y si c es igual a cero, el usuario se encuentra entre las fases de rebote y precarga (RP), ya que tanto el talón como los dedos están apoyados

sobre el suelo. Si ocurriese lo contrario, el usuario se encontraría en la fase del impulso (IM) ya que estaría apoyado solamente sobre los dedos, como sucede durante el impulso.

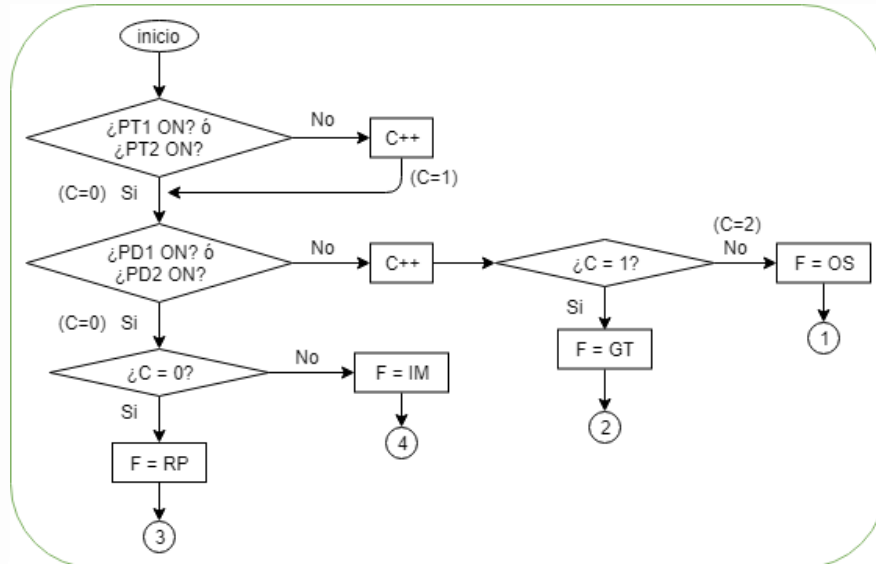


Figura D.7: Diagrama de flujo para la identificación de las sub-fases del ciclo de marcha.

Luego de detectada la fase, se compara la posición angular medida con los valores de posición angular que se encuentran dentro del rango de la fase detectada para obtener el instante dentro de la fase correspondiente en la cual se encuentra el usuario. Sin embargo, pueden existir dos posiciones angulares del mismo valor dentro de una misma fase, por lo cual es necesario también comparar la velocidad angular medida con los valores de velocidad angular que se encuentran dentro del rango de la fase detectada. Del mismo modo, pueden existir dos velocidades angulares del mismo valor dentro de una misma fase, por lo cual, es necesario también comparar la aceleración angular medida con los valores de aceleración angular que se encuentran dentro del rango de la fase detectada, para así asegurarse de haber encontrado al instante de tiempo actual. Por último, se obtiene a los torques T_{dor} y T_{inv} ubicando los torques correspondientes al instante de tiempo actual en las gráficas de torque de Winter para T_{dor} y de Mackinnon para T_{inv} . El siguiente instante de tiempo actual se buscará primero en los instantes (o índices) cercanos al anterior, ya que se espera que el movimiento sea continuo siguiendo las gráficas de la Figura 4.12 y, de esta forma, se logrará encontrar más rápidamente al siguiente instante de tiempo actual.

D.4 Obtención de los parámetros del modelo transicional del ASE y pie

El cálculo del coeficiente de amortiguamiento efectivo del ASE (B_e) es muy difícil de realizar teóricamente ya que este involucra a cada parte de la transmisión (en este caso compuesta por el motor, los rodamientos, el husillo y su tuerca, la guía de la tuerca y las uniones universales), por ello, muchos investigadores y diseñadores se enfrentan a esta tarea realizando ensayos experimentales que en nuestro caso no es posible realizar. Por lo tanto, se tomará el coeficiente de amortiguación de saturación B_{sat} como un valor aproximado al B_e , este se calcula con la Ecuación D.3 dividiendo la fuerza de saturación F_{sat} entre la velocidad lineal de saturación V_{sat} del ASE, las cuales se calculan con las Ecuaciones D.1 y D.2, como realizado por Herr et al. (2013).

$$F_{sat} = R_1 T_{motor}^{max} = \frac{N}{R_T} \cdot 2,08 = 3\,540\,N \quad (D.1)$$

$$V_{sat} = \frac{\omega^{max}}{R_2} = 8\,130 \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{p_h}{N} = 0,44 \frac{m}{s} \quad (D.2)$$

$$B_e = B_{sat} = \frac{F_{sat}}{V_{sat}} = 8\,027 \frac{Ns}{m} \quad (D.3)$$

Donde:

T_{motor}^{max} : Par de parada del motor = 2,08 [Nm]

ω^{max} : Máxima velocidad angular del motor = 8 130 $[\frac{rev}{min}]$

R_1 : Constante de transmisión de torque a fuerza = $\frac{N}{R_T} [m^{-1}]$

R_2 : Constante de transmisión de velocidad angular a lineal = $\frac{N}{p_h} [\frac{rev}{m}]$

p_h : Paso del husillo = $12,7 \cdot 10^{-3} [\frac{m}{rev}]$

N : Relación de transmisión del reductor = 3,9: 1 [adimensional]

Debido al sistema de transmisión del husillo y del reductor por cada 12,7 mm de desplazamiento de $X_{A'}$, se da un giro de 24,5 rad de θ_m , con lo que R_m resulta en $1930\,m^{-1}$ y se tiene que,

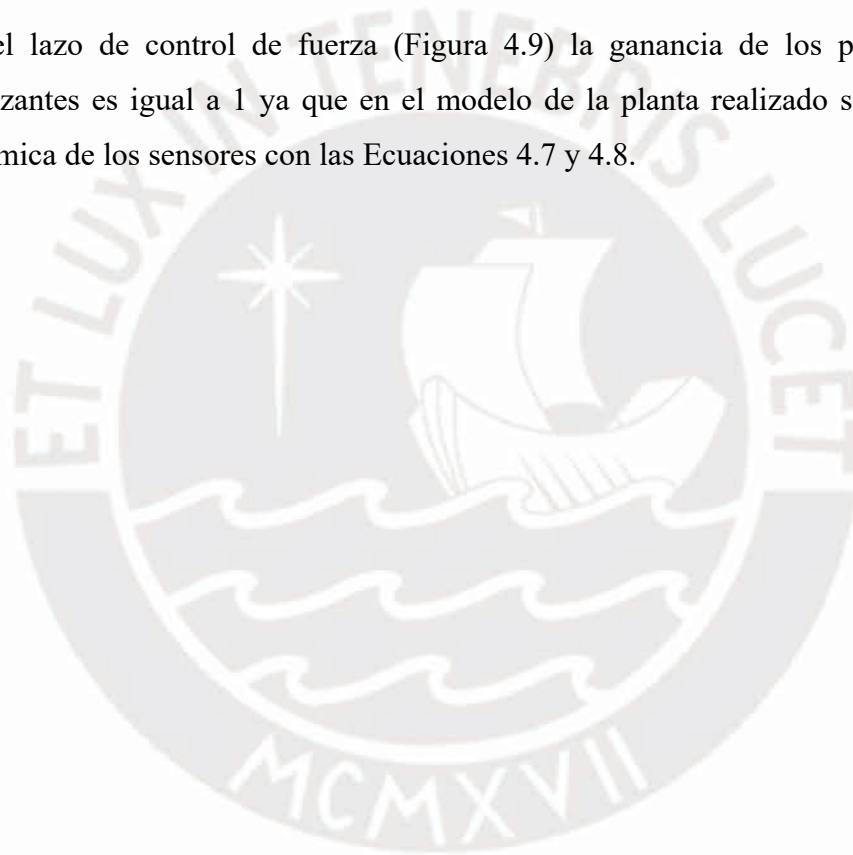
$$M_e = J_{mr} \cdot R_m^2 = (J_m + J_r) \cdot R_m^2 = 43,56\,kg \quad (D.4)$$

Siendo la masa del pie protésico aproximadamente igual a 1,5 kg, se confirma que esta es relativamente menor a M_e . En el cálculo de M_e no se considera al momento polar de inercia del husillo ya que este tampoco es tomado en cuenta por Herr et al. (2013).

La ganancia K_a se aproxima según la corriente que entregará el driver con respecto al voltaje comandado por el controlador, esta se calcula dividiendo a la corriente entre el voltaje necesarios para obtener la fuerza máxima que entregaría el ASE según los datos proporcionados por el fabricante del motor y reductor seleccionados (Ecuación D.5).

$$K_a = \frac{26,98 A}{10,68 V} = 2,53 \frac{A}{V} \quad (D.5)$$

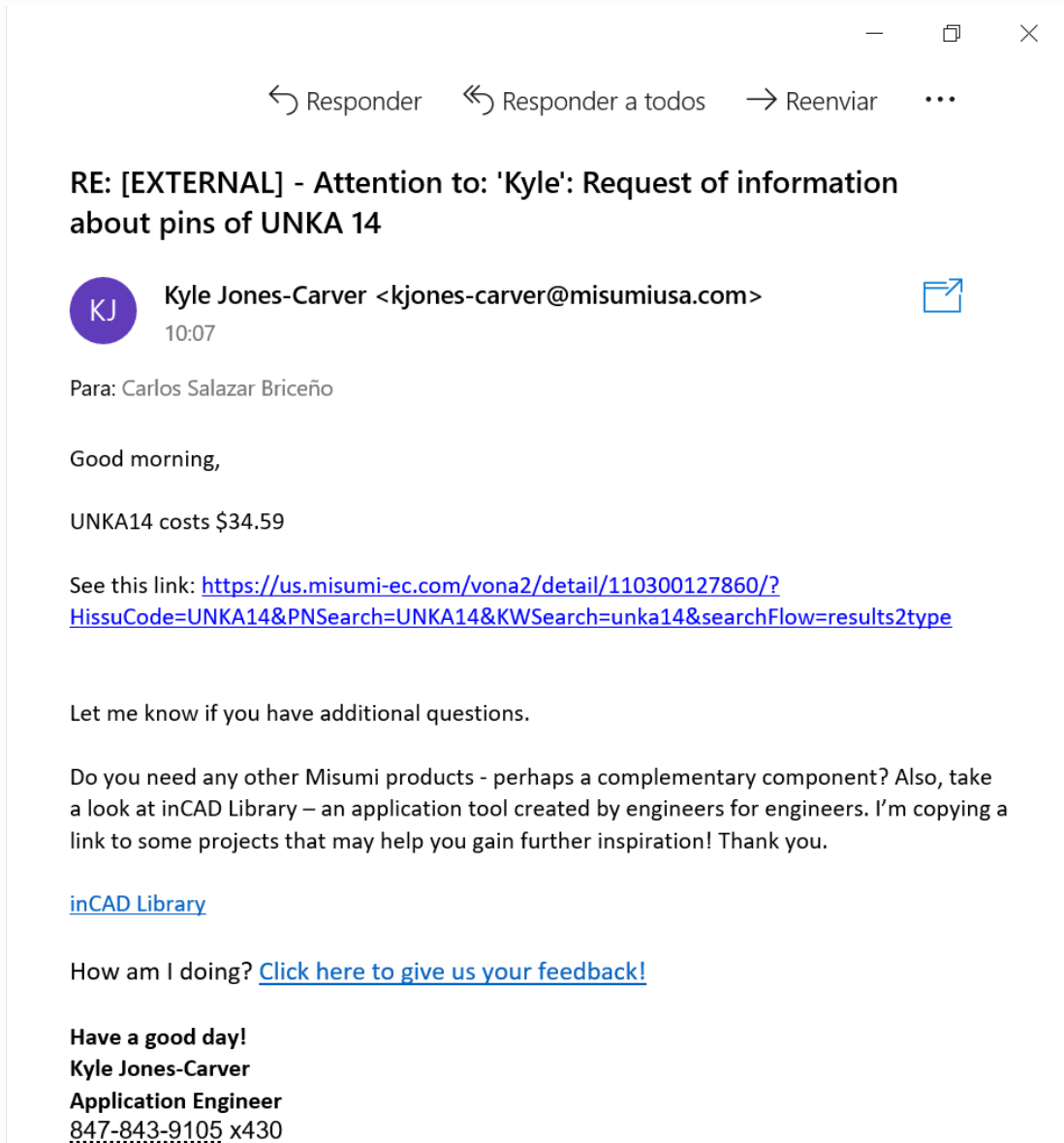
En el lazo de control de fuerza (Figura 4.9) la ganancia de los potenciómetros deslizantes es igual a 1 ya que en el modelo de la planta realizado se incluyó a la dinámica de los sensores con las Ecuaciones 4.7 y 4.8.



ANEXO E
COTIZACIONES DE COMPONENTES DEL MECANISMO



A continuación, se muestran las cotizaciones realizadas y los costos encontrados en páginas web de diversos distribuidores.

Unión universal comercial



← Responder << Responder a todos → Reenviar ...

RE: [EXTERNAL] - Attention to: 'Kyle': Request of information about pins of UNKA 14

 **Kyle Jones-Carver** <kjones-carver@misumiusa.com> 
10:07

Para: Carlos Salazar Briceño

Good morning,

UNKA14 costs \$34.59

See this link: <https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110300127860/?HissuCode=UNKA14&PNSearch=UNKA14&KWSearch=unka14&searchFlow=results2type>

Let me know if you have additional questions.

Do you need any other Misumi products - perhaps a complementary component? Also, take a look at inCAD Library – an application tool created by engineers for engineers. I’m copying a link to some projects that may help you gain further inspiration! Thank you.

[inCAD Library](#)

How am I doing? [Click here to give us your feedback!](#)

Have a good day!
Kyle Jones-Carver
Application Engineer
847-843-9105 x430

Husillo de bolas



KGT 12.7x12.7 R/H 200 G9 O G
Eichenberger Carry Screw

Stock Code: EBSKGT12.712.7RH200G9OG

✖ **Out Of Stock** (Please contact us direct for availability)

£25.16 (exc VAT)

Quantity:

Add to Basket

Add to Quote

Tuerca de husillo de bolas



KGT 12.7x12.7 FGR RH N A G
Eichenberger Carry Nut

Stock Code: EBNKGT127127FGRRHNAG

✔ In Stock for despatch

£114.67 (exc VAT)

Quantity Ordered	Price
1 - 9	£114.67
10 - 29	£99.85
30 - 49	£88.90
50 - 99	£83.10
100+	£75.37

Quantity:

Add to Basket

Add to Quote

Acople rígido



uxcell - Acoplamiento de eje de 0.394 in a 0.394 in con orificio L22 x D16 para rueda de motor de robote, conector rígido, tono dorado

de uxcell
★★★★★ 2 opiniones de clientes

Precio: US\$ 6.89 & Envío GRATUITO

Tamaño: 10mm to 10mm

4mm to 4mm	4mm to 5mm	4mm to 6mm
5mm to 5mm	5mm to 6mm	5mm to 8mm
6mm to 6mm	6mm to 8mm	6mm to 10mm
8mm to 8mm	8mm to 10mm	10mm to 10mm

Color: Gold Tone



• Diámetro de la conexión: 0.394 in a 0.394 in, longitud total: 0.866 in, diámetro exterior: 0.630 in.

US\$ 6.89

& Envío GRATUITO

Este artículo se envía a Peru. Obtenlo antes de viernes, el 26 de julio - viernes, el 16 de agosto. Elige esa fecha al finalizar la compra.

Solo queda(n) 6 en stock (hay más unidades en camino).

Cantidad:

US\$ 6.89 + Envío gratis

Vendido y enviado por uxcell.

Rodamiento lineal



Lmh8uu Lineal teniendo - 8 Mm De Eje-H Flang, Lm8uu CnC - ver título original

Estado: **Nuevo**

Pack Quantity:

Cantidad: 4 disponible(s)
38 vendidos / [Ver votos](#)

GBP 4,50

Aproximadamente 5,01 EUR

¡Cómpralo ya!

[Añadir a la cesta](#)

[Añadir a lista de seguimiento](#)

Satisfacción del comprador 100%

Más de 75% vendidos

Cantidad limitada disponible

Envío: Envíos a Perú. Para más información sobre las opciones de envío, consulta los detalles en la descripción del artículo o contacta con el vendedor. | [Ver detalles](#)

Ubicación del artículo: Sheffield, Reino Unido
Realiza envíos a: Todo el mundo

Adaptador de abrazadera



[View larger image](#)



Add to Compare [Share](#)

prosthetic manufacture tube clamp adapter for leg prosthesis

FOB Reference Price: [Get Latest Price](#)

\$6.00 - \$12.00 / Pieces | 10 Piece/Pieces (Min. Order)

Lead Time:	Quantity(Pieces)	1 - 50	>50
Est. Time(days)		5	Negotiable

[Contact Supplier](#)

[Leave Messages](#)

Seller Support: [Trade Assurance](#)

— To protect your orders from payment to delivery

Payment: [VISA](#) [MasterCard](#) [TT](#) [Online Bank Payment](#) [Pay Later](#) [More](#)

Shipping: Alibaba.com Ocean Shipping Service from China to U.S
[Get shipping quote](#)

Rodamiento 7200 BECBP



7200BECBP - SKF Angular Contact Bearing - 10 x 30 x 9mm



£36.30

Quantity

1

+

-

IN STOCK

[CLICK HERE FOR DELIVERY INFORMATION](#)

ADD TO BASKET

VISA



PayPal



Rodamiento 61800 2Z



61800 2Z - SKF Deep Groove Bearing - 10x19x5



£10.69

Quantity

1

+

-

IN STOCK

[CLICK HERE FOR DELIVERY INFORMATION](#)

ADD TO BASKET

VISA



PayPal



Rodamiento W606-2Z



W606-2Z -SKF Miniature Deep Groove - 6x17x6mm



£14.62

Quantity

IN STOCK

[CLICK HERE FOR DELIVERY INFORMATION](#)

ADD TO BASKET



Brida de 8 mm (soporte de guía)



4 unids/lote de aluminio de aleación de brida acoplamiento de brida acoplador/3/4/5/6/8mm Guía soporte del eje para modelos RC

[Ver nombre original del producto en inglés](#)

US \$10.09 - 12.29 / lote (4 unidades)

US \$3.00 Cupón de nuevo usuario. [Conseguir cupones](#)

Color:



Cantidad:

3% dto. (3 lots o más)
4994 lots disponibles

Envío: **US \$1.89** a Peru por China Post Registered Air Mail

Fecha estimada de entrega: 39-39 días

Comprar

Añadir a la cesta

♥ 2

Protección al Comprador de 39 días
Garantía de reembolso

Protectores (topes)

26108
Tope de goma tipo TP tope de puerta

Productos » Vista general de producto » Sistemas y componentes para la construcción de plantas y máquinas » Muelles de compresión roscados Muelles de elastómero Topes de goma Amortiguadores Muelles neumáticos » Topes de goma y metal » Tope de goma tipo TP tope de puerta

[VOLVER](#)

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:
Elastómero y caucho natural, dureza media, 60° Shore A.

Indicación:
Tope de goma para enroscar. También se puede utilizar como pies de montaje en máquinas.

Rango de temperatura:
De -30 °C a +80 °C.

A petición:
Otras durezas Shore.

Características especiales:

RoHS

[Descargar](#)

Mi norelem

Correo electrónico

Contraseña

> He olvidado mi contraseña.
> Soy nuevo en esta página.

[INICIAR SESIÓN >](#)

Cesta de la compra

Número de artículos: 2
Total: 5,68 €

[MOSTRAR >](#)

Pedido rápido / Comprobar disponibilidad

Pedir el artículo directamente o comprobar la disponibilidad.

[MOSTRAR >](#)

Guía cilíndrica lineal



285mm

Barra de eje de carril lineal de acero inoxidable de 8mm 100/200/285/320 / 350mm - 285 mm

★★★★★ 132 Comentarios | Preguntas y Respuestas Vendido: 4153 ID: 1119330

Precio: **US\$3.81**

PROMO: **SALE** Compra 2, obtiene 15% dto [Ir a ver >](#)

Enviar desde: **CN**

Tamaño (US): 

Envío: Disponible Tiempo de procesamiento: 1-3 días laborables
US\$0.61 via [Envío Estándar](#) Tiempo de envío: 7-35 días hábiles

Cantidad:

compartir: [Facebook](#) [Twitter](#) [Pinterest](#) [LinkedIn](#) [WhatsApp](#) [Email](#) [Link](#)

Precio total: **US\$3.81** (Ganar 3 Puntos BG)

Resorte de dorsiflexión


Select your unit of measure: English Metric

A Wire Diameter, w_d :	4,500	IN	MM
B Outer diameter, OD :	23,000	IN	MM
C Free length, L_{free} :	85,000	IN	MM
D Number of active coils, n_a :	14,000		

Select a material: Music Wire ASTM A228

Calculate

Now Hiring Spring Coilers

 **Your design has warnings.**

THE SPRING STORE YOUR DESIGN'S SIMILAR STOCK SPRINGS

Price	Stock Part Number	Outer Diameter (in.)	Free Length (in.)	Rate (lbs./in.)
\$27.36	PC162-875-12300-MW-3630-CG-N-IN	0.875	3.630	265.031

Resorte de inversión


Select your unit of measure: English Metric

A Wire Diameter, w_d :	4,000	IN	MM
B Outer diameter, OD :	20,000	IN	MM
C Free length, L_{free} :	36,920	IN	MM
D Number of active coils, n_a :	5,000		

Select a material: Music Wire ASTM A228

Calculate

Now Hiring Spring Coilers













 **Congratulations, you have a good spring design!**





THE SPRING STORE YOUR DESIGN'S SIMILAR STOCK SPRINGS


Price	Stock Part Number	Outer Diameter (in.)	Free Length (in.)	Rate (lbs./in.)
\$9.52	PC156-812-6500-MW-1380-CG-N-IN	0.812	1.380	669.756
\$11.12	PC162-812-7000-HD-1380-CG-N-IN	0.812	1.380	720.553
\$43.73	PC170-859-7500-MW-1590-CG-N-IN	0.859	1.590	666.987



Cotización de tornillos, tuercas y arandelas

Pos.	Información	Imagen	Referencia	Denominación del artículo	Peso	Cantidad	VPE	Precio €	Total €	
1			07160-206X18	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M06X18, SW=5, ACERO 12.9 NEGRO	0,006 kg	<input type="text" value="1"/>	1	0.24	0.24	
2			07160-108X18	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M08X18, SW=6, ACERO INOXIDABLE ACABADO	0,048 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.47	1.88	
3			07160-05X16	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M05X16, SW=4, ACERO 8.8 NEGRO	0,064 kg	<input type="text" value="16"/>	1	0.15	2.40	
4			07160-05X12	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M05X12, SW=4, ACERO 8.8 NEGRO	0,012 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.15	0.60	
5			07160-04X16	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M04X16, SW=3, ACERO 8.8 NEGRO	0,016 kg	<input type="text" value="8"/>	1	0.15	1.20	
6			07160-04X12	TORNILLO CABEZA CILÍN. CON HEXÁGONO INTERIOR DIN DIN912, DIN EN ISO4762 M04X12, SW=3, ACERO 8.8 NEGRO	0,028 kg	<input type="text" value="14"/>	1	0.15	2.10	
7			07210-04	TUERCA HEXAGONAL DIN EN ISO4032 M04, SW=7, ACERO 8 ACABADO NATURAL	0,018 kg	<input type="text" value="18"/>	1	0.12	2.16	

8			07210-05	TUERCA HEXAGONAL DIN EN ISO4032 M05, SW=8, ACERO 8 ACABADO NATURAL	0,02 kg	<input type="text" value="20"/>	1	0.12	2.40	
9			07300-03		0,004 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.12	0.48	
10			07300-04		0 kg	<input type="text" value="22"/>	1	0.12	2.64	
11			07300-105		0 kg	<input type="text" value="36"/>	1	0.12	4.32	
12			07300-108		0,004 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.12	0.48	
13			07170-04X25	TORNILLO HEXAGONAL CON ESPIGA M04X25 ACERO, NEGRO 8.8, DIN931	0,012 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.22	0.88	

Pos.	Información	Imagen	Referencia	Denominación del artículo	Peso	Cantidad	VPE	Precio €	Total €	
1			07171-04X25	TORNILLO HEXAGONAL DIN933 M04X25, SW=7 ACERO 8.8, NEGRO	0,024 kg	<input type="text" value="8"/>	1	0.12	0.96	
2			07174-1303X12	TORNILLO CABEZA SEMICIRCULAR, HEX. M03X12, FORMA:A ACERO 10.9, DIN EN ISO 7380-1	0,004 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.32	1.28	

3			07166-04X5	TORNILLO DE SUJECIÓN, HEXÁGONO INTERIOR CON PUNTA DIN EN ISO4027 M04X5, ACERO NEGRO	0 kg	<input type="text" value="16"/>	1	0.12	1.92	
4			07166-06X10	TORNILLO DE SUJECIÓN, HEXÁGONO INTERIOR CON PUNTA DIN EN ISO4027 M06X10, ACERO NEGRO	0,016 kg	<input type="text" value="16"/>	1	0.15	2.40	

5			07210-103	TUERCA HEXAGONAL DIN EN ISO4032 M03, SW=5.5, ACERO INOXIDABLE 70 ACABADO NATURAL	0 kg	<input type="text" value="4"/>	1	0.12	0.48	
---	--	---	-----------	--	------	--------------------------------	---	------	------	---



¡Disponible sólo en Internet!

Micro Tornillos M1.6 Din84

Referencia Tornillo M1.6x6mm Din84
 Código: 0689594034365
 Condición: Nuevo producto

Tornillos, tuercas acero
M1.6 Din84

1 a 2 días

Compartir en Facebook
 Imprimir


0,08 €

Cantidad o Metros
 1 - +
 La cantidad mínima en el pedido de compra para el producto es 100

Medidas-Opciones
 6mm

Añadir al carrito: Debe estar Registrado

ISO7380 black button head screw



50 piezas ISO7380 botón negro tornillo de cabeza M2 M2.5 M3 M4 M5 M6 M8 hexágono redondo tornillos de cabeza hexagonal tornillo

★★★★★ 4.9 - 2365 Valoraciones 2694 vendidos

US \$0.84 / lote (50 unidades)
~~US \$0.99~~ -15%

US \$3.00 Cupón de nuevo usuario [Conseguir cupones](#)

Tamaño: M3 50pcs

M2.5 50PCS M4 20PCS M8 5PCS M2 50PCS **M3 50pcs**
 M5 10PCS M6 10PCS

Longitud: 6 mm

4 mm 25 mm 30 mm 35 mm 40 mm 45 mm
 50 mm 5 mm **6 mm** 8 mm 10 mm 12 mm 20 mm

M2/M2.5/M3/M4/M5/M6/M8



DIN 7991-A2, Tornillo allen cab. avelan./ M2,5 x 12

Número de artículo: 7991-025-012-A2

Categoría: ..DIN 7991 (A-2)

0,07 €

sin incluir 21% IVA, más gastos de envío

2003 Uds. disponible

Tiempo de entrega: 2 - 3

Días laborables

1 Uds. **Añadir a la cesta de compra**

Lista de deseos Lista de comparación

Cotización de materiales para fabricación de piezas



R.U.C. 20602548997
Tel: (51) 240 1532 / Entel 998247731 RPC 986317768
E-mail: shalom_metales@hotmail.com

N° de cotización **C8290**

COTIZACION

Lima, 17 de octubre de 2019

Señores : **FABRICACION Y DISEÑO SOSTENIBLE S.A.C.**
RUC : **20603587163**
Atención : Carlos Salazar
Forma de pago : Contado
Fecha : 17/10/2019
Entrega : Inmediata
Correo Electrónico: salazarcharlie@hotmail.com

Estimados Señores:

En atención a su solicitud, nos es grato cotizarles los siguientes materiales:

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	P/U	P. TOTAL
1	1.00	PLANCHA DE ALUMINIO TREFILADO 300MMX300MMX1/8"	40.00	40.00

Sub Total	S/.	32.80
I.G.V. 18%		7.20
Total Facturado		40.00

CONDICIONES DE VENTA:

- o Forma de Pago: Contado
- o Tiempo de entrega: Inmediata
- o Confirmar su pedido con orden de compra o enviar la cotización debidamente firmada y sellada
- o Cta. Cte. Bco. Crédito S/ : **191 - 2461161-0-11** a nombre de Metales Industriales Shalom EIRL
- o Cta. Cte. Bco. Crédito \$/ : **191 - 2476806-1-50** a nombre de Metales Industriales Shalom EIRL
- o Código Interbancario **CI: 002-19100246116101154**

Agradecemos su gentileza, nos despedimos de Uds.

Atte.

Jesús Marchena
Shalom Metales
Entel 99824 7731
Claro 986317768
Fijo: 240 1532

LUDEMINOX TORRES S.A.C.
 ACEROS INOXIDABLES - BRONCE - COBRE - ALUMINIO
 PLÁSTICOS DE INGENIERÍA

AV. GUILLERMO DANSEY NRO. 918 INT. A3 URB. ZONA INDUSTRIAL LIMA - LIMA
 CAL. RAMON CARCAMO NRO. 490 INT. 123 URB. LIMA INDUSTRIAL - LIMA - LIMA
 AV. GUILLERMO DANSEY NRO. 918 INT. A2 COO. NIÑO JESUS - LIMA - LIMA
 TELF. 433-6965 981 476 629 - 981 448 799 - 933099558
 MOVISTAR: 998 954 081

• PLANCHAS
 • TUBOS, BARRAS
 • MALLAS, DISCOS
 • BOCINAS, ÁNGULOS
 • PLATINAS, PERNOS
 • CONEXIONES EN GENERAL
 • NYLON
 • TEFLÓN
 • FERROCEL
 • BAKELITA
 • FIBRAS Y AFINES

RUC 20563568942

COTIZACIÓN
NOTA DE PEDIDO

001 - **Nº 000101**
 002 -
 003 -

VALIDO 3 DIAS.

Fecha: 12/10/19
 Señor(es): CARLOS SALAZAR
 Dirección:

CANT.	DESCRIPCION	P. UNIT.	IMPORTE
1	Barras de inox $\phi 1\frac{1}{2} \times 32cm$		30.00
1	Barras de inox $\phi 1\frac{1}{2} \times 10cm$		6.00
1	Barras de inox $\phi 1\frac{1}{2} \times 10cm$		5.00
1	Barras de inox $\phi 8mm \times 10cm$		4.00
1	Barras de inox $\phi 35mm \times 5cm$		13.00
1	Barras de inox $\phi 1\frac{1}{2} \times 5cm$		8.00
1	platinas de inox $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 22cm$		18.00
2	Barras de inox $\phi 14 \times 14cm$		16.00
2	platinas de inox $1\frac{1}{2} \times 2" \times 4cm$		12.00

- Una vez salida la mercadería, no hay lugar a cambios ni devoluciones.
 - Los Precios NO incluyen IGV.
 - Sírvase canjear por Boleta o Factura.

CONFORMIDAD

TOTAL S/ 110.00

Cotización de fabricación de piezas

GRUPO JR
 SERVICIOS Y FABRICACIONES S.A.C.

SERVICIOS: CORTE Y DOBLES, CORTE CON PLASMA, SOLDADURA EN GENERAL, ELECTRICAS, TIG
 FABRICACIÓN DE ESTRUCTURAS, TANQUES, VARANDAS, PASAMANOS, MESAS, ESCALERAS.
 Compra y Venta de Materiales de Hierro y Acero Inoxidable
 Compra y Venta de Chatarra de Acero Inoxidable, Fierro, Bronce, Cobre, Aluminio
 AV. GUILLERMO DANSEY N° 869 URB. ZONA INDUSTRIAL - LIMA - LIMA - LIMA
 CEL.: 986992757 / 972194749

R.U.C. 20602074189

PROFORMA

Nº 000339

Señor(es): CARLOS SALAZAR
 Dirección: D.I.:
 Fecha de Emisión: 12 de 10 del 2019
 Lima, de del

CANT	DESCRIPCION	P. UNIT.	IMPORTE
08	SERVICIO DE DEFORMACIÓN Y DOBLADO DE PLANCHAS DE ALUMINIO DE 118		5 / 150.00

CANCELADO
 12/10/19
 Lima, de del 20

TOTAL S/ 150.00

FIRMA

MATRICERIA J&P

De: Frank Patrick Carmelo Rojas
 Molde de Inyección - Soplado - Corte y Embutido
 Termoformado - Caucho Servicio de Inyección
 Pantógrafo - Torno - Fresadora - Cepillo - Erección - CNC
 Av. Guillermo Dansey Nro. 815 Lima - Lima - Lima
 Cel.: 930787369
 E-mail: fk_stone15@hotmail.com / Matrericia JP

R.U.C. 10477122081
PROFORMA PEDIDO
Nº 000280

DIA MES AÑO
 12 10 2019

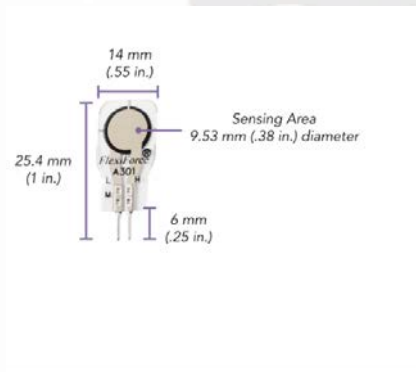
Señor(es): Carlos Salazar

Dirección: Fecha:/..../.....

CANT.	DESCRIPCION	P. Unit.	IMPORTE
02	S/P 2010	40.00	
02	S/P	160.00	
02	S/P	60.00	
02	S/P	80.00	
04	S/P	100.00	
01	S/P	20.00	
01	S/P	30.00	
02	S/P	50.00	
02	S/P	50.00	
01	S/P	60.00	
01	S/P	80.00	
02	S/P	80.00	

¡ Gracias por su Preferencia ! TOTAL S/ 780.00
 730.00

Sensores de presión



FlexiForce A301 Sensor

Our 1 inch standard sensor is ideal for integrating into OEM products.

[Download Datasheet »](#)

\$53.60 (4 sensors, 445 N)

Metric U.S.

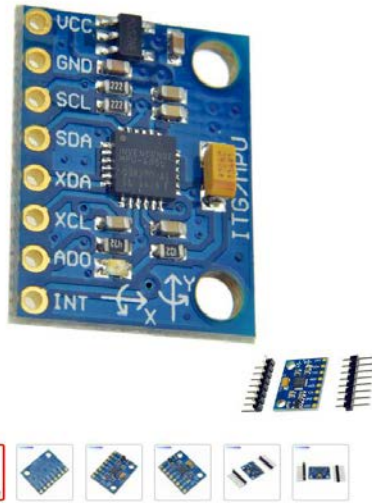
Standard Force * 445 N ▼

Pack Size 4-pack ▼

Pack Quantity

Sensor de inercia

Electronicians



1 Set IIC I2C GY-521 MPU-6050 MPU6050 3 ejes analógicos giroscopio sensores acelerómetro de 3 ejes para módulo Arduino con pines 3-5 VCC

[Ver nombre original del producto en inglés](#)

★★★★★ 4.9 - 695 Valoraciones 2099 vendidos

US \$0.61 ~~US \$0.75~~ -19% **New User Deal**

Descuento directo: US \$3 dto. por cada US \$89 ▾

US \$3.00 Cupón de nuevo usuario **US \$5.00 dto. por cada US \$100.00**

Conseguir cupones

Cantidad:

1 Adicional 2% dto. (3 unidades o más)
97859 unidades disponibles (Limite de 1000 unidades por usuario)

Envío: **US \$0.24** a Peru por Yanwen Economic Air Mail ▾

Fecha estimada de entrega: 30-50 días 🕒

Comprar

Añadir a la cesta

👤 4568

🛡️ **Protección al Comprador de 60 días**
Garantía de reembolso

Potenciómetro deslizante

PS60M-0MC2BR100K

TT Electronics



[Enlarge](#)

Images are for reference only
See Product Specifications

[Share](#)

Mouser #:	858-PS60M0MC2BR100K
Mfr. #:	PS60M-0MC2BR100K
Mfr.:	BI Technologies / TT Electronics
Customer #:	<input type="text" value="Customer #"/>
Description:	Slide Potentiometers 100K Ohms 20% SLIDE POTENTIOMETER
Datasheet:	PS60M-0MC2BR100K Datasheet
ECAD Model:	Build or Request PCB Footprint or Symbol
Download the free Library Loader to convert this file for your ECAD Tool. Learn More.	

In Stock: 68

Stock: 68 Can Ship Immediately

On Order: 0

Factory Lead-Time: 7 Weeks

Enter Quantity: Minimum: 1 Multiples: 1

Pricing (USD)

Qty.	Unit Price	Ext. Price
1	\$2.31	\$2.31
10	\$1.92	\$19.20
100	\$1.65	\$165.00

Microcontrolador



Arduino Micro

Modelo ARD-MICRO

Uno de los arduinos mas pequeños, con formato amigable para el Protoboard. Utiliza el mismo microcontrolador que Arduino Leonardo, el ATmega 32U4.

Imprimir

S/. 35,00

Cantidad

1 - +

Añadir al carrito

Añadir a la lista de deseos

Motor y reductor

Motor



(a motor is necessary for a configuration)

✓ DCX 35

> Change

This motor is a powerhouse with graphite brushes and preloaded ball bearings.

In the "Continue configuration" step, you can configure the mechanical and electrical interfaces, like the front/rear shaft, front/rear flange, electrical connection, and the marking.

Keydata

Length	70.5 mm
Max. output power continuous	86.7 W
Power rating	80 W
Max. torque	77.7 mNm
Max. permissible speed	12300 rpm

Size

Long

Commutation

Graphite brushes ⓘ

Winding

Nominal voltage 12 V ⓘ

Motor bearings

Preloaded ball bearing ⓘ

SUMMARY



Motor - DCX35L GB KL 12V
Planetary gearhead - GPX37 LN 3.9:1

Total price for 1-4 units

443.36 EUR ⓘ

Prices excluding VAT

Recalculate

Complete configuration >

Gearhead



Driver de motor DC con escobillas

Motion Control Modules » Brushed DC Motor Drivers » Pololu High-Power Motor Drivers » **Pololu G2 High-Power Motor Driver 18v25**



Pololu item #: 2994 81 in stock

Brand: [Pololu](#)

Status: Active and Preferred ?

✓ RoHS 3

Free shipping in USA ?

Free add-on shipping in USA ?

Price break Unit price (US\$)

Price break	Unit price (US\$)
1	39.95
5	35.96
25	31.96
100	27.96

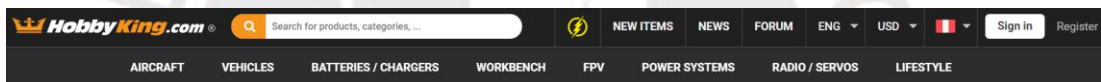
Quantity:

Add to cart 🛒

[backorders](#) allowed

Add to wish list

Batería de polímero de litio



Turnigy nano-tech 2200mah 4S 25~50C Lipo Pack

★★★★★ 82 REVIEWS

Shipped From:

GLOBAL

QTY:

- 1 +

\$20.85

Add to cart

Free Shipping on Eligible Orders

STATUS: IN STOCK

Filamento de plástico ABS



Filamento Impresora 3d Pla+ Abs+ 1.75 1kg Marca Premium Esun

★★★★★ 1 opinión

S/ 75

Hasta 12 cuotas

VISA

MasterCard

Más información sobre Mercado Pago



Entrega a acordar con el vendedor

Lima


Ver costos de envío

Cantidad: 1 Unidad (806 disponibles)

Amplificador operacional (Opamp)

MCP6291T-E/OT		In Stock: 6,371		
 <p>Images are for reference only</p>	Mouser #:	579-MCP6291T-E/OT	Stock:	6,371 Can Ship Immediately
	Mfr. #:	MCP6291T-E/OT	On Order:	0
	Mfr.:	Microchip Technology	Factory Lead-Time:	13 Weeks
	Customer #:	<input type="text" value="Customer #"/>	Enter Quantity:	Minimum: 1 Multiples: 1 <input type="button" value="Buy"/>
	Description:	Operational Amplifiers - Op Amps Single 10 MHz OP E temp		
Datasheet:	MCP6291T-E/OT Datasheet			
ECAD Model:	 PCB Symbol, Footprint & 3D Model Download the free Library Loader to convert this file for your ECAD			
Pricing (USD)		Qty.	Unit Price	Ext. Price
		1	\$0.54	\$0.54

Resistor de 10k ohmios



Resistor 10K Ohm 1/4 Watt PTH - 20 pack (Thick Leads)
PRT-14491 ROHS

\$1.20
Volume sales pricing

- 1 +

Quantity discounts available

DESCRIPTION DOCUMENTS

These are your run-of-the-mill 1/4 Watt, +/- 5% tolerance PTH resistors. Commonly used in breadboards and other prototyping applications, these 10K ohm resistors make excellent pull-ups, pull-downs and current limiters. These thick-lead versions of the resistors fit snugly into a breadboard with very little movement, so you should have few to no issues using them in your next project!

These resistors come in bags of 20. They are the same resistors found in the [SparkFun Inventor's Kit v4.0](#), upgraded from the resistors in previous versions of the kit.

Botón ON-OFF 10x15mm



5 uds interruptor de botón negro 3A 250V KCD11 2Pin/3Pin Snap-in On/Off interrupt or basculante 10MM * 15MM negro y rojo

★★★★★ 4.8 - 113 Valoraciones 138 vendidos

US \$0.70 - 0.98 / lote (5 unidades)

Descuento directo: US \$4.00 dto. por cada US \$49.00

US \$3.00 Cupón de nuevo usuario! + US \$2.00 dto. por cada US \$15.00

[Conseguir cupones](#)

Color:






Cantidad:

- 1 + 7550 lots disponibles

Envío: US \$0.26
 a Peru por Cainiao Super Economy Global

Reguladores de voltaje



Convertidor Voltaje DC-DC Step-Down 3A LM2596

Modelo CVOLT-DW-3A

Reduce el voltaje de la forma más eficiente

 Imprimir

S/. 12,00

Cantidad - +

 **Añadir al carrito**

 Añadir a la lista de deseos

Electronics » Regulators and Power Supplies » Step-Down Voltage Regulators » Pololu 9V, 2.5A Step-Down Voltage Regulator D24V25F9



Pololu item #: 2854 70 in stock

Brand: [Pololu](#)

Status: Active 

✓ RoHS3

 Free shipping in USA over \$60 

Price break	Unit price (US\$)
1	11.95
5	10.95
25	9.95
100	8.95

Quantity:

[backorders allowed](#)

Add to cart 

Add to wish list

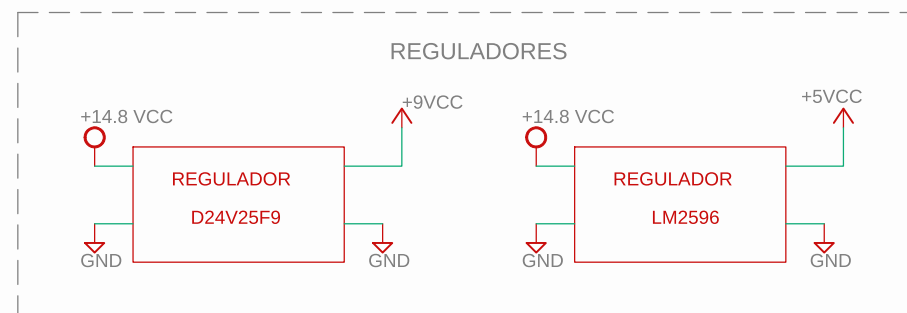
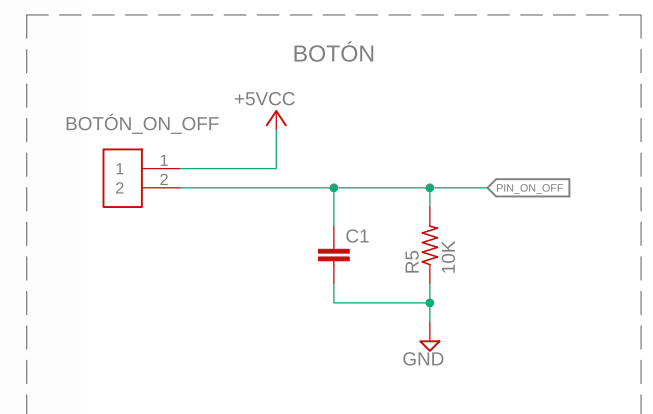
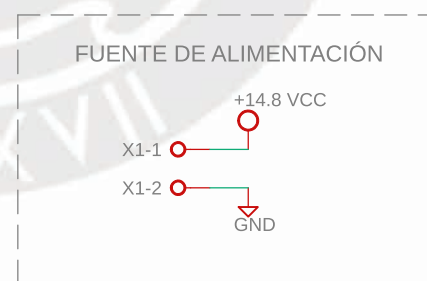
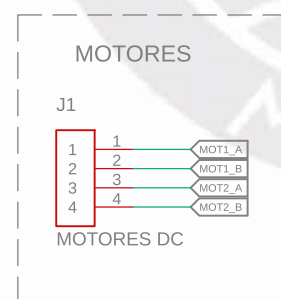
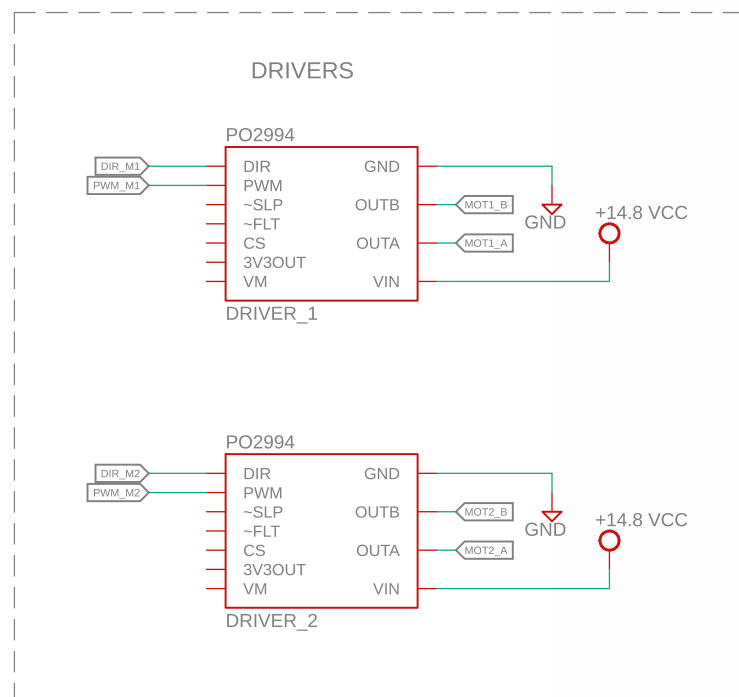
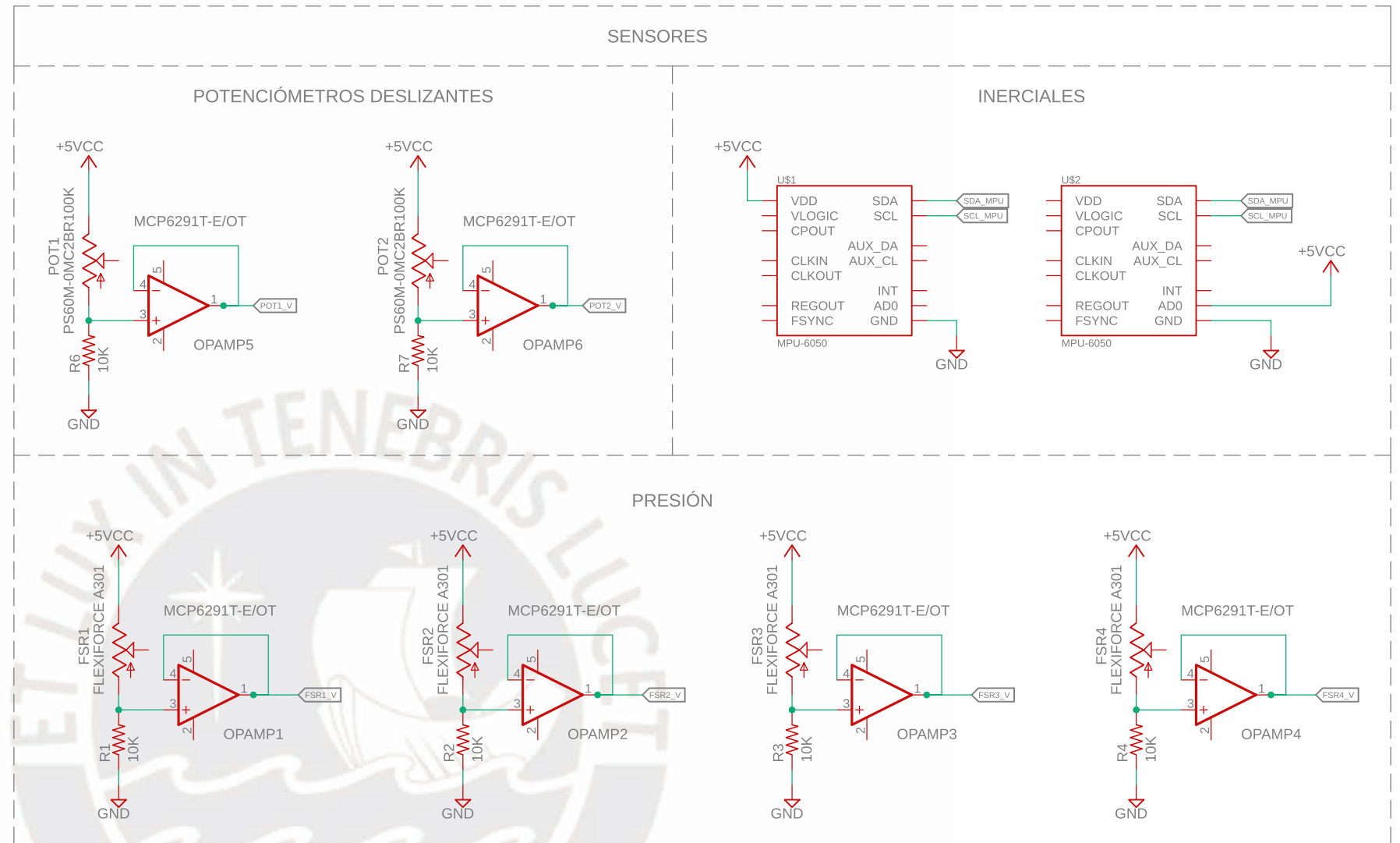
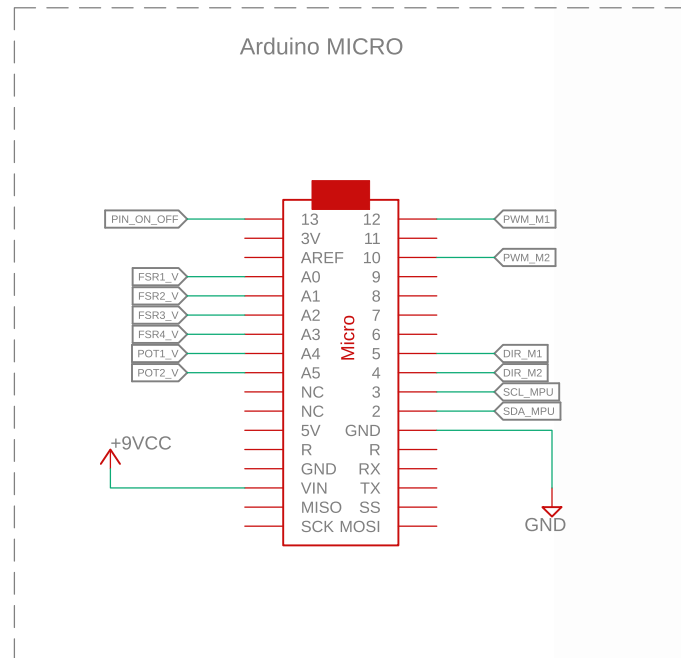




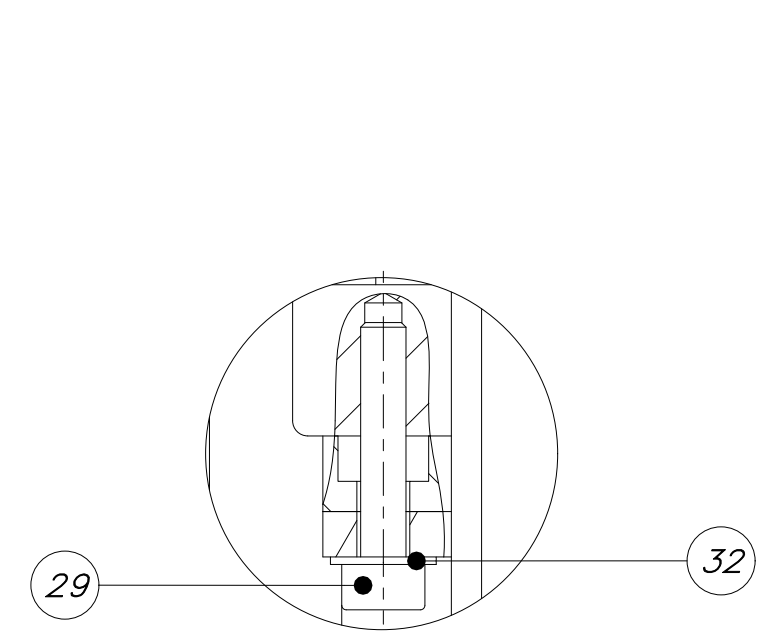
ANEXO F

PLANOS MECÁNICOS Y ELECTRÓNICOS

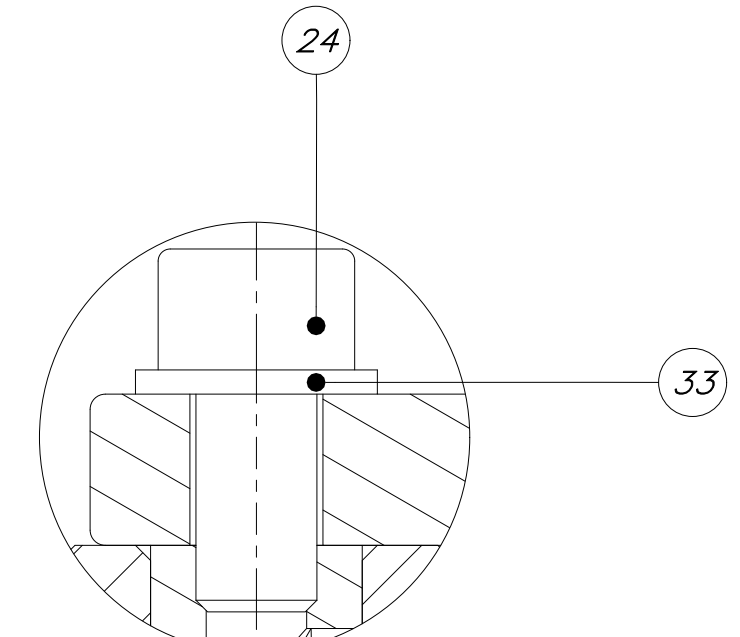




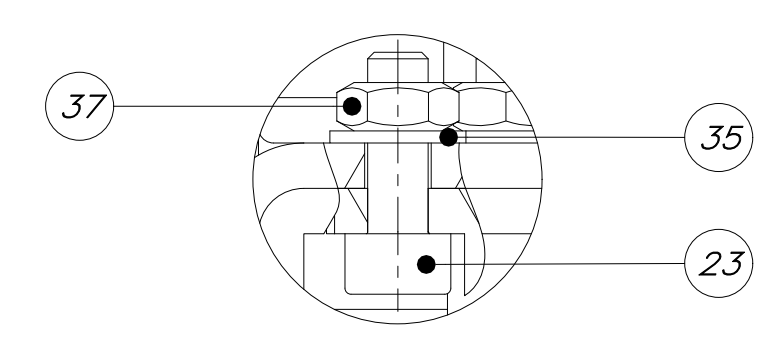
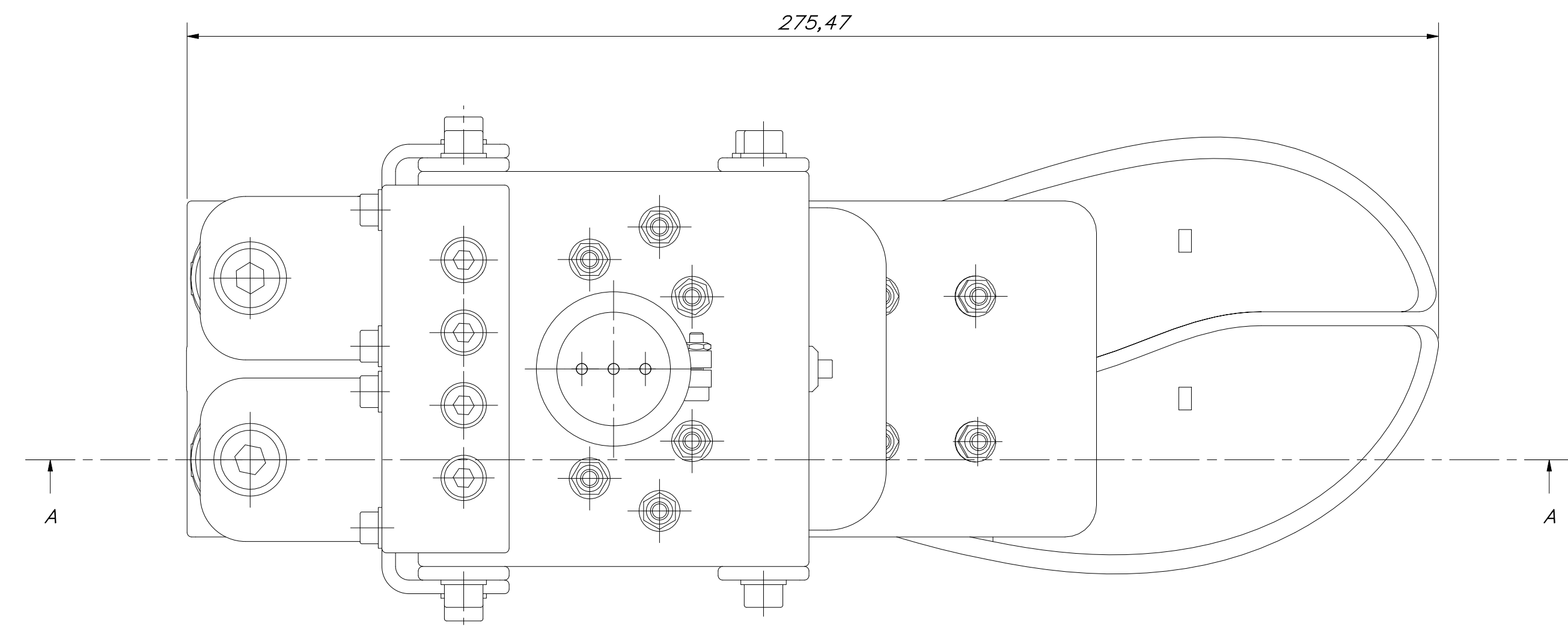
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ING. MECATRÓNICA		
DISEÑO DE UN MECANISMO DE 2 GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL		
DISEÑADO POR:	CARLOS ANTONIO SALAZAR BRICEÑO	ESCALA: 1:1
ASESORA:	VICTORIA ELIZABETH ABARCA PINO	FECHA: 11/07/2019
CO-ASESOR:	JHON MANUEL PORTELLA DELGADO	PLANO: MPR - SCH01 - A3



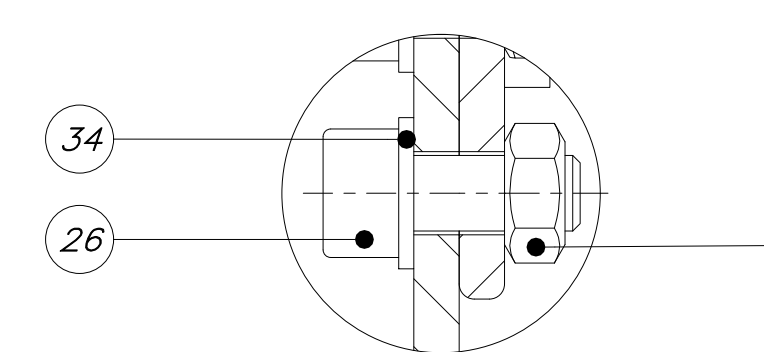
DETALLE P
ESCALA 2 : 1



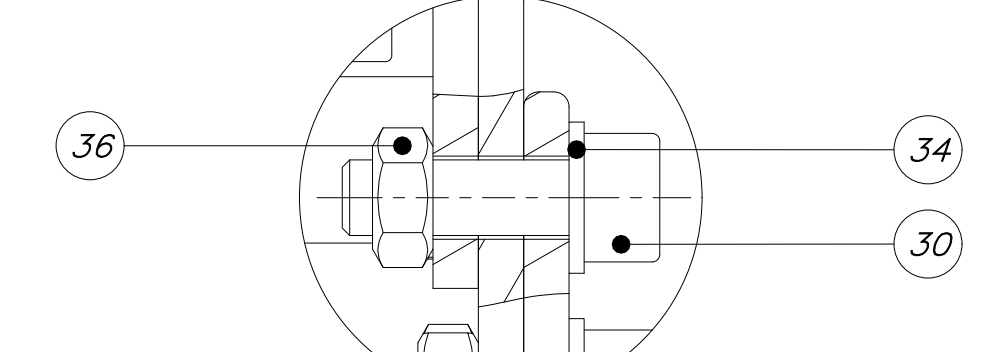
DETALLE R
ESCALA 2:1



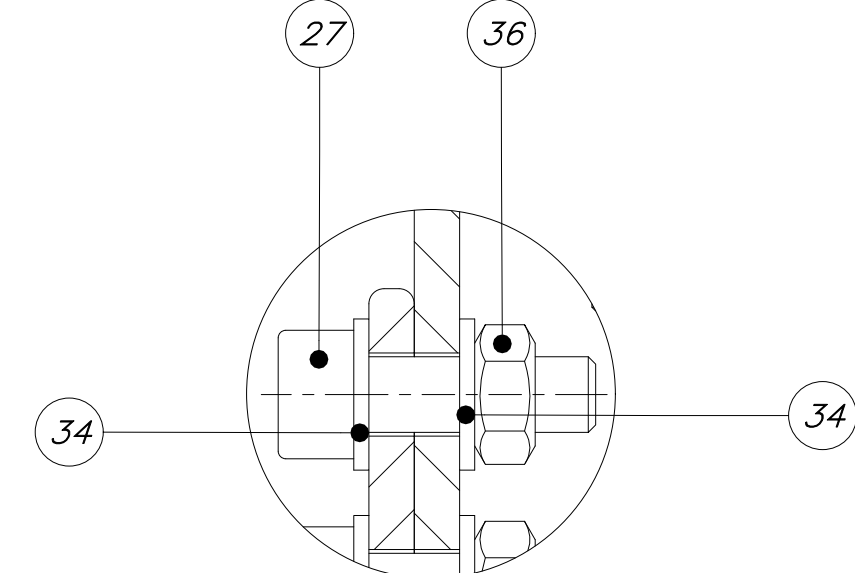
DETALLE T
ESCALA 2:1



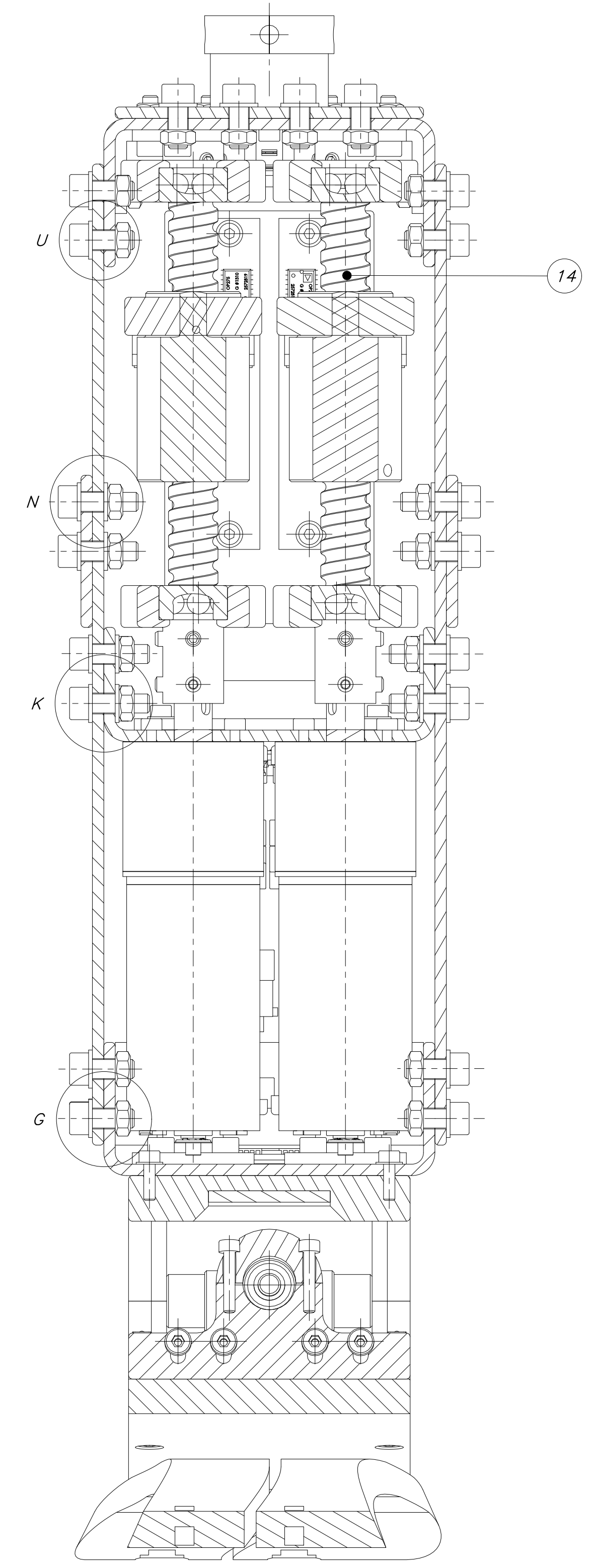
DETALLE U
ESCALA 2:1



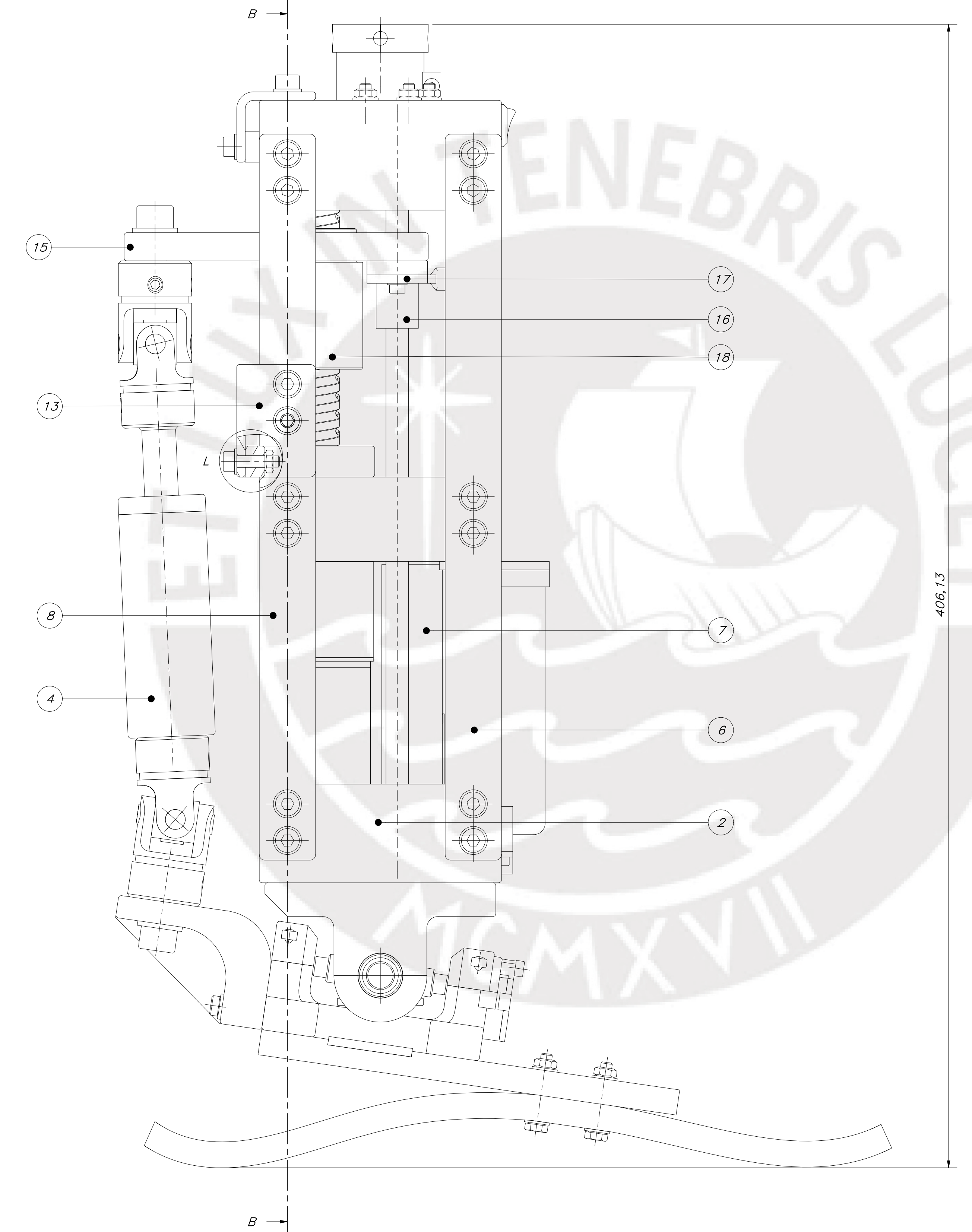
DETALLE V
ESCALA 2 : 1



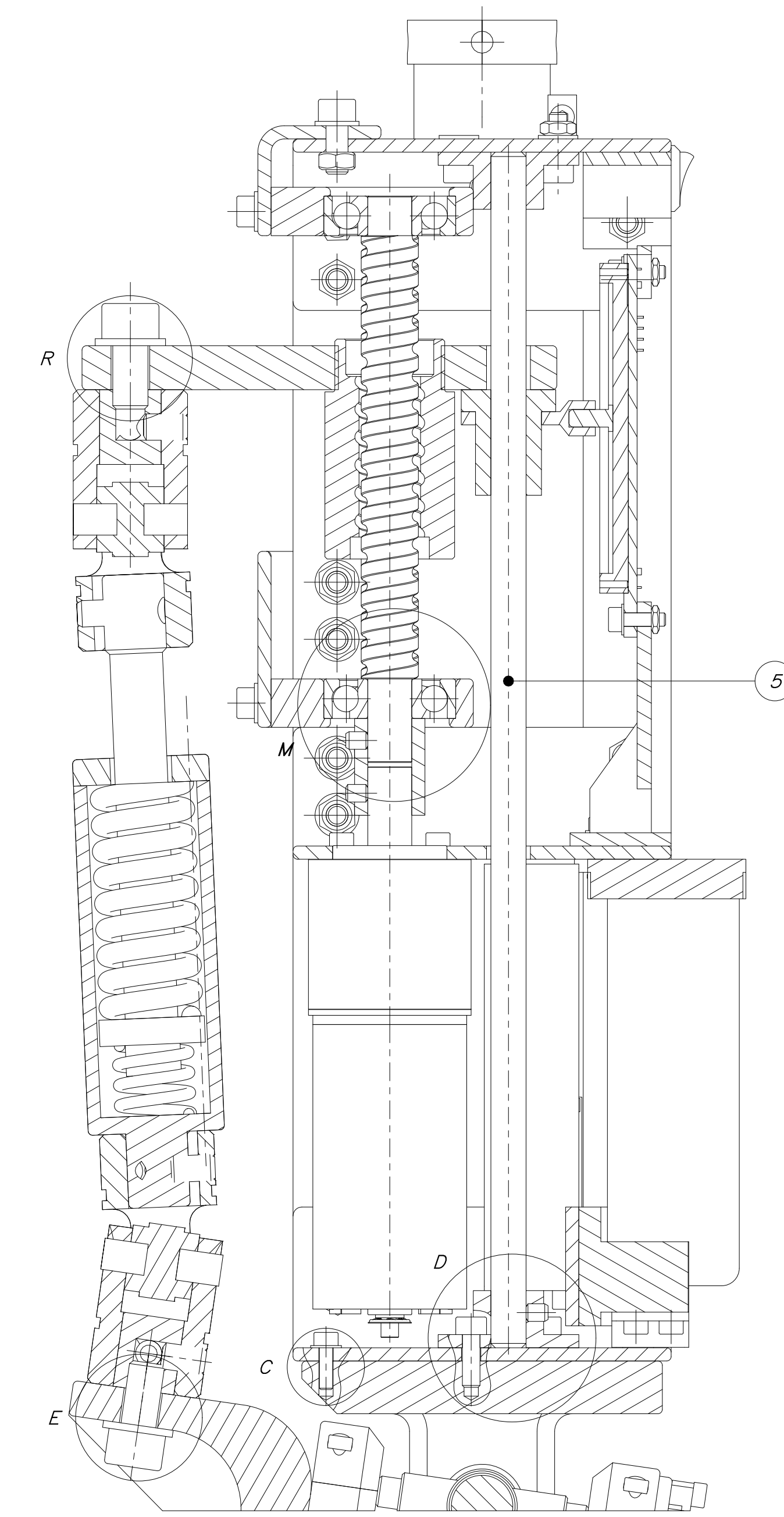
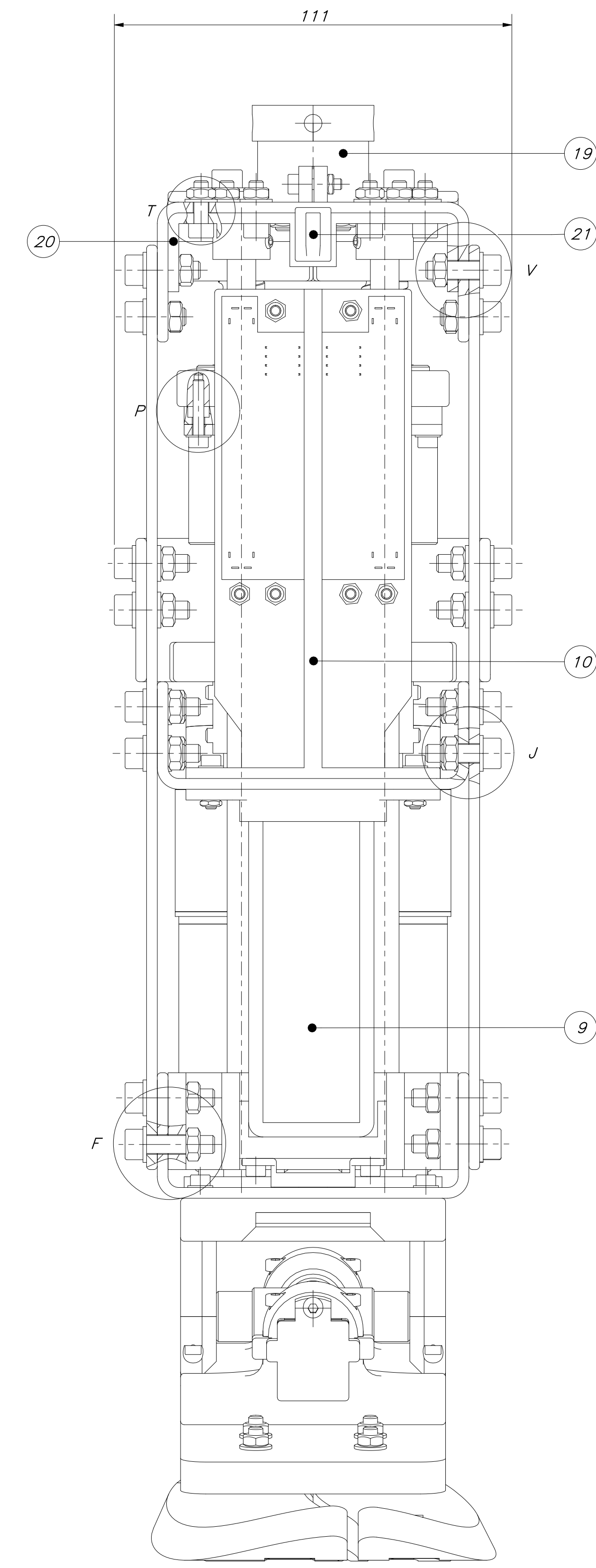
DETALLE N
ESCALA 2:1



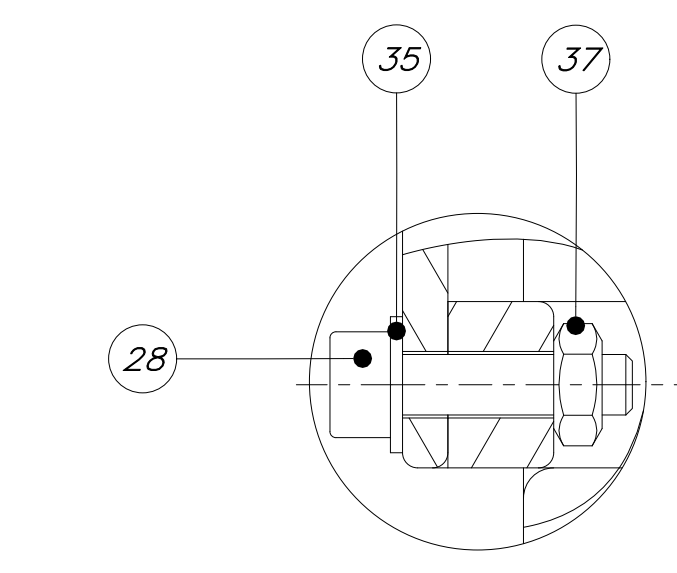
SECCIÓN B-B



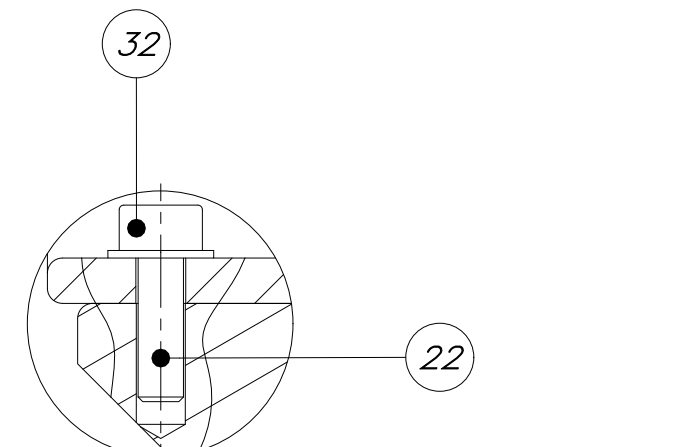
SECCIÓN A-A



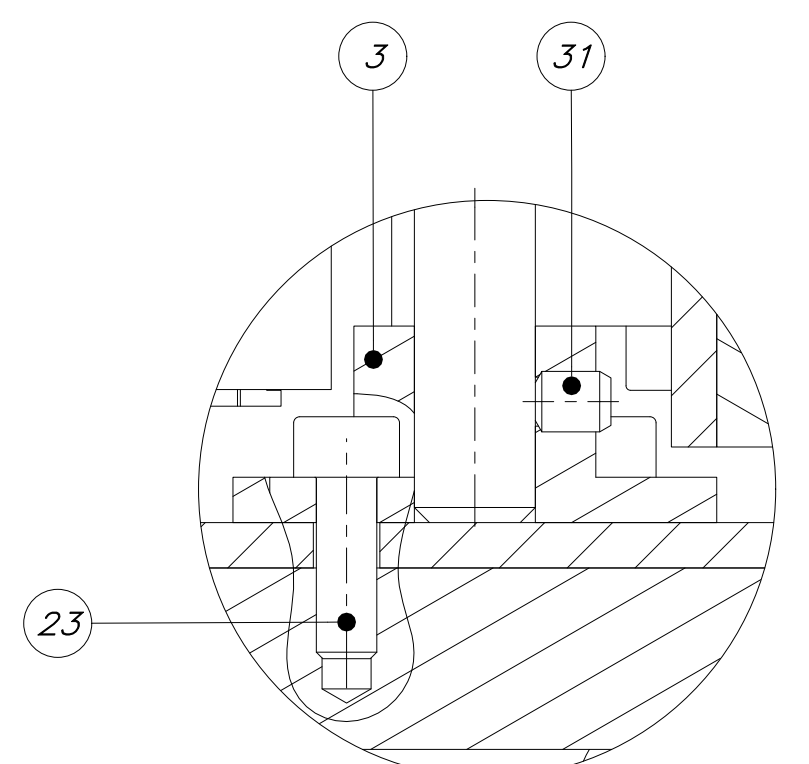
SECCIÓN A-A



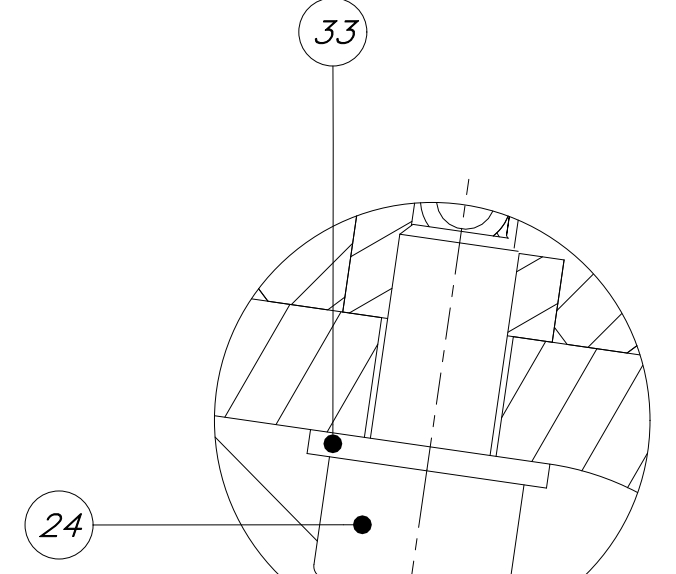
DETALLE L
ESCALA 2 : 1



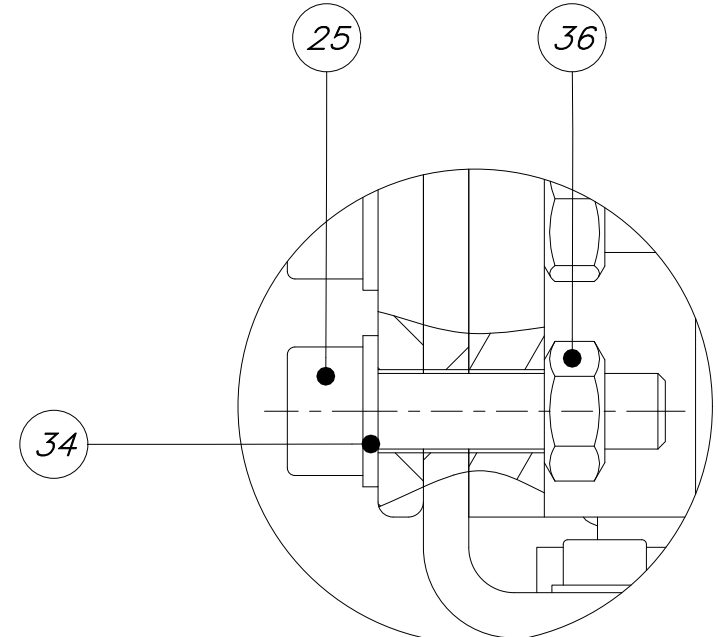
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



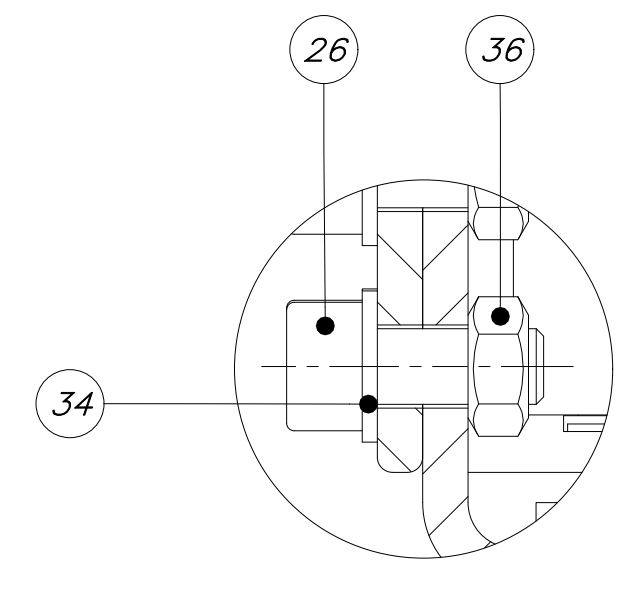
DETALLE D
ESCALA 2 : 1



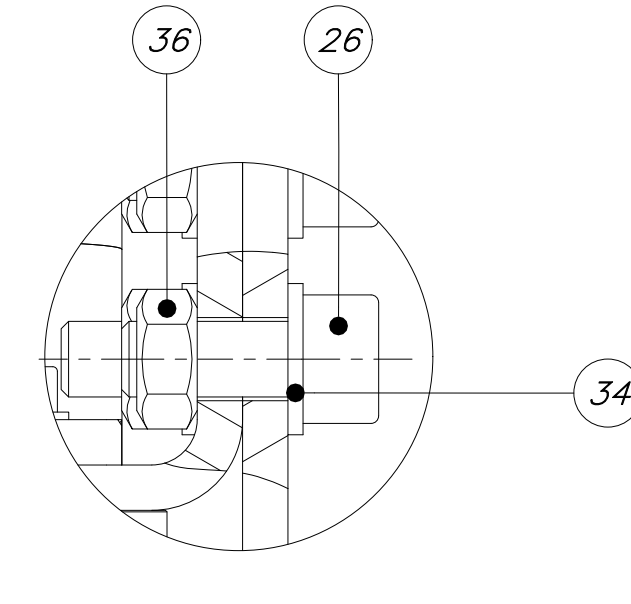
DETALLE E
ESCALA 2:1



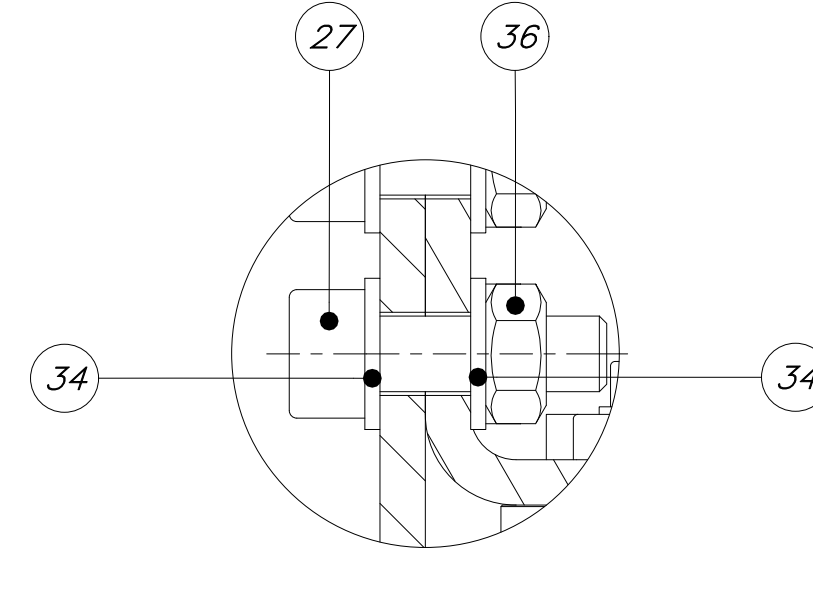
DETALLE F
ESCALA 2 : 1



DETALLE G
ESCALA 2:1



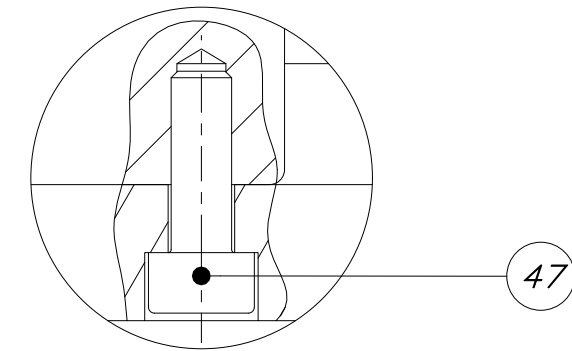
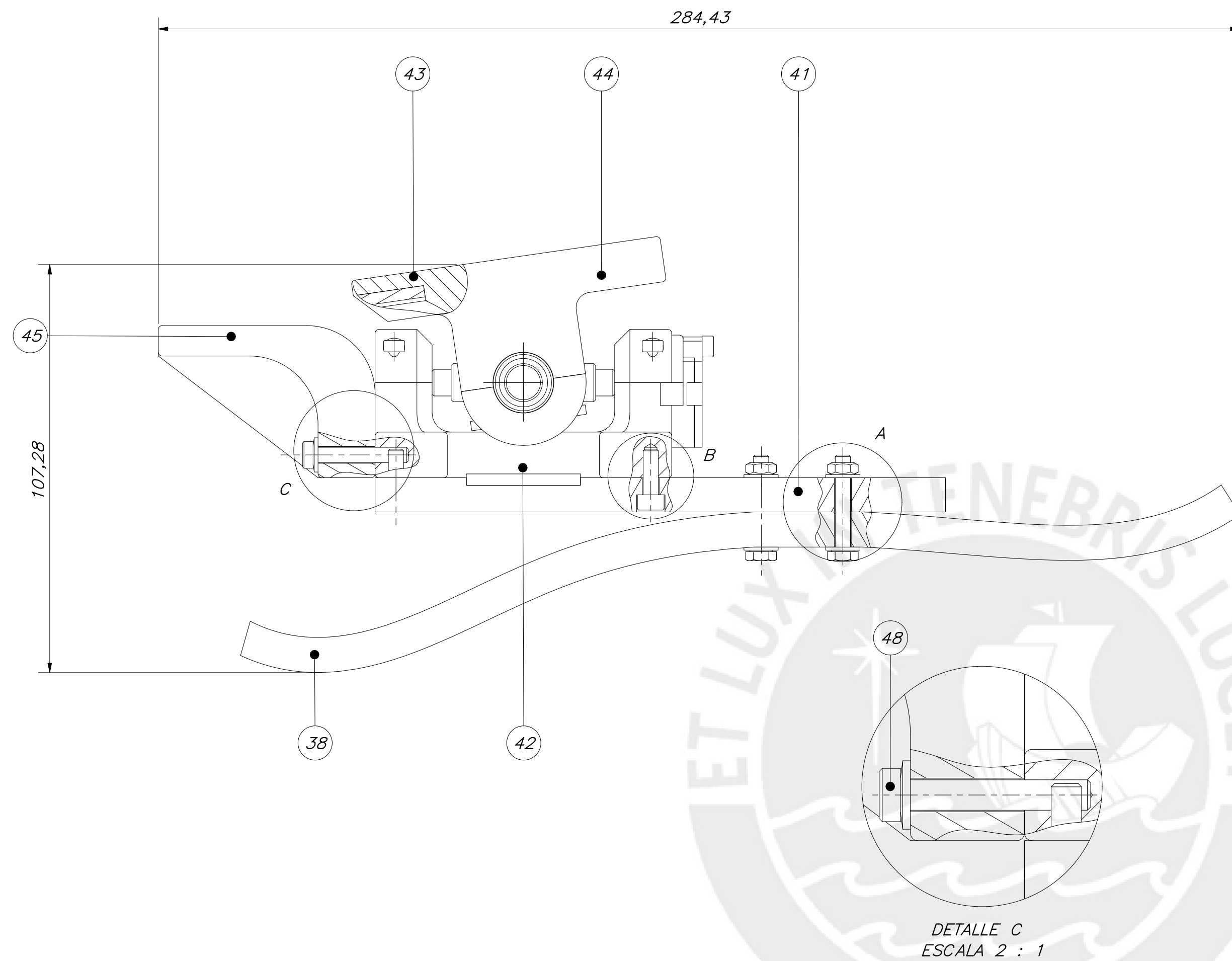
DETALLE J
ESCALA 2:1



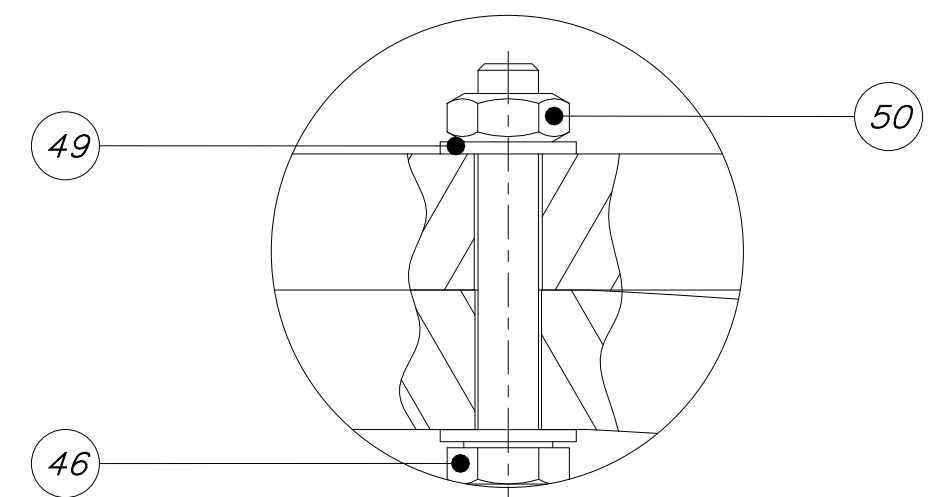
DETALLE K
ESCALA 2:1

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
37	10	TUERCA HEXAGONAL M4	DN 304	B	
36	32	TUERCA HEXAGONAL M5	DN 304	B	
35	10	ARANDELA A 4.3	DN 125	B	
34	40	ARANDELA A 5.3	DN 125	B	
33	4	ARANDELA A 8.4	DN 125	B	
32	8	ARANDELA A 1.2	DN 125	B	
31	8	PROCESADOR ALLEN M4 x 5	AS 1421	B,B	
30	2	TORNILLO ALLEN M5 x 16	DN 912	B,B	
29	4	TORNILLO ALLEN M4 x 16	DN 912	B,B	
28	4	TORNILLO ALLEN M4 x 16	ISO 4762	B,B	
27	8	TORNILLO ALLEN M5 x 16	ISO 4762	B,B	
26	18	TORNILLO ALLEN M5 x 12	ISO 4762	B,B	
25	4	TORNILLO ALLEN M5 x 20	DN 912	B,B	
24	4	TORNILLO ALLEN M4 x 16	ISO 4762	B,B	
23	14	TORNILLO ALLEN M4 x 12	ISO 4762	B,B	
22	4	TORNILLO ALLEN M4 x 10	ISO 4762	B,B	
21	1	BOTÓN ON - OFF	VARIOS	10x15mm, 3A, 250V	
20	1	SOPORTE DE BOTÓN ON/OFF	PLÁSTICO ABS	MPP-029-A4	
19	1	SUB-ENSAMBLE SOPORTE DE SOCKET	VARIOS	MPP-028-A3	
18	2	TUERCA DE HUSILLO	AS1 304	ØMÉTRICO 12,7mm, PASO 12,7mm	
17	2	DESCONECTOR DEL POTENCIÓMETRO	PLÁSTICO ABS	MPP-028-A4	
16	2	ACORDAMIENTO LINEAL	ASTM B209	ØMÉTRICO 8mm	
15	2	SOPORTE SUPERIOR DEL RESORTE	AS1 304	MPP-026-A4	
14	2	HUSILLO DE BÓLAS	AS1 304	ØMÉTRICO 12,7mm, PASO 12,7mm	
13	1	SOPORTE DE CHAMACERA INTERIOR	ASTM B209	MPP-023-A4	
12	4	ACORDAMIENTO DE BÓLAS DE CONTACTO ANGULAR	VARIOS	C: 7,02 AN, Co: 3,35 AN	
11	1	CHAMACERA	AS1 304	MPP-025-A4	
10	1	SUB-ENSAMBLE SOPORTE MOTORES	VARIOS	MPP-027-A2	
9	1	BATERIA	VARIOS	14.8V, 2200mAh	
8	2	SOPORTE LATERAL	ASTM B209	MPP-021-A4	
7	1	SUB-ENSAMBLE SOPORTE ELECTRÓNICA	VARIOS	MPP-026-A3	
6	2	SOPORTE DELANTERO	ASTM B209	MPP-020-A4	
5	2	SUB CHAMACERA LINEAL	AS1 304	MPP-024-A4	
4	1	SUB-ENSAMBLE SISTEMA RESORTE	VARIOS	MPP-025-A3	
3	1	BOLA	ASTM B209	ØMÉTRICO 8mm	
2	1	BASE DE ESTRUCTURA	ASTM B209	MPP-019-A1	
1	1	SUB-ENSAMBLE PIE PROTESIDO	VARIOS	MPP-022-A2	

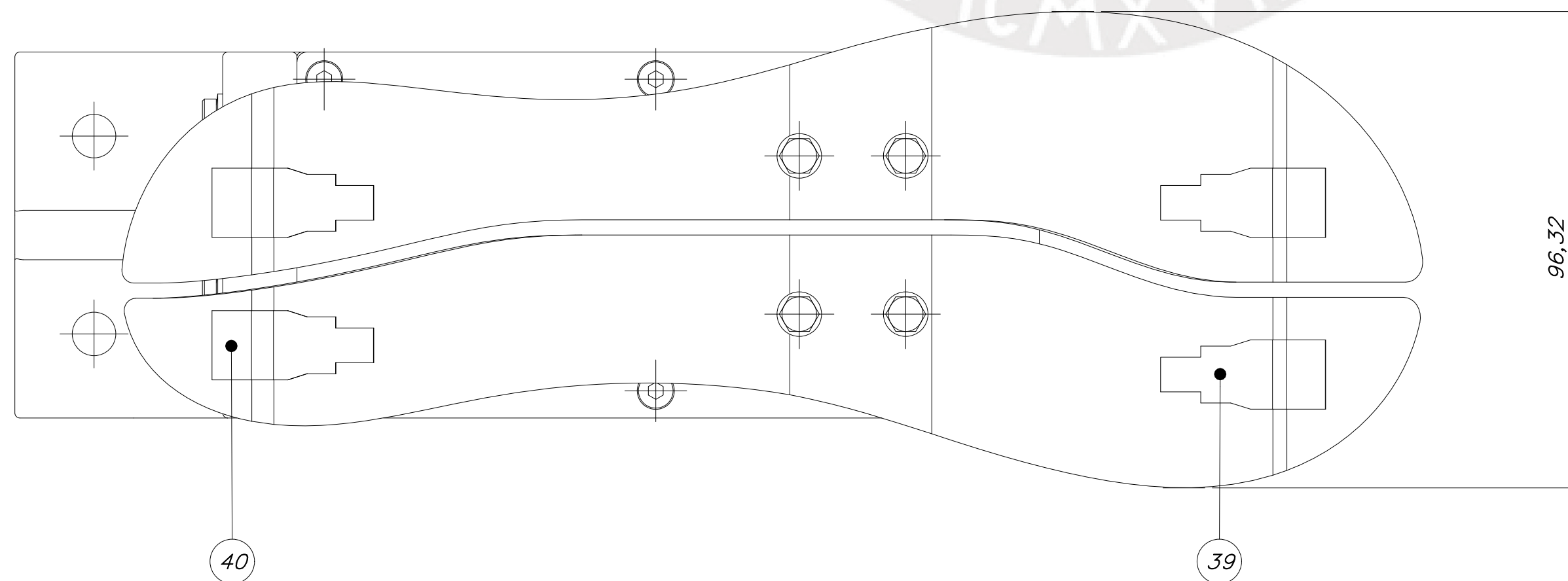
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA
DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIL
MECANISMO DE 2 GDL PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIL
DIBUJADO POR: SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO
REVISADO POR: ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH
FECHA: 2019.06.28
PLANO: MPP-E01-A0



DETALLE B
ESCALA 2 : 1



DETALLE A
ESCALA 2 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

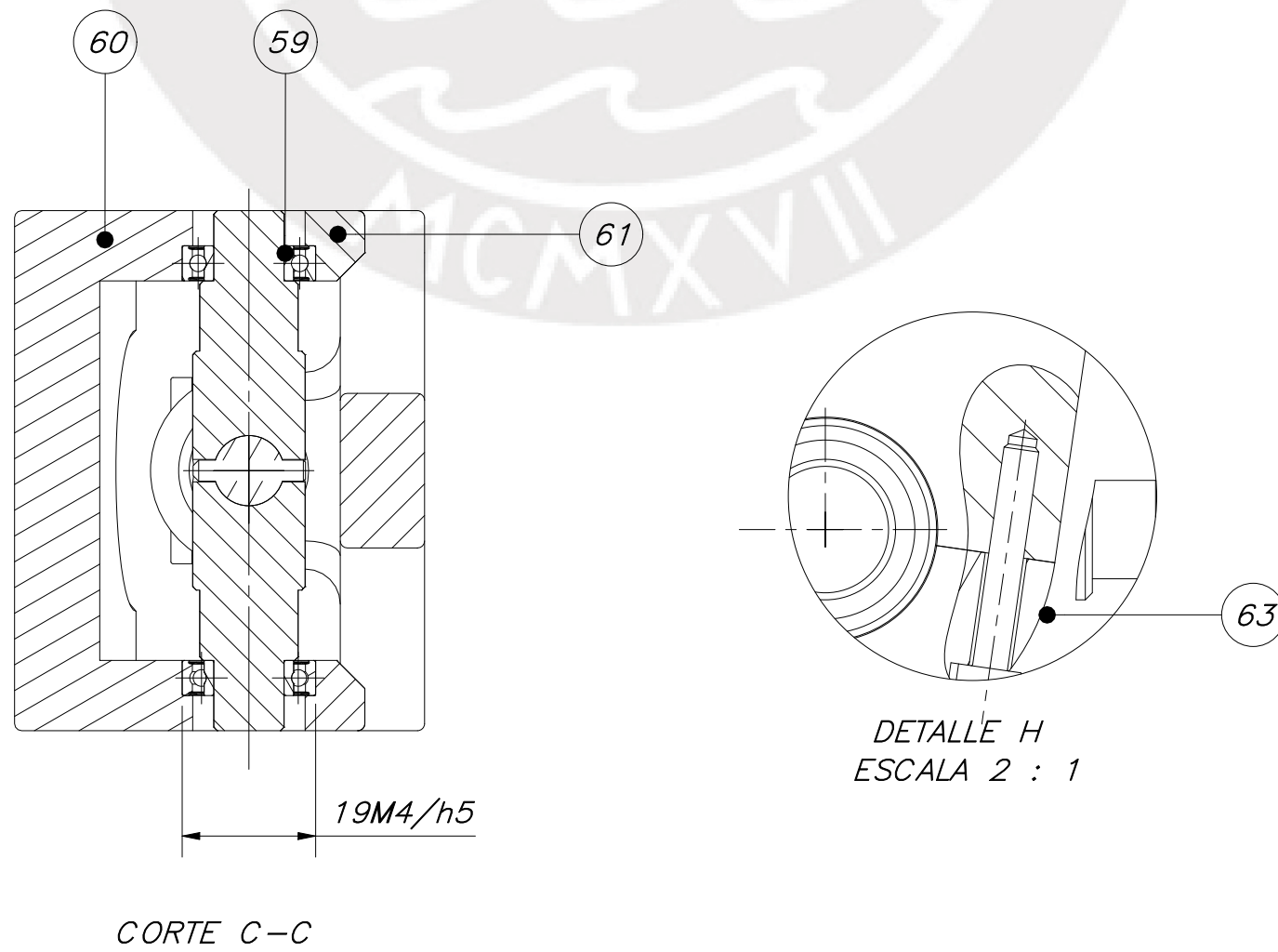
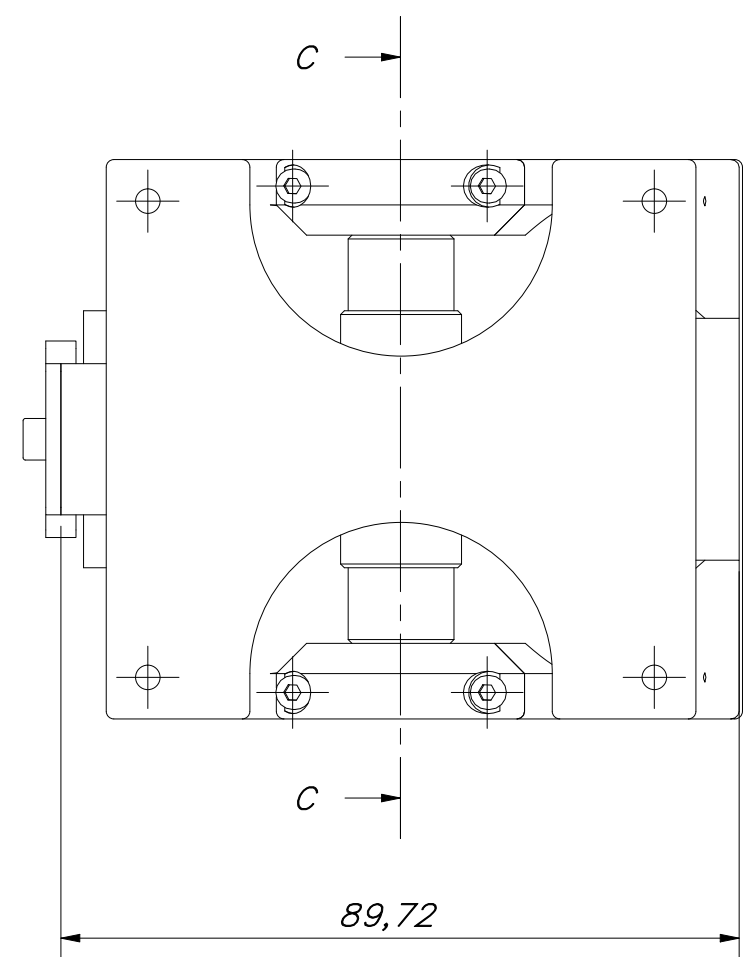
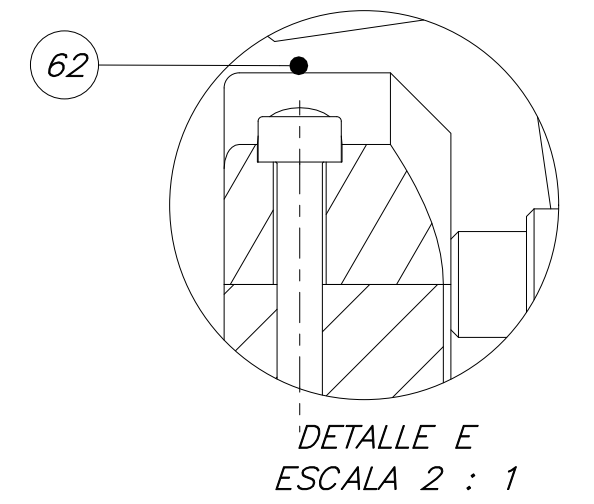
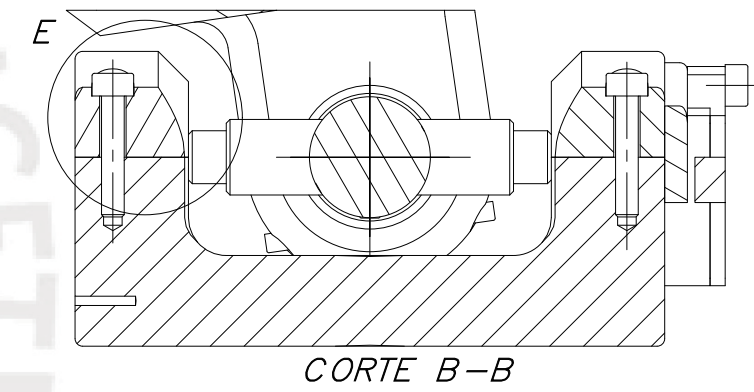
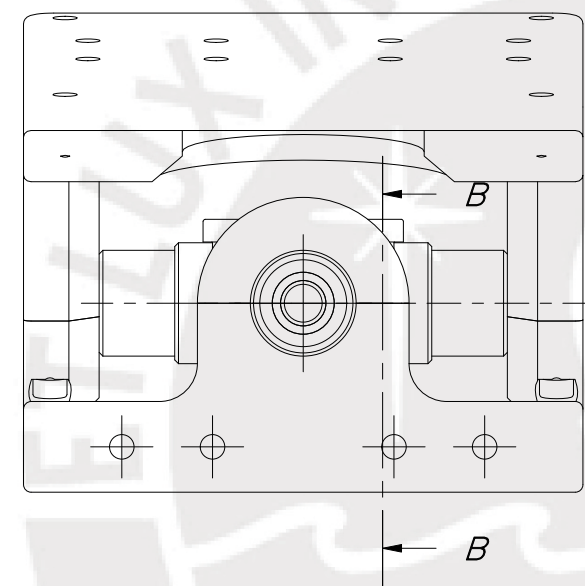
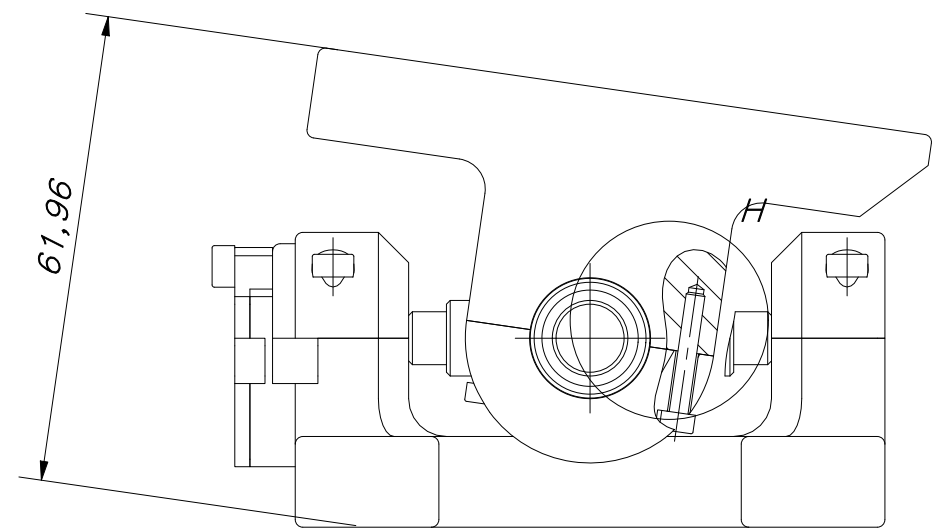
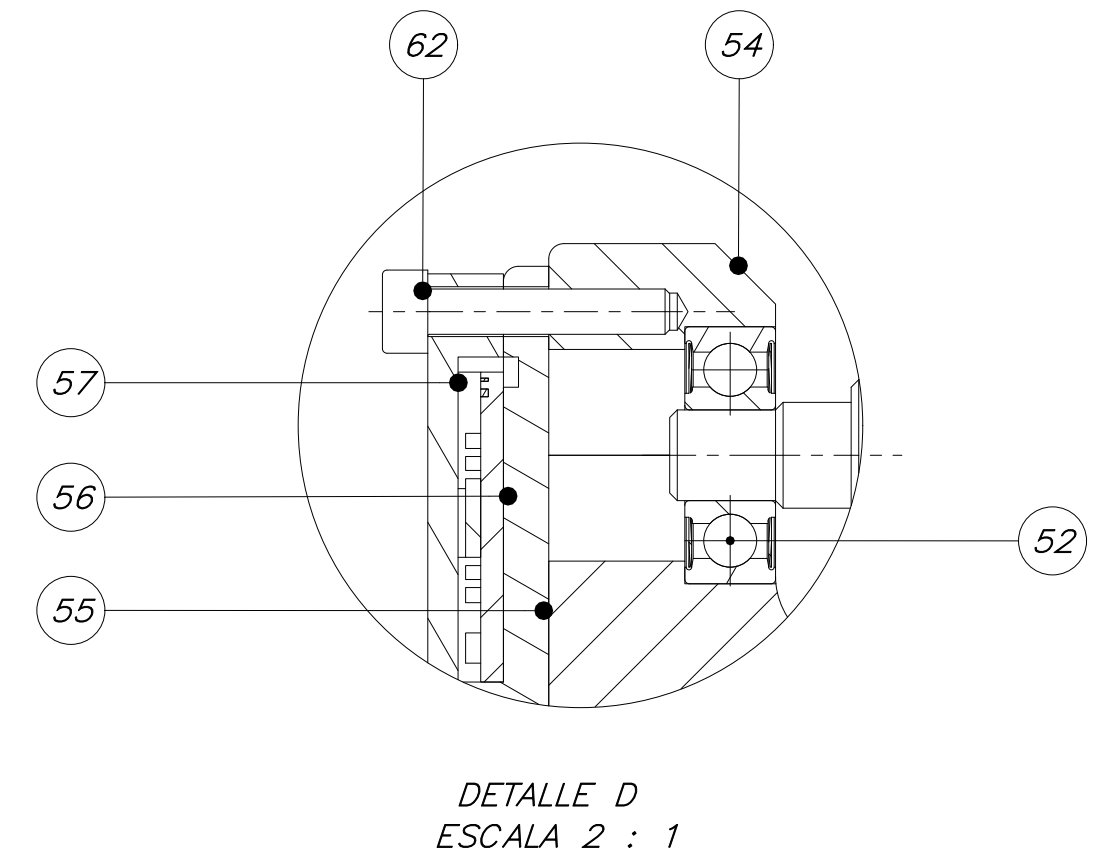
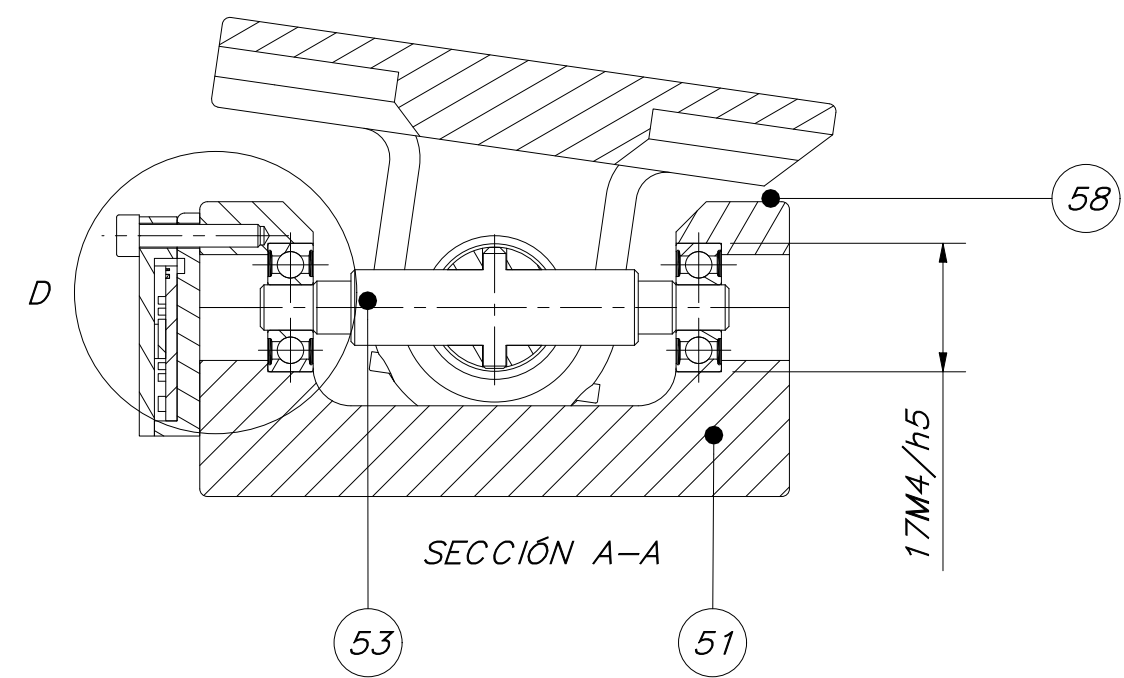
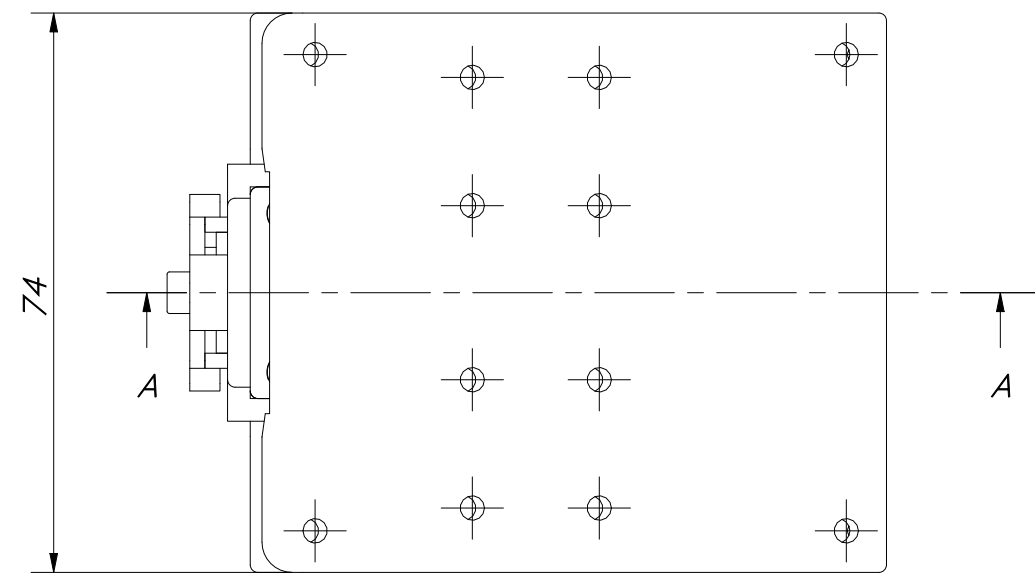
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
50	4	TUERCA M4	DIN 934	8	
49	12	ARANDELA M4	DIN 125	8	
48	4	TORNILLO ALLEN M4 x 25	DIN 6912	8.8	
47	4	TORNILLO ALLEN M4 x 12	DIN 912	8.8	
46	4	TORNILLO HEXAGONAL M4 x 25	DIN EN 24014	8.8	
45	1	SOPORTE INFERIOR DEL RESORTE		ASTM B209	MPR-D05-A4
44	1	SUB-ENSAMBLE UNIÓN UNIVERSAL		VARIOS	MPR-E03-A2
43	2	PROTECTOR 2		HULE	MPR-D14-A4
42	2	PROTECTOR 1		HULE	MPR-D14-A4
41	1	PLANCHA DE PLANTA		ASTM B209	MPR-D04-A4
40	2	TAPA SENSOR TALÓN		PLÁSTICO ABS	MPR-D03-A4
39	2	TAPA SENSOR DEDOS		PLÁSTICO ABS	MPR-D02-A4
38	1	PLANTA		PLÁSTICO ABS	MPR-D01-A2

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DESCRIPCIÓN	ESCALA
	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBOTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
	SUB-ENSAMBLE PIE PROTÉSICO	

DIBUJADO POR: SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO FECHA: 2019.06.28

REVISADO POR: ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PLANO: PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL MPR-E02-A2

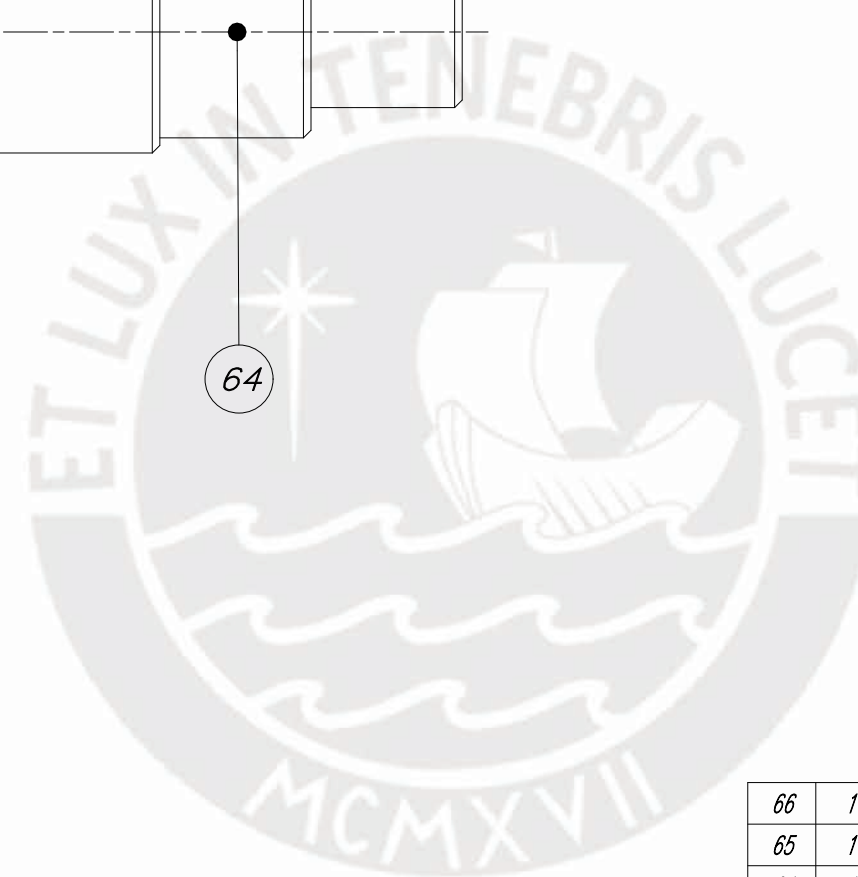
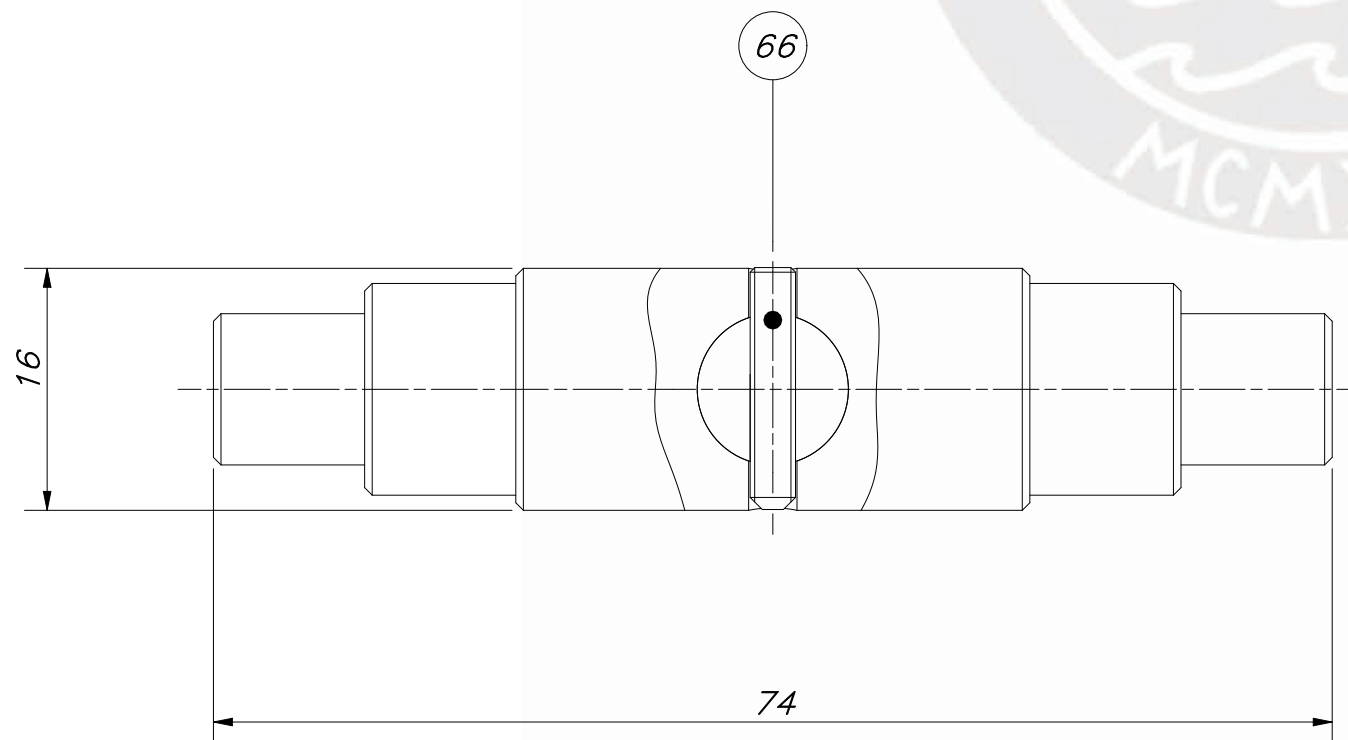
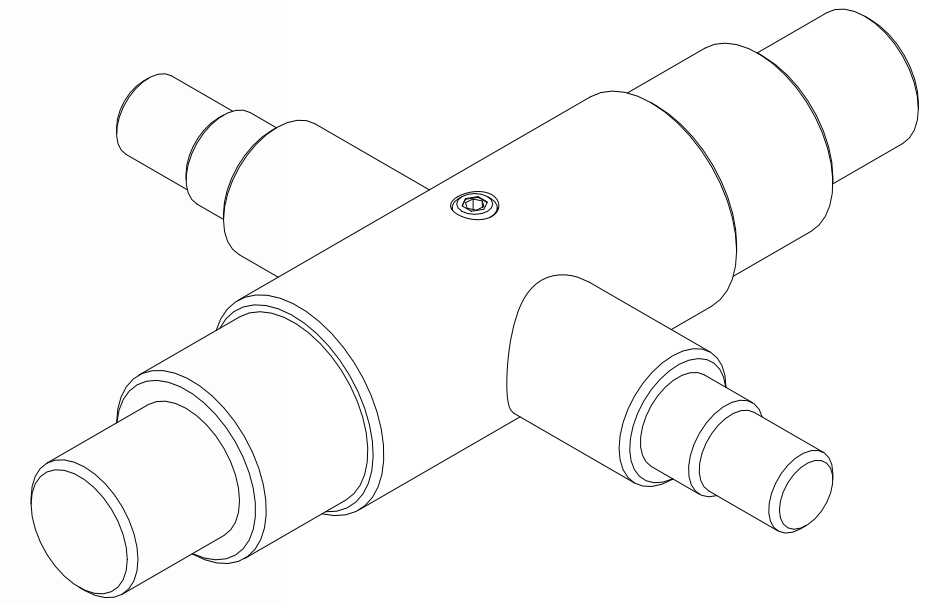
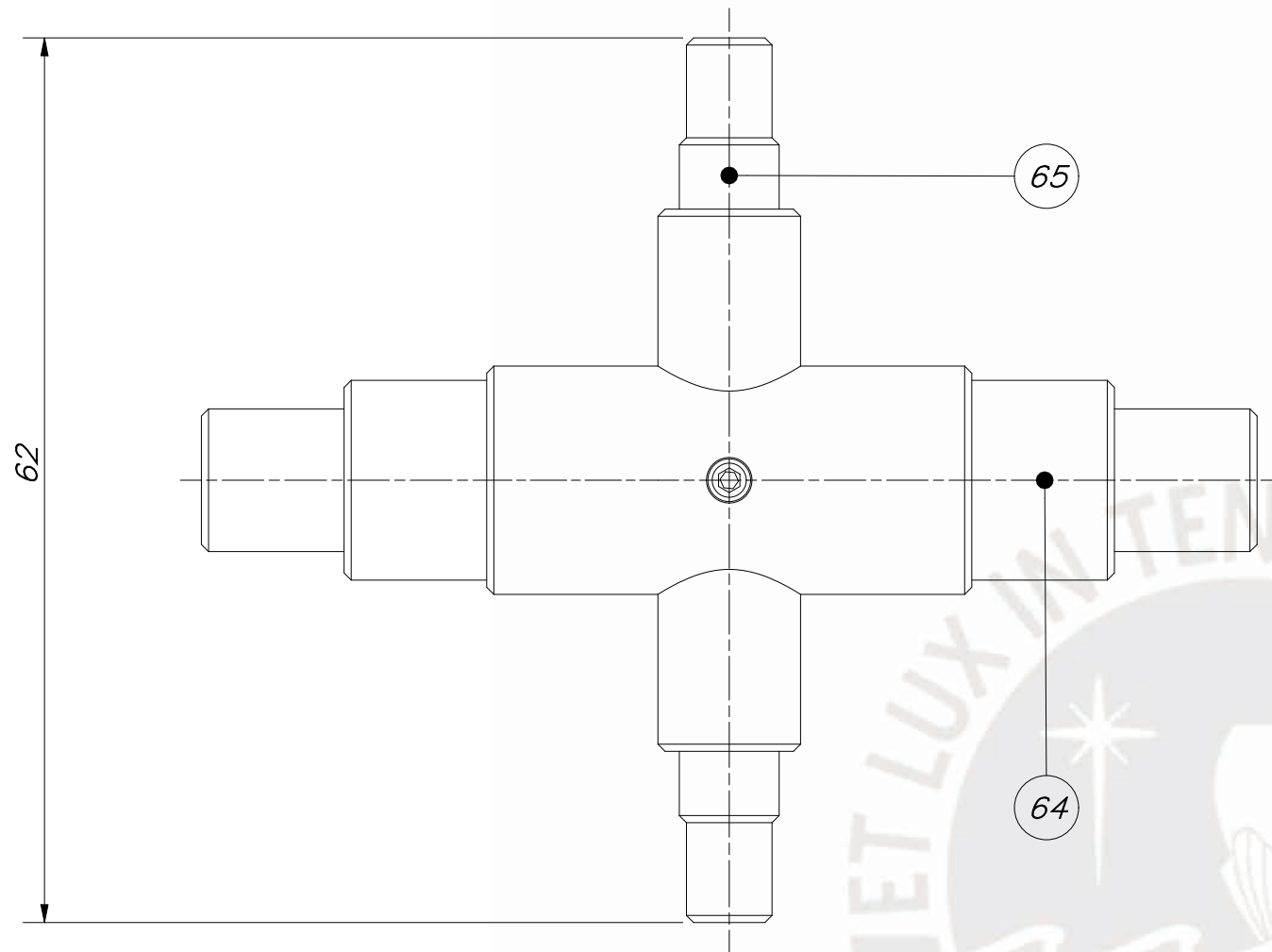


POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
63	4	TORNILLO ALLEN M2.5 x 16	DIN 912	8.8	
62	5	TORNILLO ALLEN M3 x 16	DIN 912	8.8	
61	2	ABRAZADERA SUPERIOR		ASTM B209	MPR-D11-A4
60	1	BASE SUPERIOR		ASTM B209	MPR-D10-A3
59	2	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS 61800-2Z	AISI 52100	C 1,72KN, Co 0,83KN	
58	1	ABRAZADERA INFERIOR		ASTM B209	MPR-D08-A4
57	1	TAPA DE SOPORTE DE IMU 2		PLASTICO ABS	MPR-D38-A4
56	1	SENSOR INERCIAL		VARIOS	ACELERÓMETRO-3 EJES Y GIROSCOPIO-3 EJES
55	1	SOPORTE DE IMU 2		PLASTICO ABS	MPR-D34-A3
54	1	ABRAZADERA INFERIOR IMU		ASTM B209	MPR-D09-A4
53	1	SUB-ENSAMBLE ARTICULACIÓN		VARIOS	MPR-E04-A3
52	2	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS W 606-2Z	AISI 52100	C 1,95KN, Co 0,83KN	
51	1	BASE INFERIOR		ASTM B209	MPR-D07-A3

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

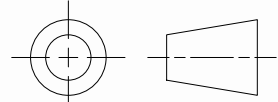
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	SUB-ENSAMBLE UNIÓN UNIVERSAL	1:1

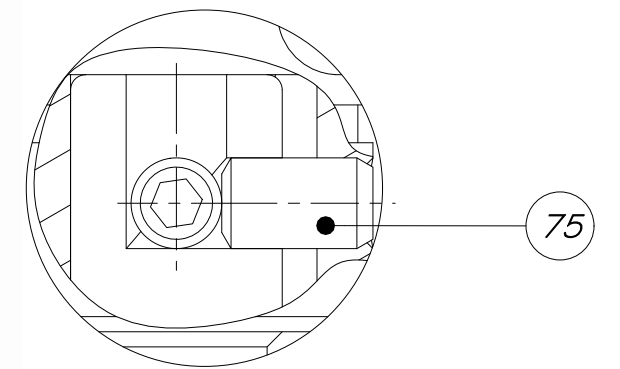
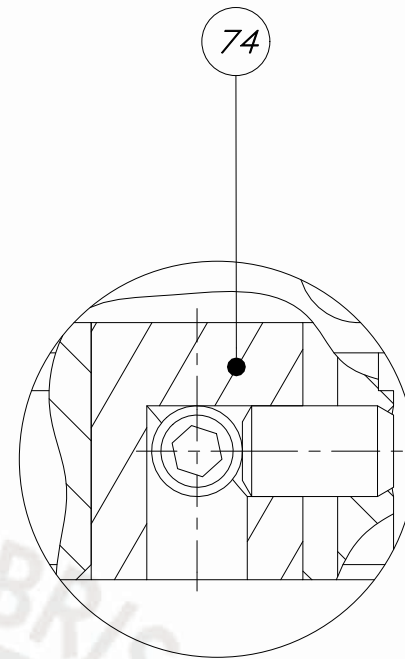
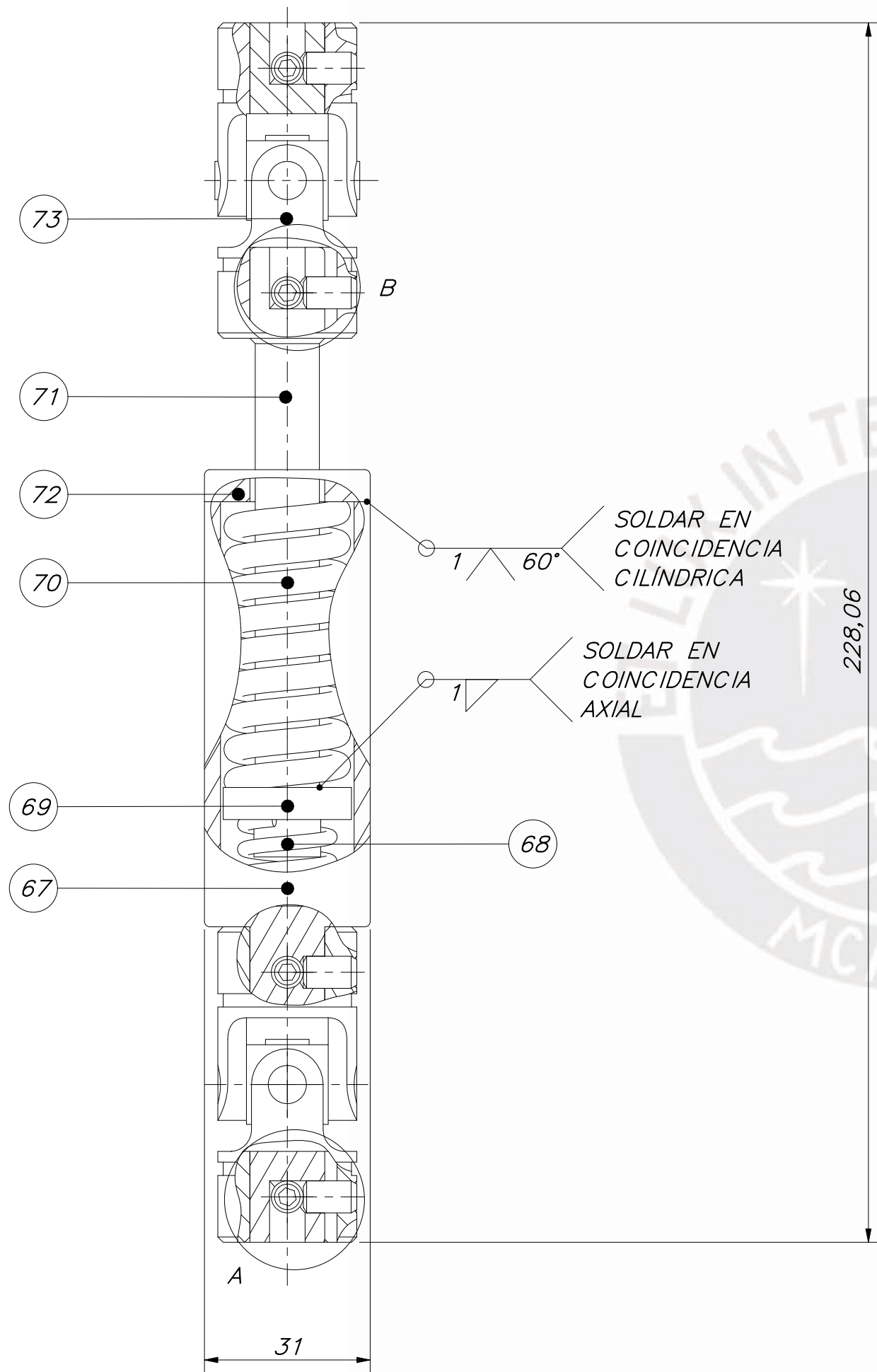
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA:	2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO:	MPR-E03-A2



POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
66	1	PRISIONERO M3	DIN 913	8.8	
65	1	EJE DE INVERSIÓN - EVERSIÓN		AISI 304	MPR-D12-A4
64	1	EJE DE DORSIFLEXIÓN - FLEXIÓN PLANTAR		AISI 304	MPR-D13-A4

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	SUB-ENSAMBLE ARTICULACIÓN	2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-E04-A3



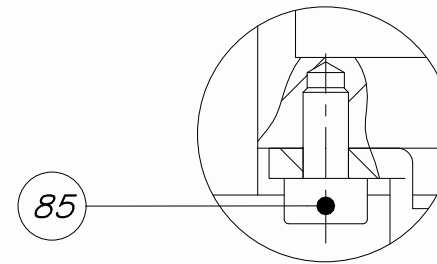
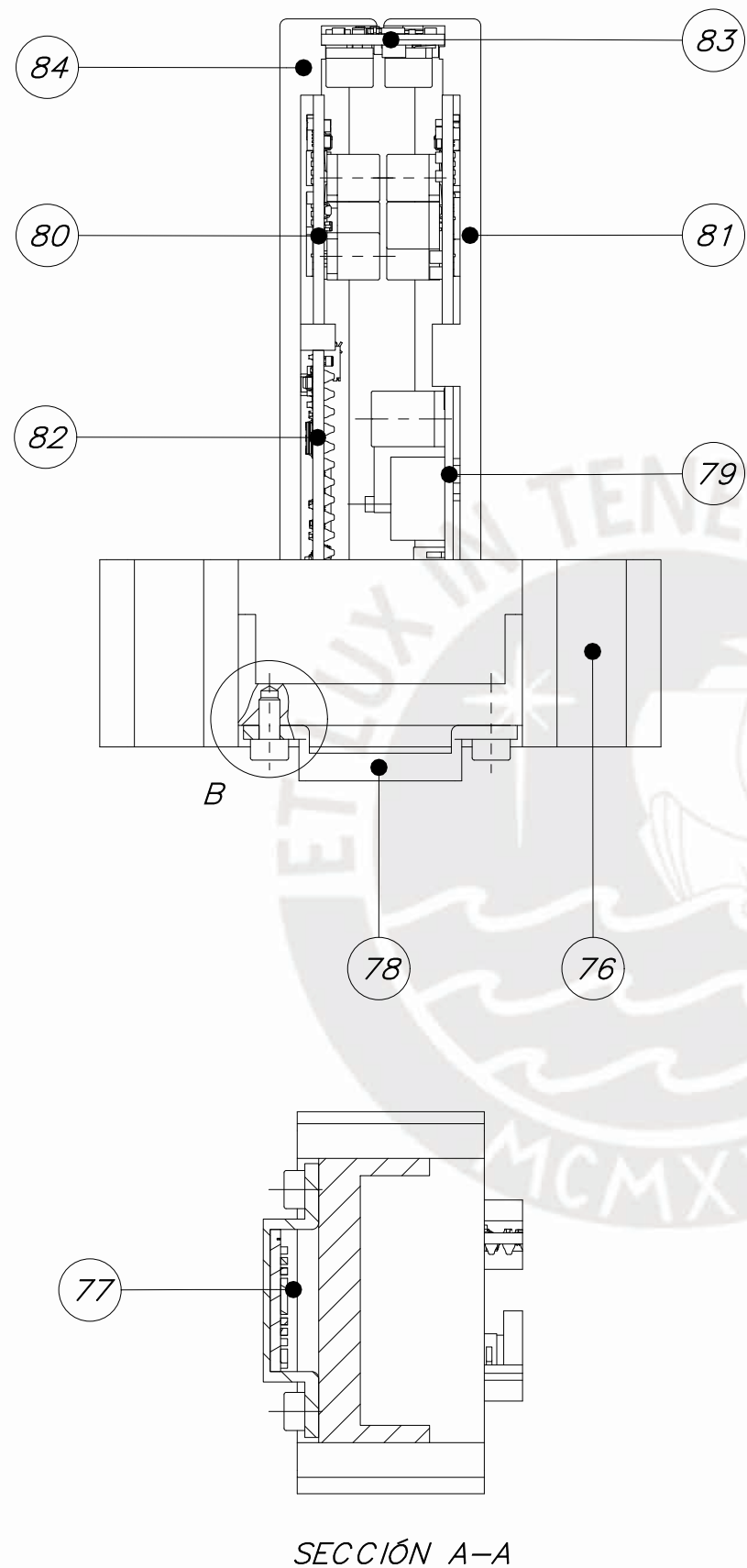
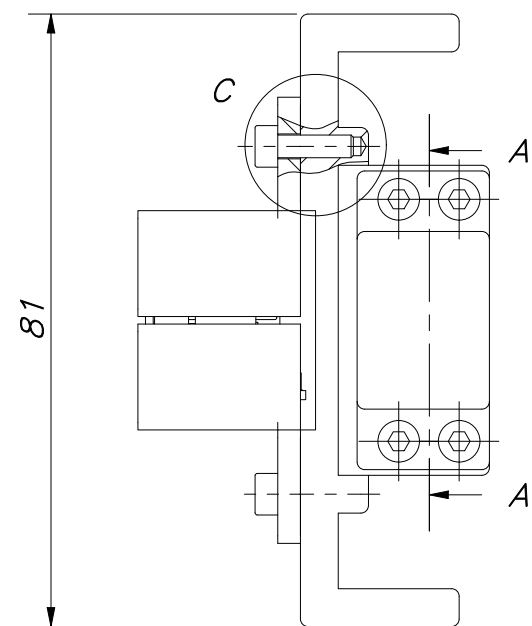
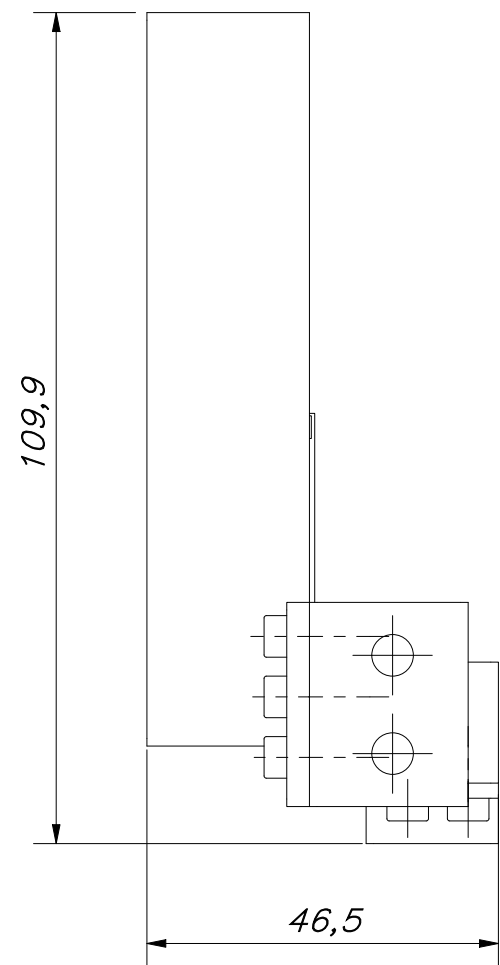
75	8	PRISIONERO M6 x 10	AS 1421	8.8	
74	2	PIN DE UNIÓN		AISI 304	MPR-D15-A3
73	2	UNIÓN UNIVERSAL		VARIOS	30', TENSIÓN ESTÁTICA DE FALLA - 26000N
72	1	TAPA DE CÁPSULA		ASTM A36	MPR-D16-A3
71	1	GUÍA INTERIOR 1		ASTM A36	MPR-D17-A3
70	1	RESORTE DE DORSIFLEXIÓN		ASTM A228	
69	1	GUÍA INTERIOR 2		ASTM A36	MPR-D17-A3
68	1	RESORTE DE INVERSIÓN		ASTM A228	
67	1	CÁPSULA		ASTM A36	MPR-D16-A3

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	-------	-------------	-------	----------	---------------

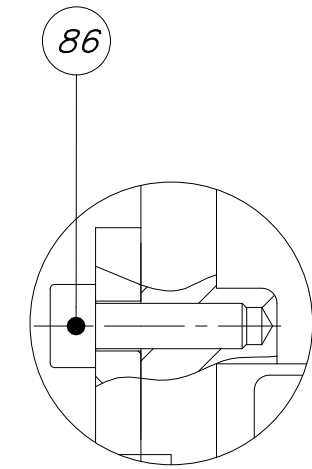
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	SUB-ENSAMBLE SISTEMA RESORTE	1:1

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-E05-A3



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

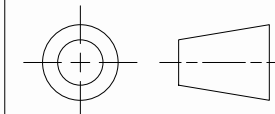


DETALLE C
ESCALA 2 : 1

86	6	TORNILLO ALLEN M3 x 10	DIN 912	8.8	
85	4	TORNILLO ALLEN M3 x 6	DIN 912	8.8	
84	1	SOPORTE ELECTRÓNICA DERECHA		PLÁSTICO ABS	MPR-D36-A4
83	1	REGULADOR DE VOLTAJE		VARIOS	9V, 2.5A
82	1	ARDUINO MICRO		VARIOS	FLASH 32KB, RELOJ 16MHZ
81	1	SOPORTE ELECTRÓNICA IZQUIERDA		PLÁSTICO ABS	MPR-D35-A4
80	2	DRIVER DE MOTOR		VARIOS	18V, 25A
79	1	REGULADOR DE VOLTAJE		VARIOS	5V, 3A
78	1	SOPORTE DE IMU		PLÁSTICO ABS	MPR-D33-A4
77	1	SENSOR INERCIAL		VARIOS	ACELERÓMETRO-3 EJES Y GIROSCOPIO-3 EJES
76	1	SOPORTE DE BATERÍA		PLÁSTICO ABS	MPR-D32-A4
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE
LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL

ESCALA

SUB-ENSAMBLE SOPORTE
ELECTRÓNICA

1:1

DIBUJADO POR:

SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO

FECHA:
2019.06.28

REVISADO POR:

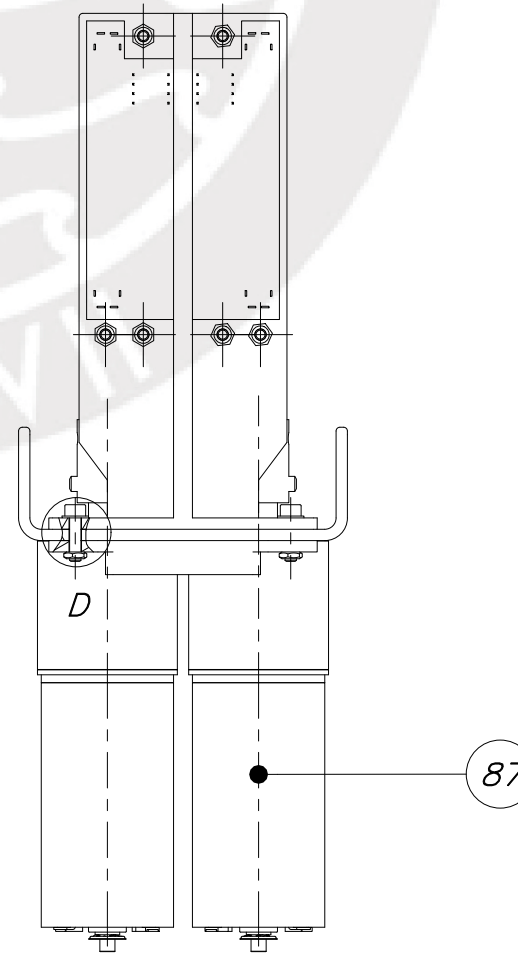
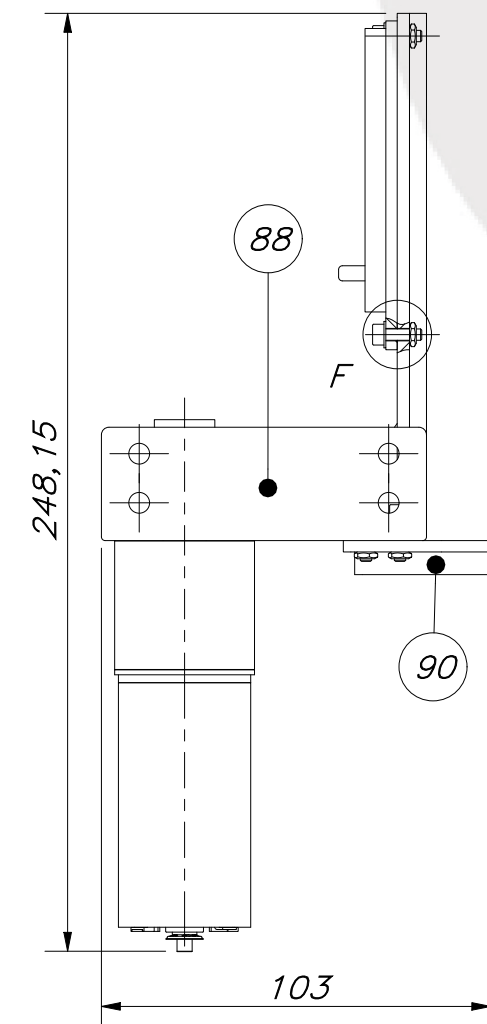
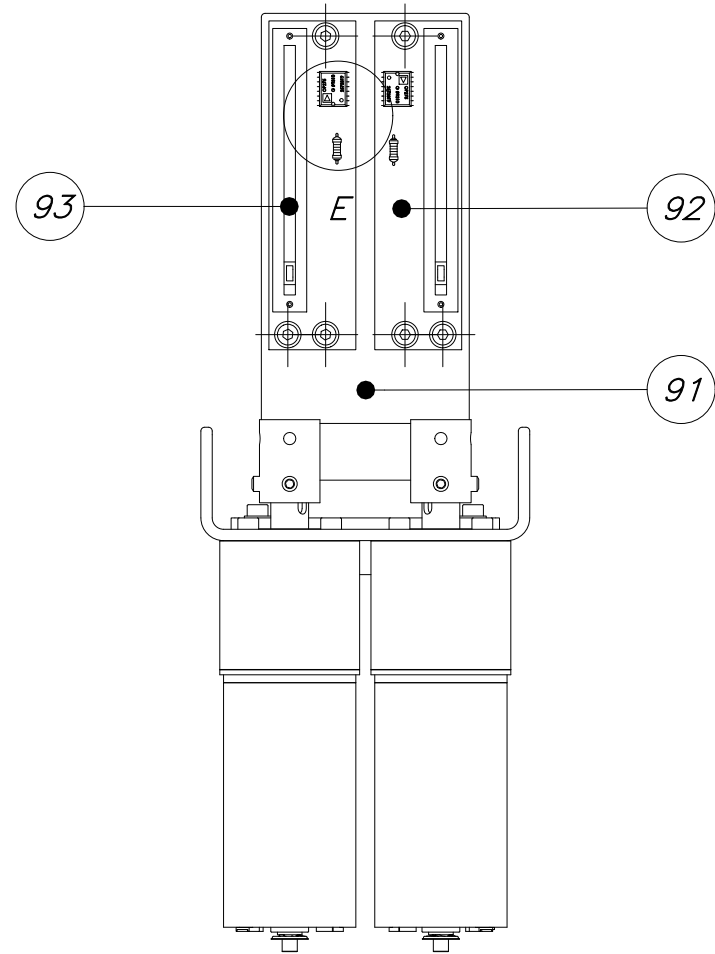
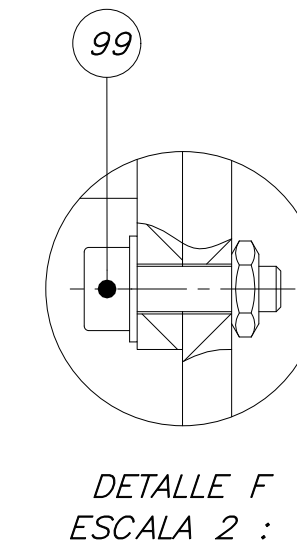
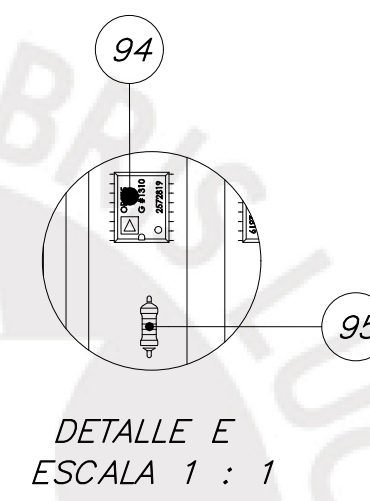
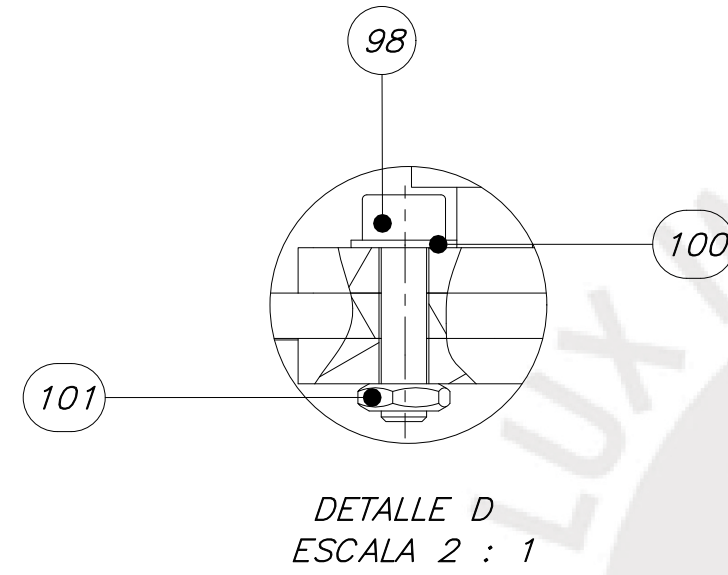
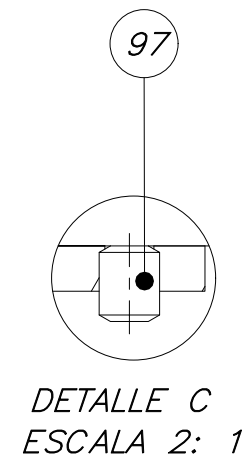
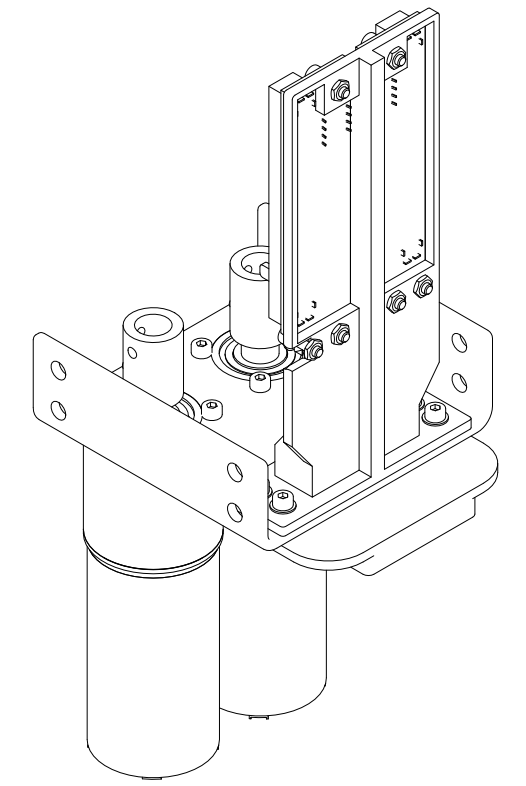
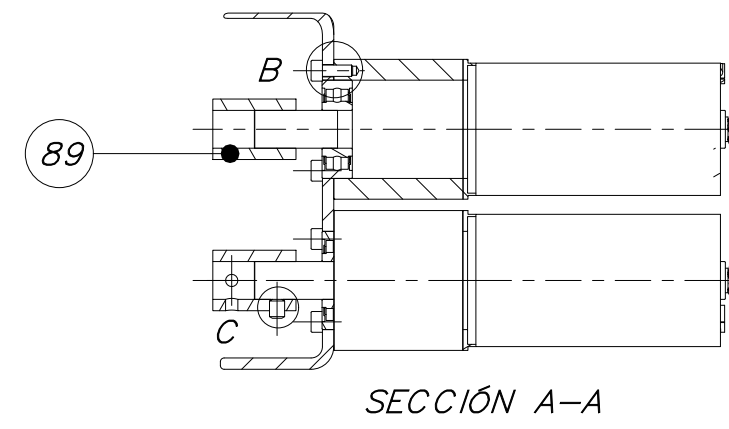
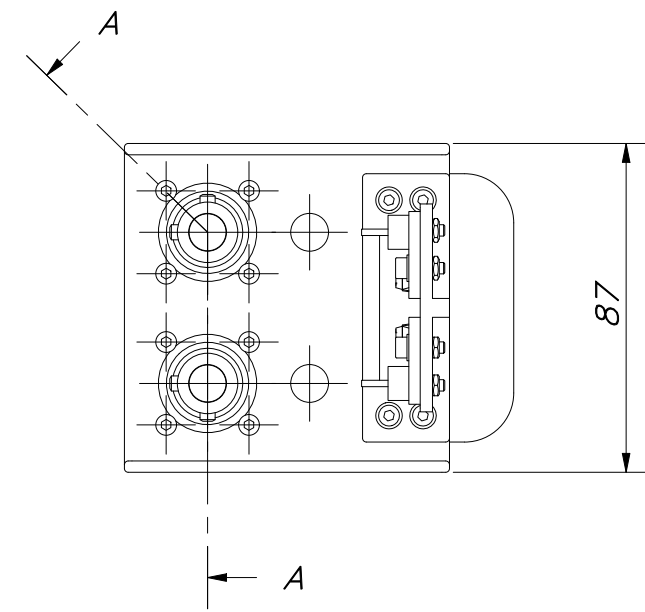
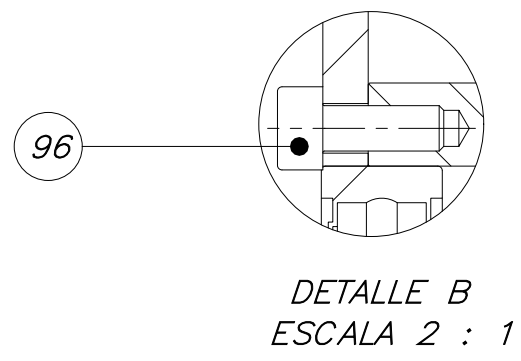
ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH

LÁMINA:

PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL

MPR-E06-A3

COMPONENTES ELECTRÓNICOS COLOCADOS A PRESIÓN



101	10	TUERCA HEXAGONAL M3	DIN 439	8	
100	10	ARANDELA A 3.2	DIN 125	8	
99	6	TORNILLO ALLEN M3 x 10	DIN 912	8.8	
98	4	TORNILLO ALLEN M3 x 12	DIN 912	8.8	
97	4	PRISIONERO M4 x 5	DIN 913	8.8	
96	8	TORNILLO ALLEN M3 x 8	ISO 4762	8.8	
95	2	RESISTOR		VARIOS	10k OHMIOS
94	2	AMPLIFICADOR OPERACIONAL		VARIOS	7V, 2mAh
93	2	POTENCIOMETRO		VARIOS	100k OHMIOS
92	2	PLACA DE POTENCIOMETRO		ASTM D3841 - 16	
91	1	SOPORTE DE POTENCIOMETROS		PLÁSTICO ABS	MPR-D30-A2
90	1	POSICIONADOR DE BATERÍA		PLÁSTICO ABS	MPR-D31-A4
89	2	ACOPLE RÍGIDO		ASTM B505	10x10mm
88	1	SOPORTE DE MOTORES		ASTM B209	MPR-D22-A3
87	2	MOTOR Y REDUCTOR		VARIOS	12V, 80W, 7610RPM, 3.9:1
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA

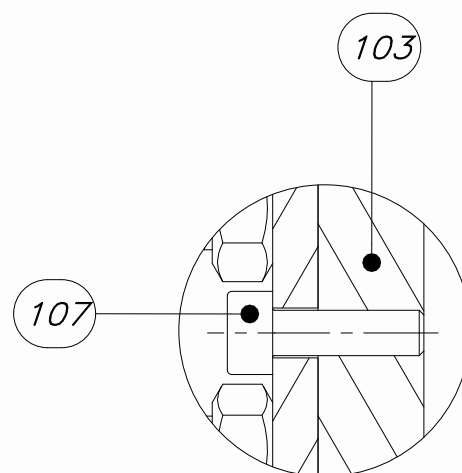
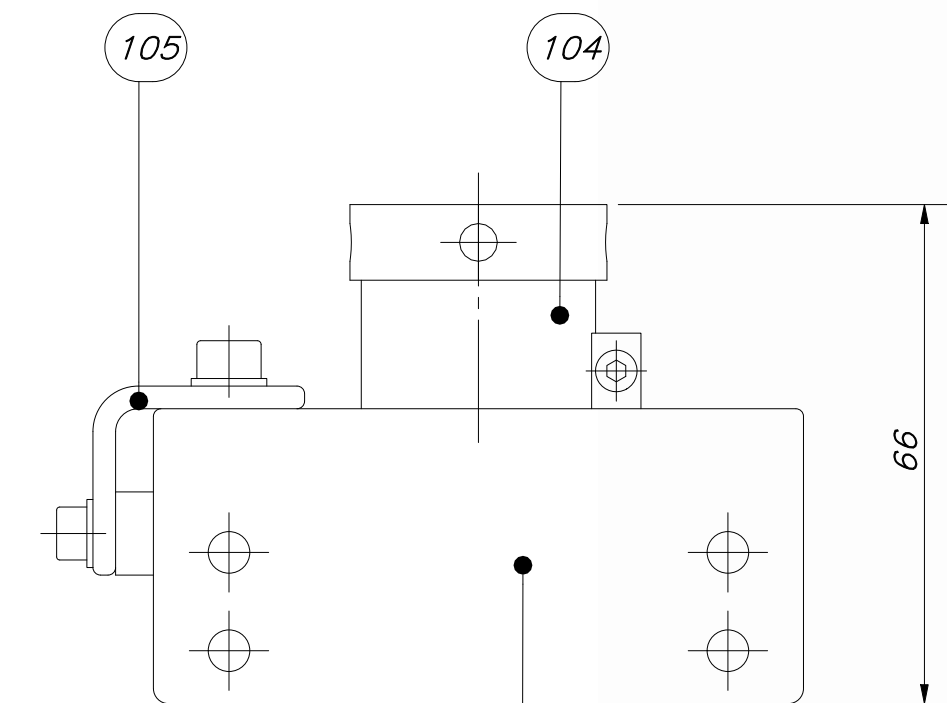


DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL
SUB-ENSAMBLE SOPORTE MOTORES

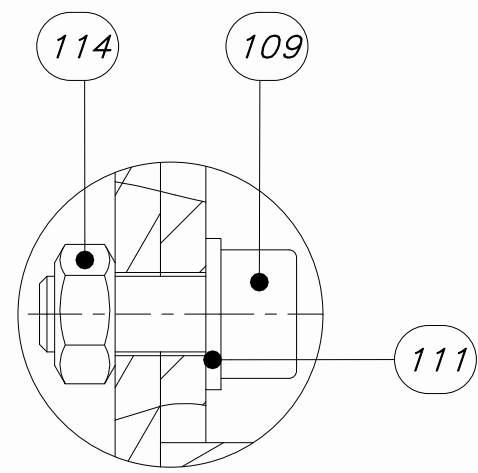
ESCALA
1:2

DIBUJADO POR: SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO FECHA: 2019.06.28

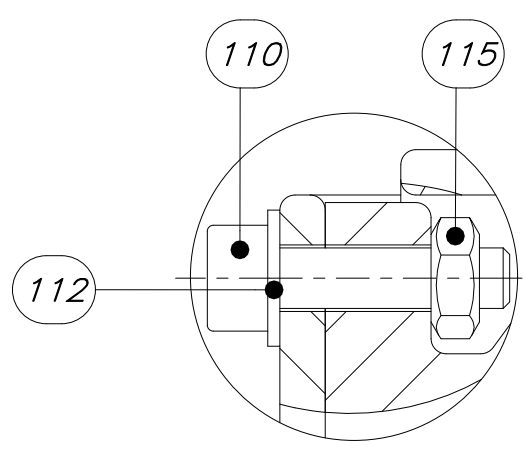
REVISADO POR: ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PLANO: PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL MPR-E07-A2



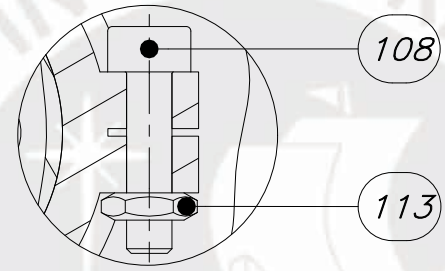
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



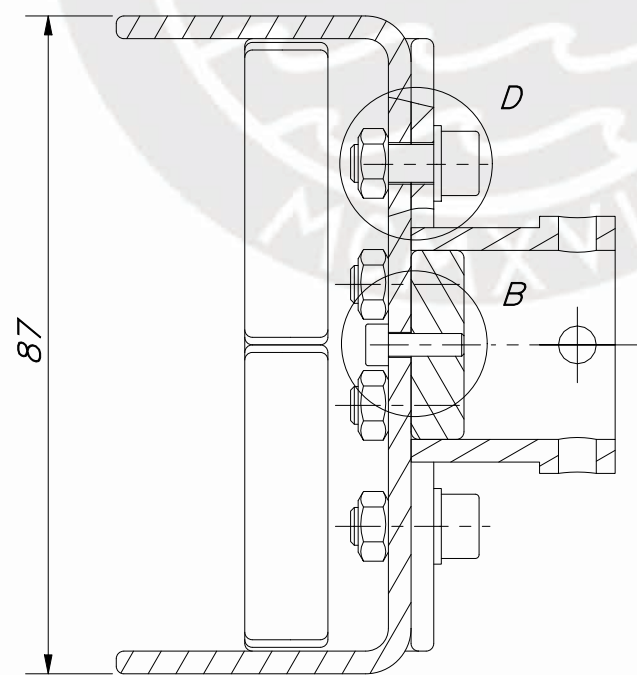
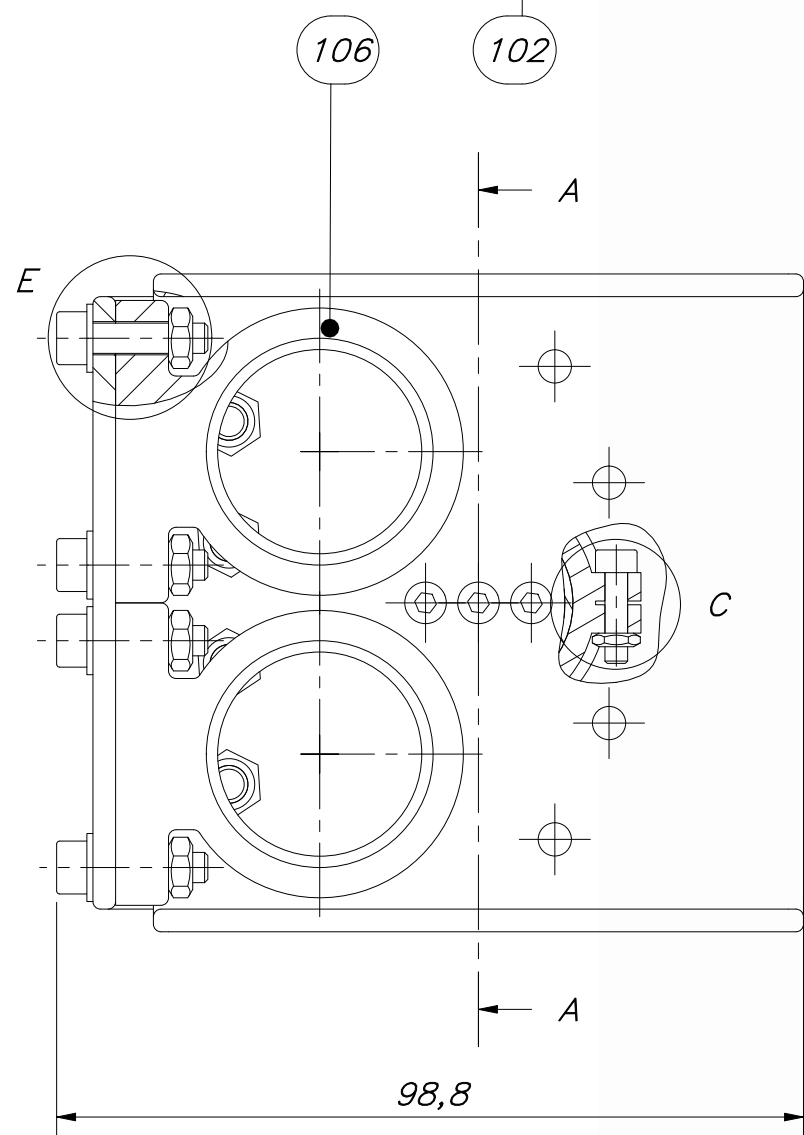
DETALLE D
ESCALA 2 : 1



DETALLE E
ESCALA 2 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN A-A

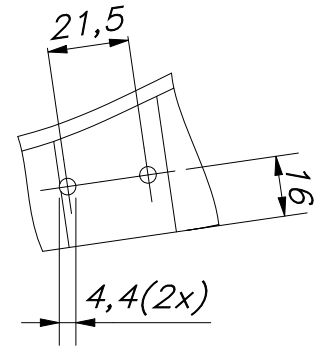
115	4	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934	8	
114	4	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934	8	
113	1	TUERCA HEXAGONAL M3	DIN 439	8	
112	4	ARANDELA A 4.3	DIN 125	8	
111	4	ARANDELA A 5.3	DIN 125	8	
110	4	TORNILLO ALLEN M4 x 16	ISO 4762	8.8	
109	4	TORNILLO ALLEN M5 x 12	ISO 4762	8.8	
108	1	TORNILLO ALLEN M3 x 12	DIN 912	8.8	
107	3	TORNILLO ALLEN M3 x 10	ISO 4762	8.8	
106	2	CHUMACERA		AISI 304	MPR-D18-A4
105	1	SOPORTE DE CHUMACERA SUPERIOR		ASTM B209	MPR-D26-A4
104	1	ADAPTADOR DE ABRAZADERA		ASTM B209	
103	1	DISCO DEL ADAPTADOR		ASTM B209	MPR-D37-A4
102	1	SOPORTE DEL SOCKET		ASTM B209	MPR-D25-A3

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	-------	-------------	-------	----------	---------------

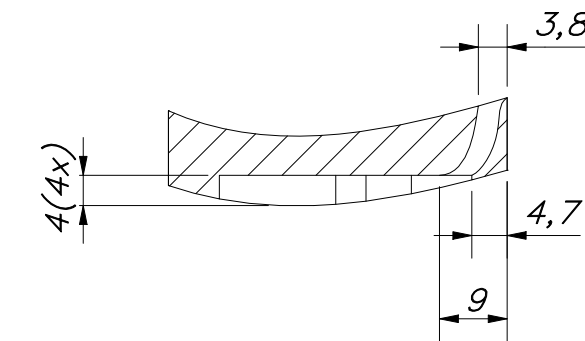
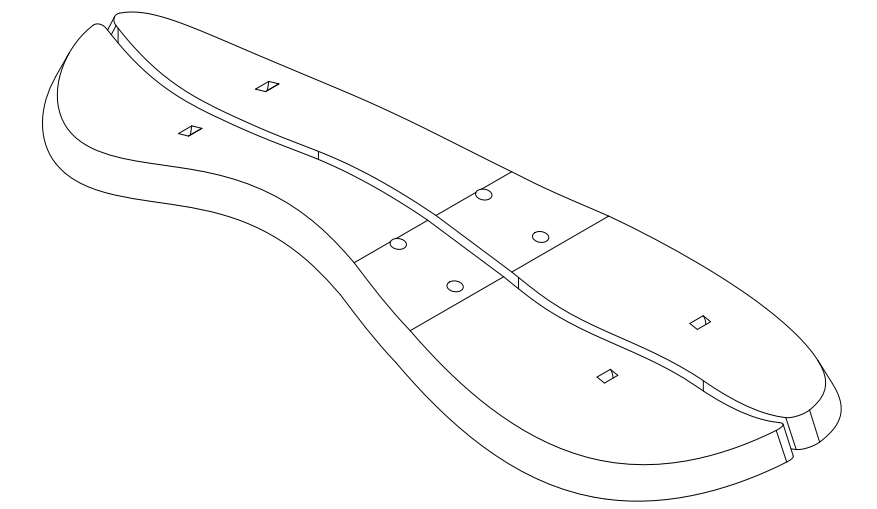
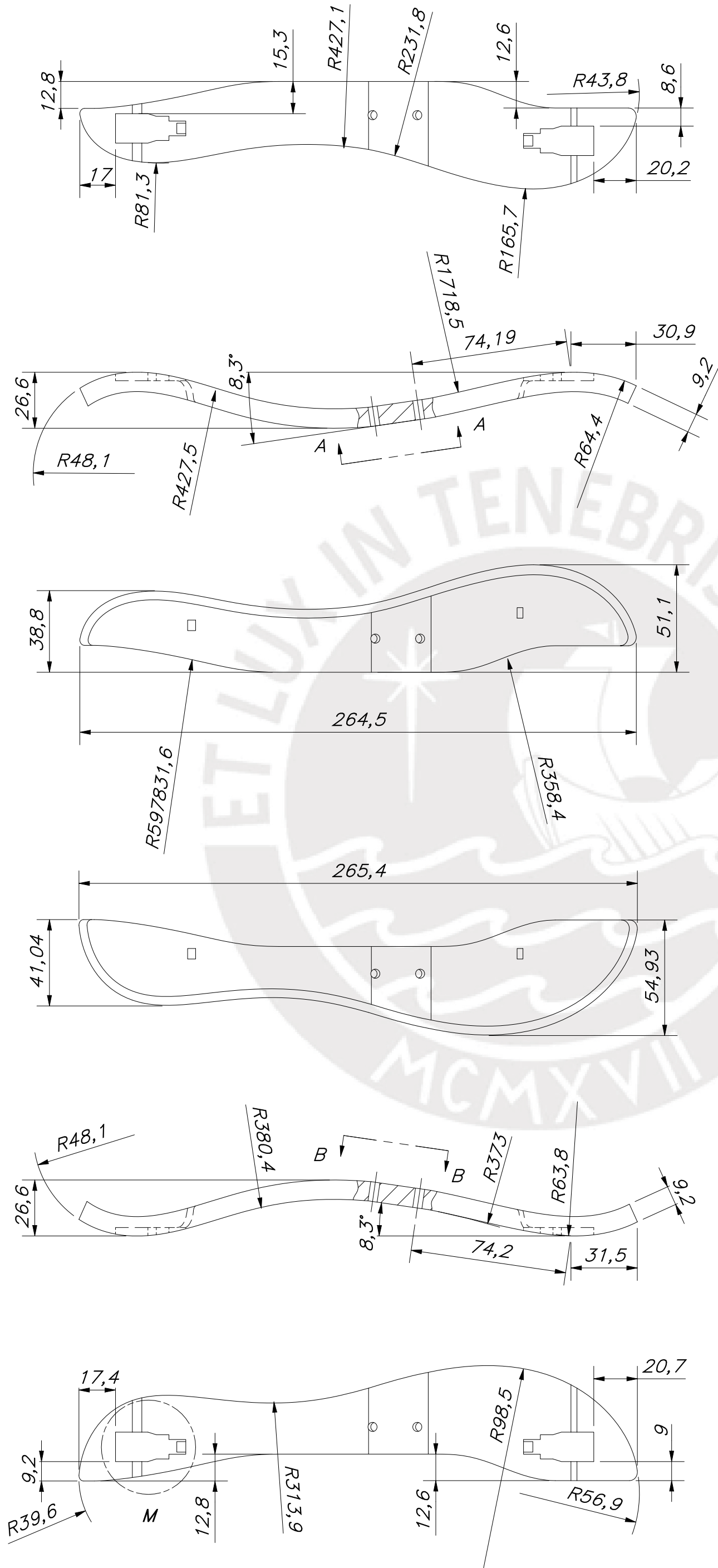
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	SUB-ENSAMBLE SOPORTE DE SOCKET	1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-E08-A3

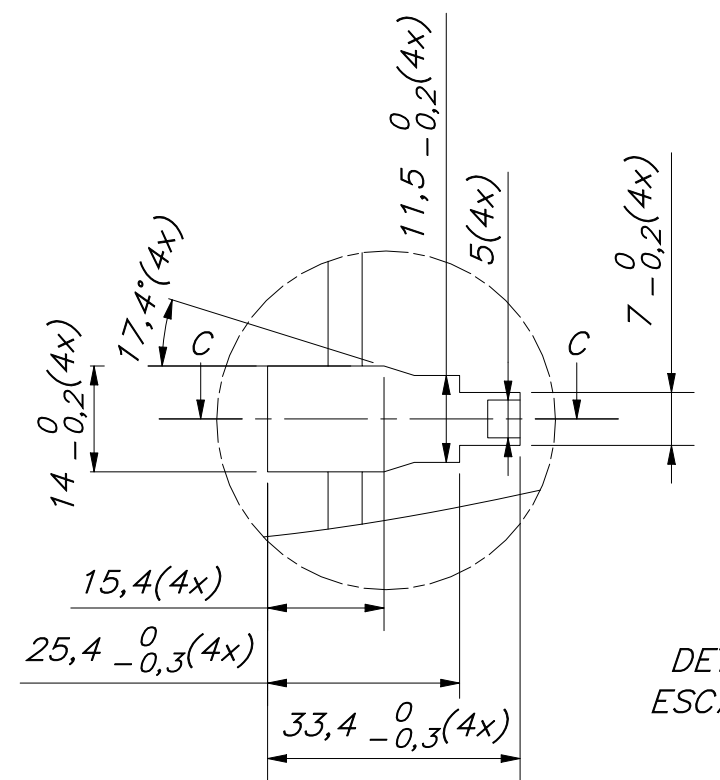
PLANTA INTERIOR
CANTIDAD 1
ESCALA 1:2
IMPRESIÓN 3D



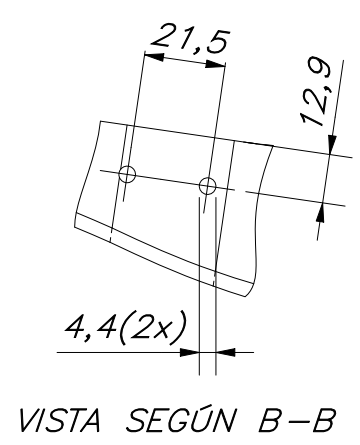
VISTA SEGÚN A-A



SECCIÓN C-C



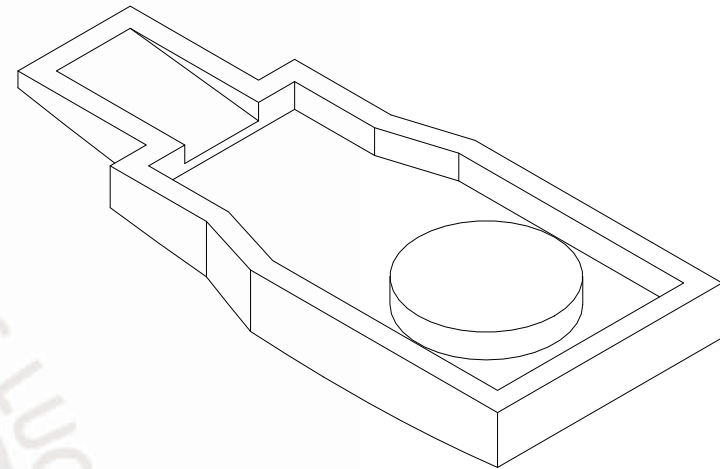
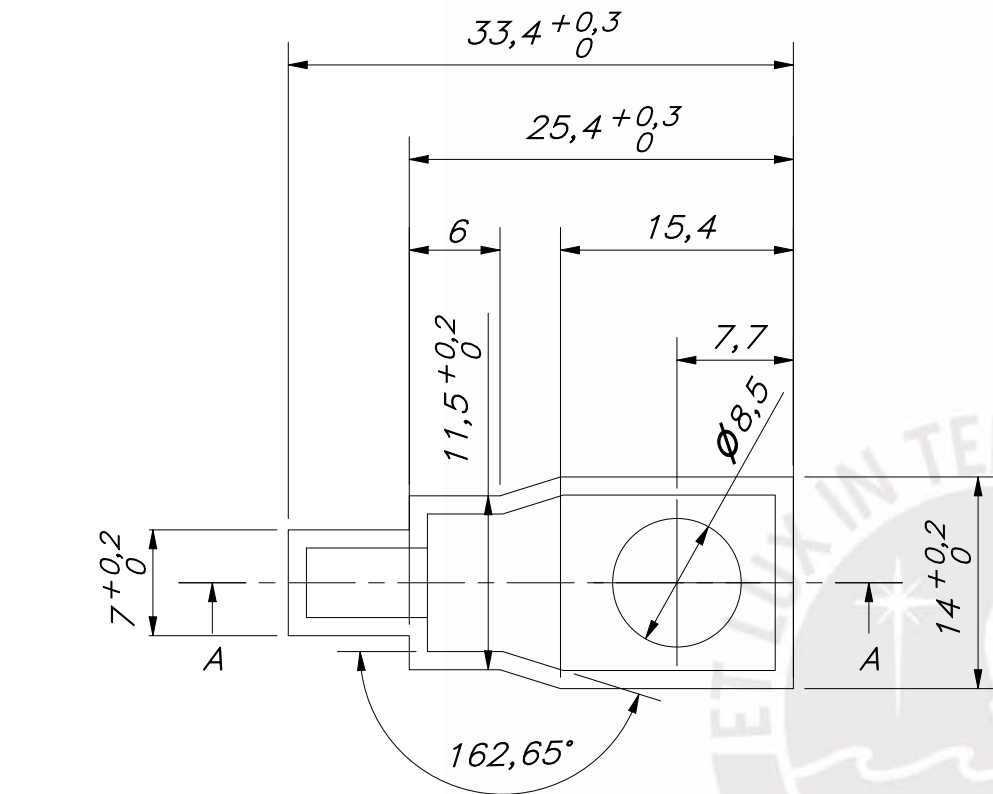
DETALLE M
ESCALA 1 : 1



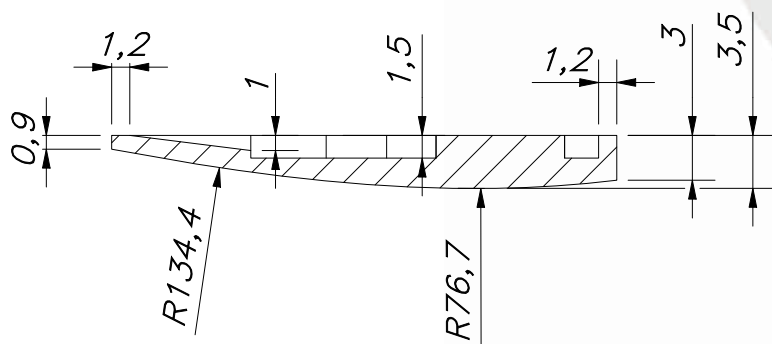
VISTA SEGÚN B-B

PLANTA EXTERIOR
CANTIDAD 1
ESCALA 1:2
IMPRESIÓN 3D

ACABADO SUPERFICIAL N9	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL	ESCALA 1:2
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D01-A2

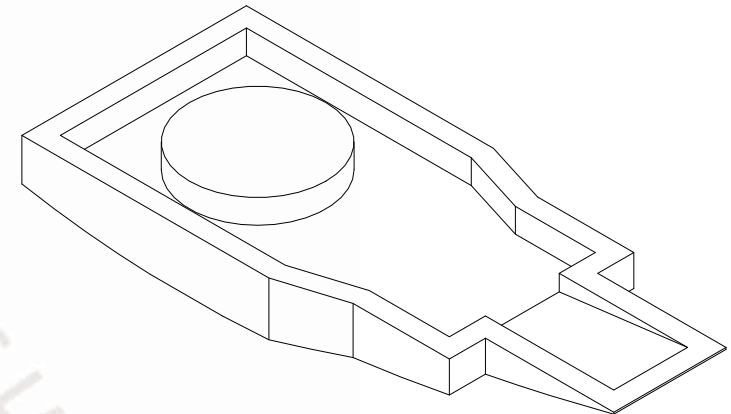
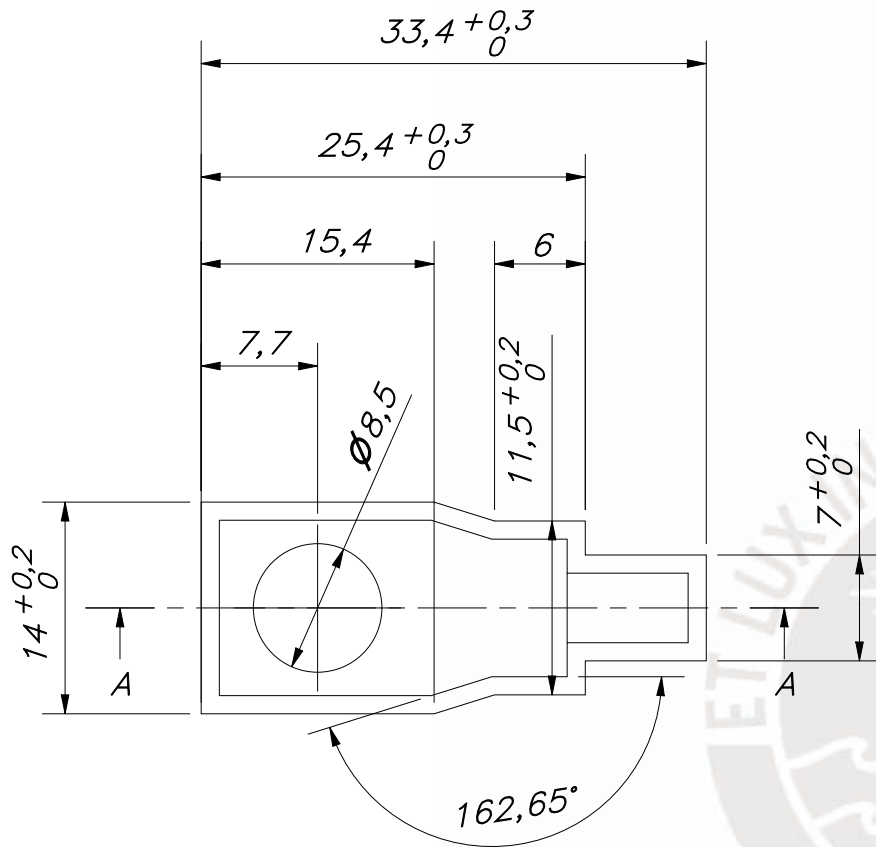


IMPRESIÓN 3D

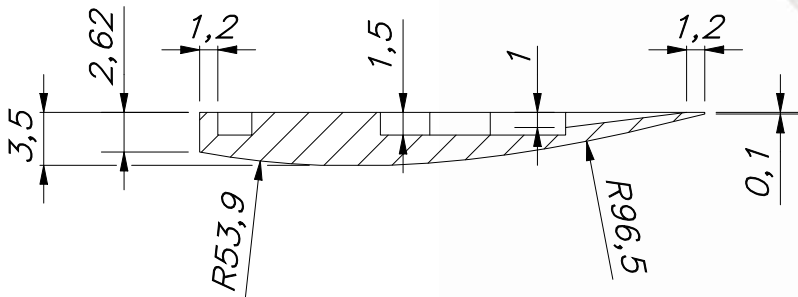


SECCIÓN A-A

ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	TAPA SENSOR DEDOS	2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D02-A4

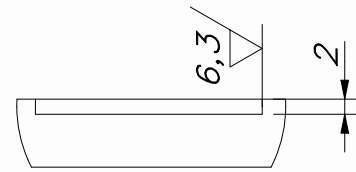
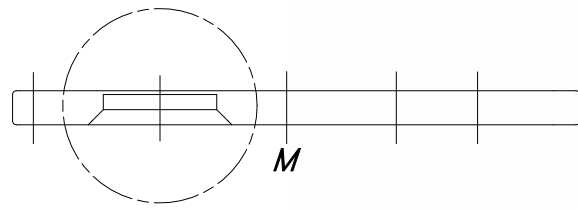


IMPRESIÓN 3D

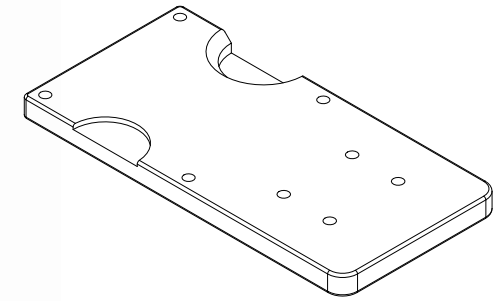


SECCIÓN A-A

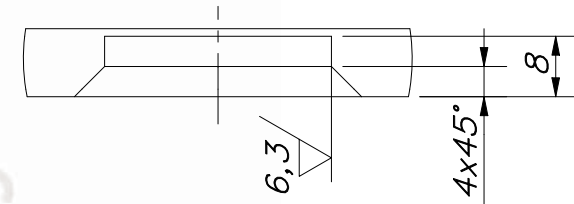
ACABADO SUPERFICIAL N9 ✓	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D03-A4



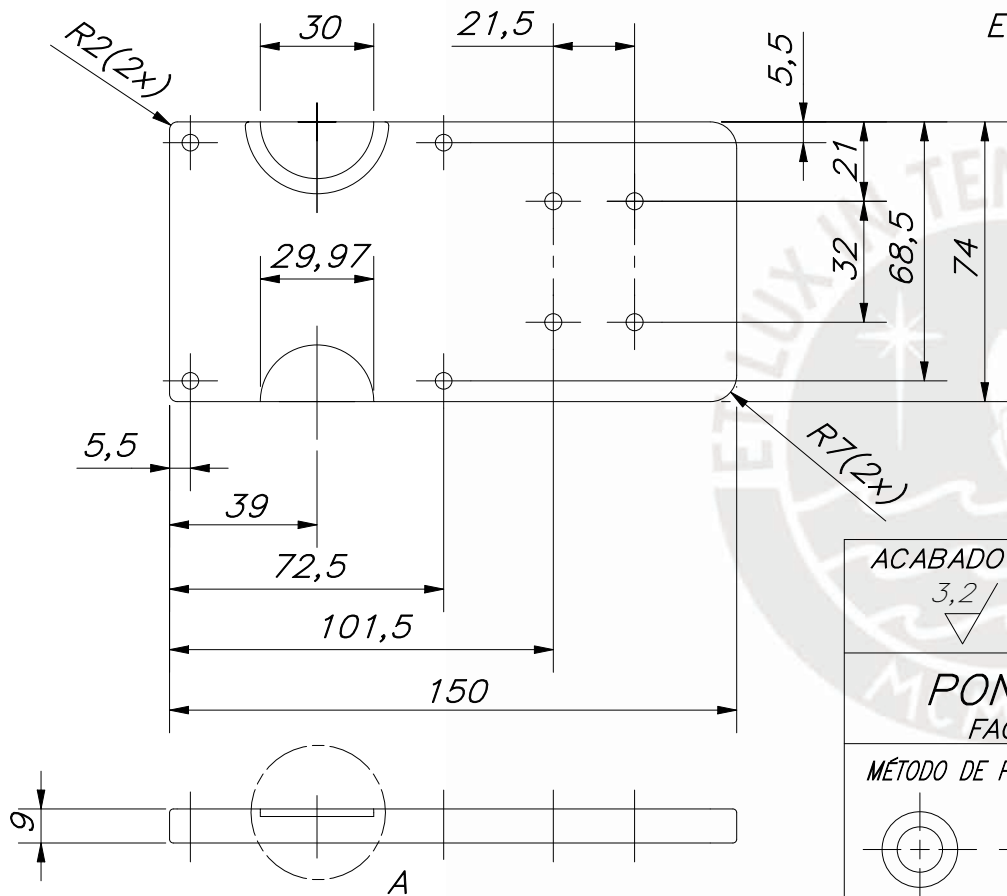
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



REDONDEOS NO INDICADOS R1



DETALLE M
ESCALA 1 : 1



ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽ (6,3/ ▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B209
--	---	-----------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

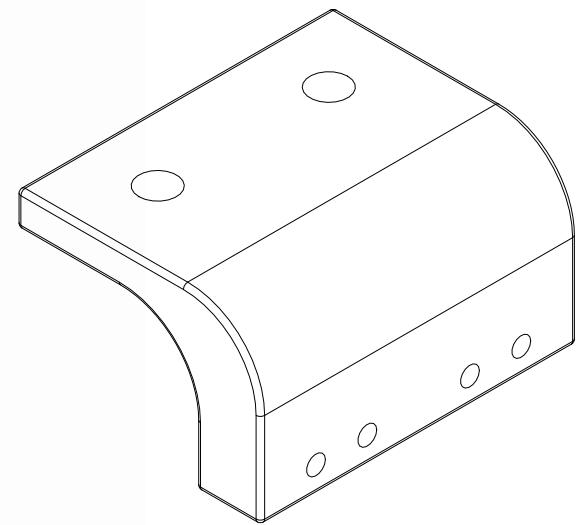
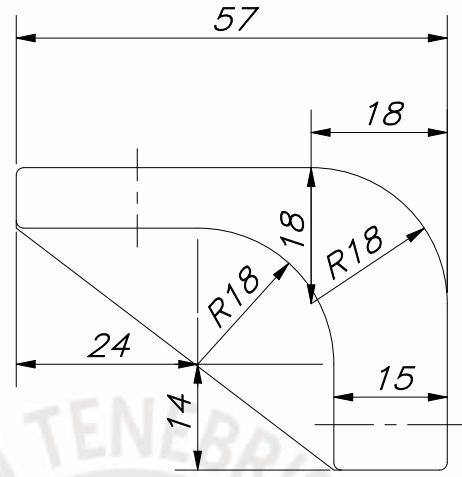
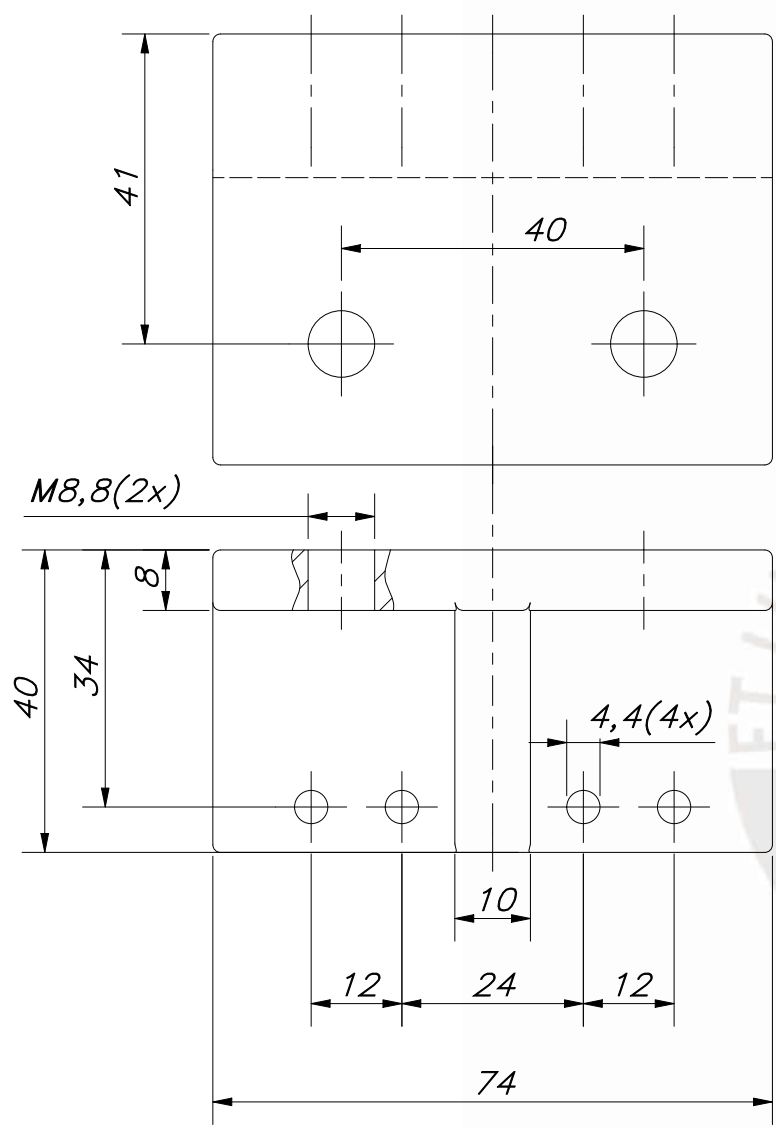
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:2
--------------------------	---	---------------

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
---------------	---------------------------------	----------------------

REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D04-A4
---------------	--	----------------------

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3



VISTA A-A

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

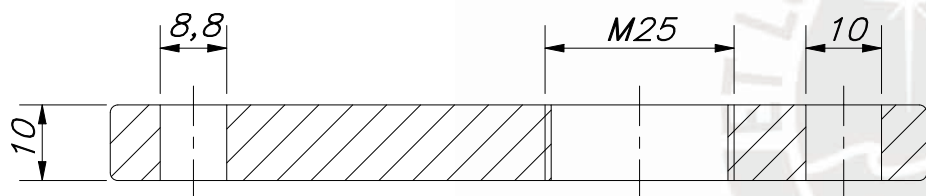
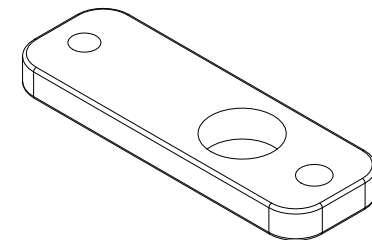
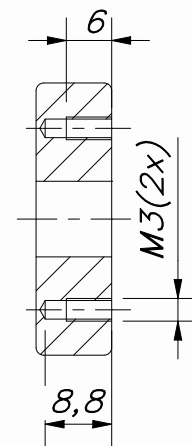
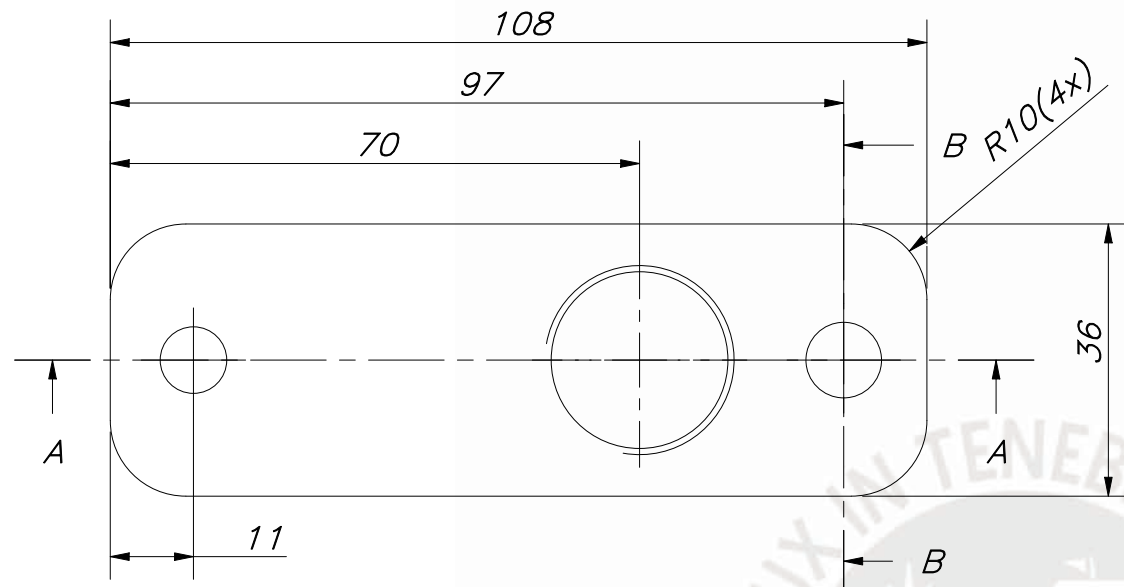
ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL AISI 304
----------------------------------	---	----------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL SOPORTE INFERIOR DEL RESORTE	ESCALA 1:1
--------------------------	--	---------------

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
---------------	---------------------------------	----------------------

REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D05-A4
---------------	--	----------------------



CORTE B-B

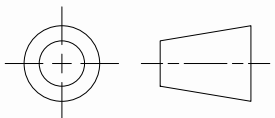
REDONDEOS NO INDICADOS R1

SECCIÓN A-A

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL AISI 304
----------------------------------	---	----------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL

**SOPORTE SUPERIOR
DEL RESORTE**

ESCALA

1:1

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

DIBUJADO POR:

SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO

FECHA:
2019.06.28

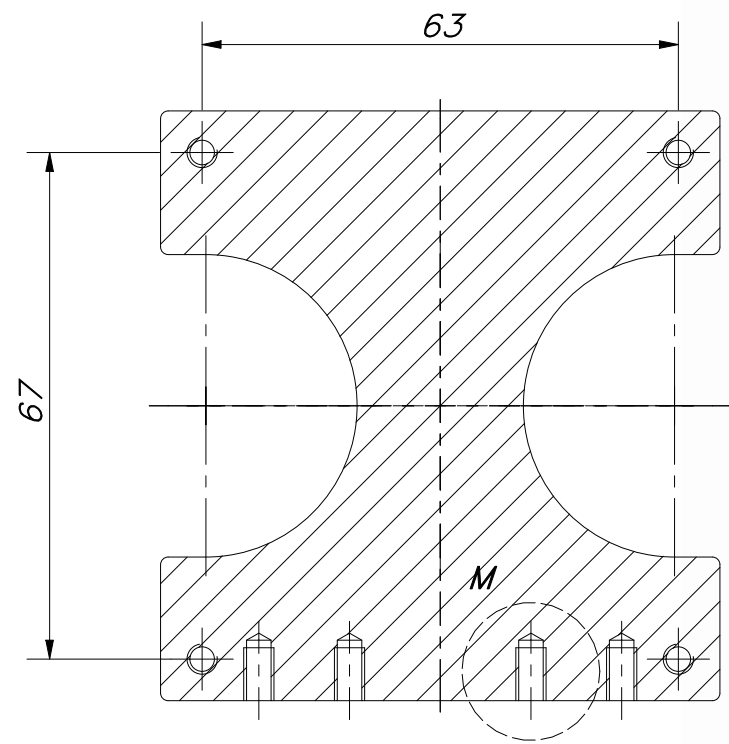
REVISADO POR:

ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH

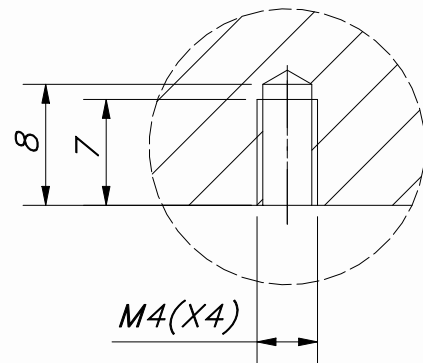
PLANO:

PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL

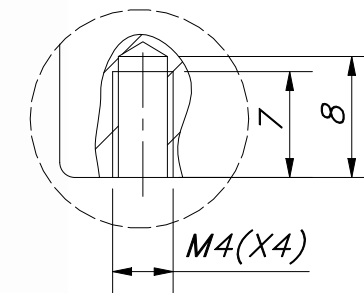
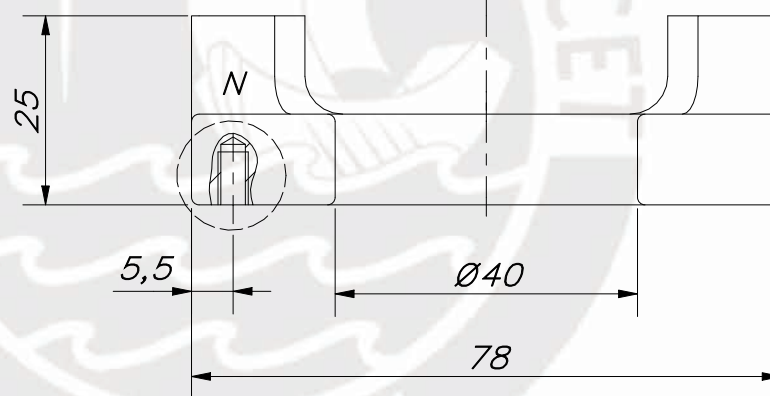
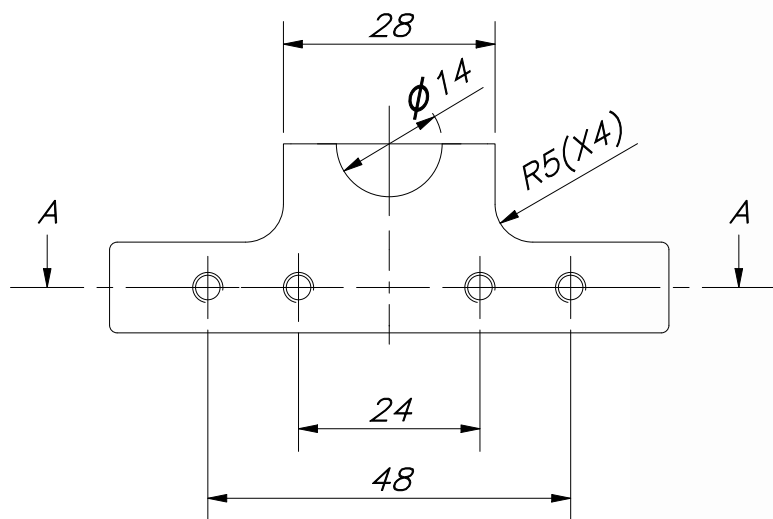
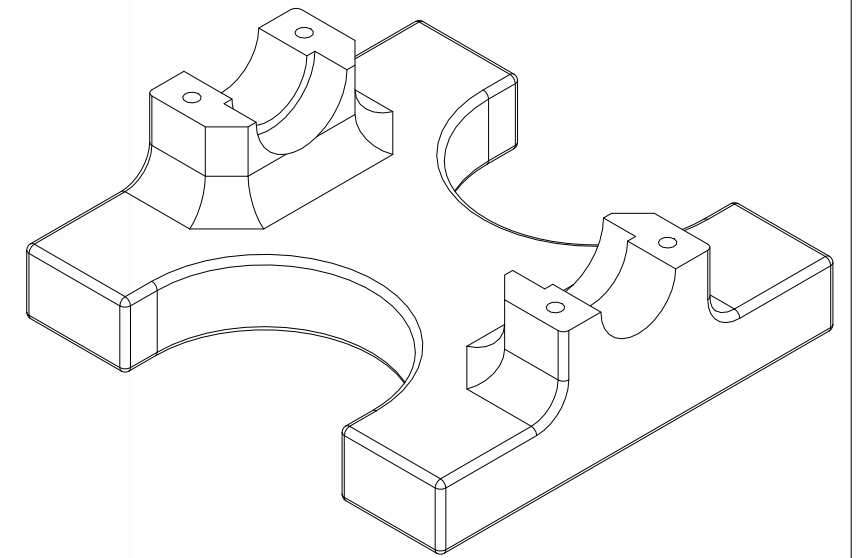
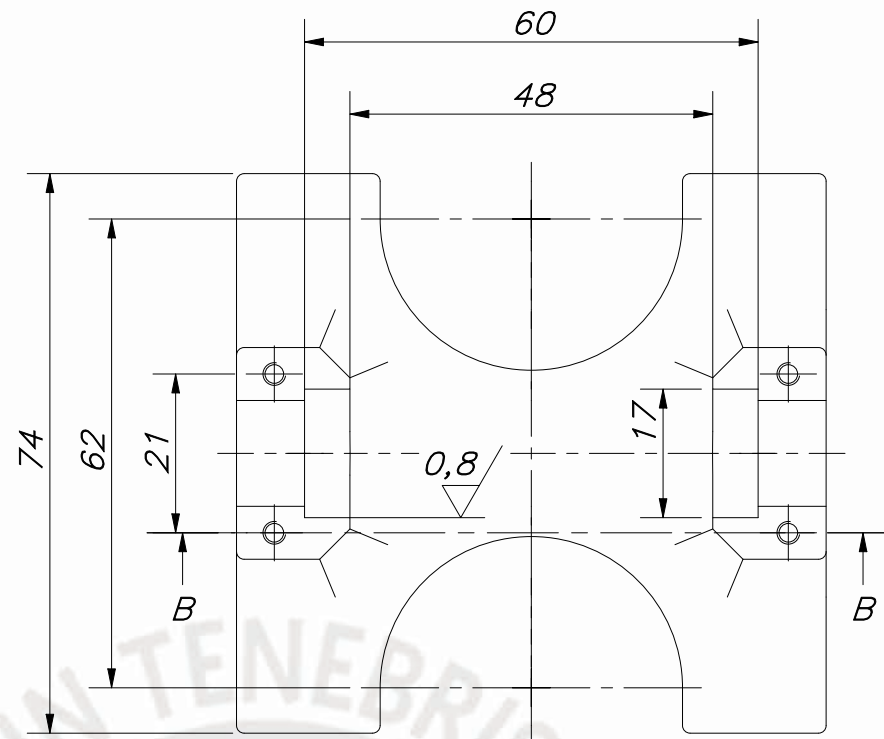
MPR-D06-A4



SECCIÓN A-A

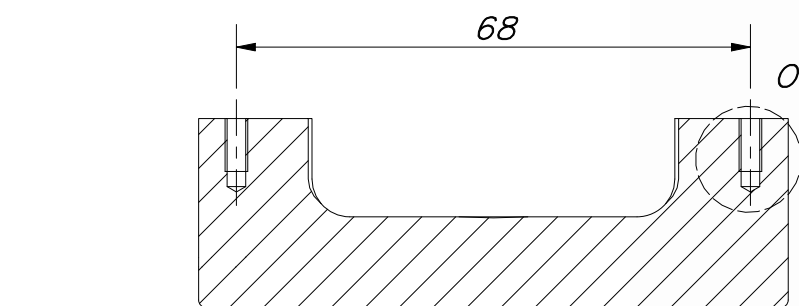


DETALLE M
ESCALA 2 : 1

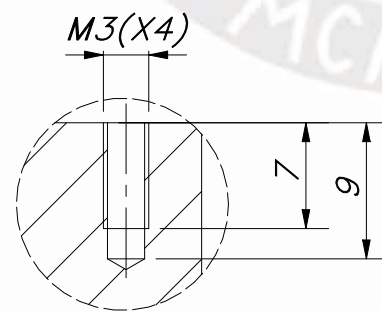


DETALLE N
ESCALA 2 : 1

REDONDEOS NO
INDICADOS R1



SECCIÓN B-B

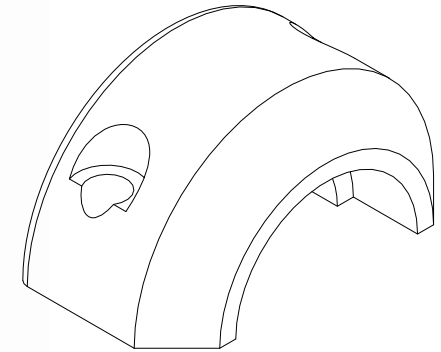
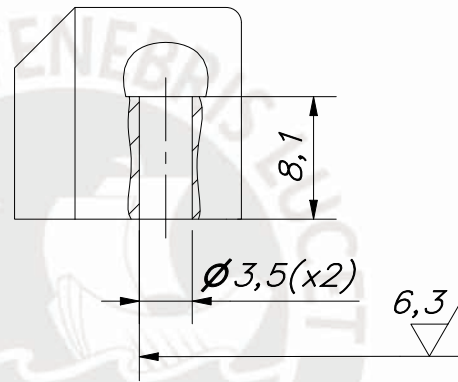
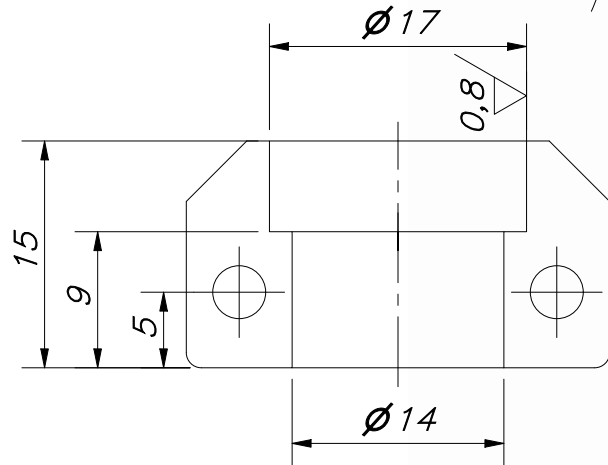
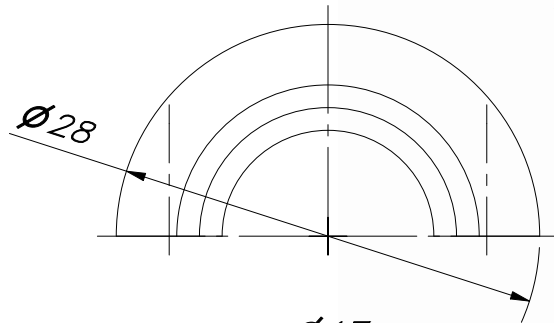
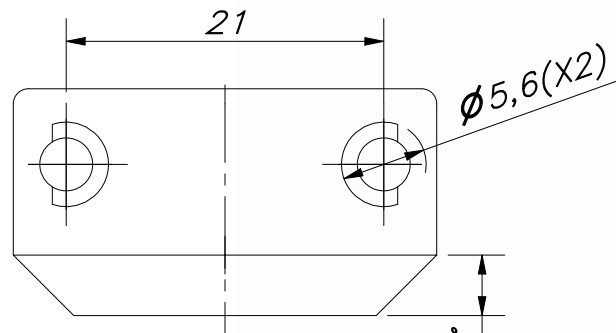


DETALLE O
ESCALA 2 : 1

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ (0,8/)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D07-A3

**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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

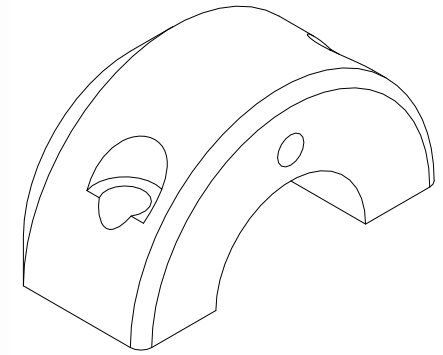
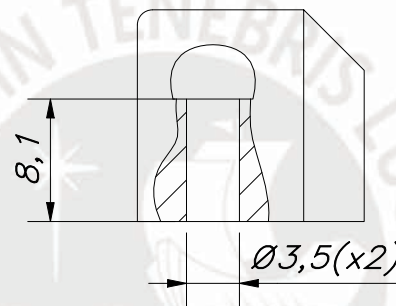
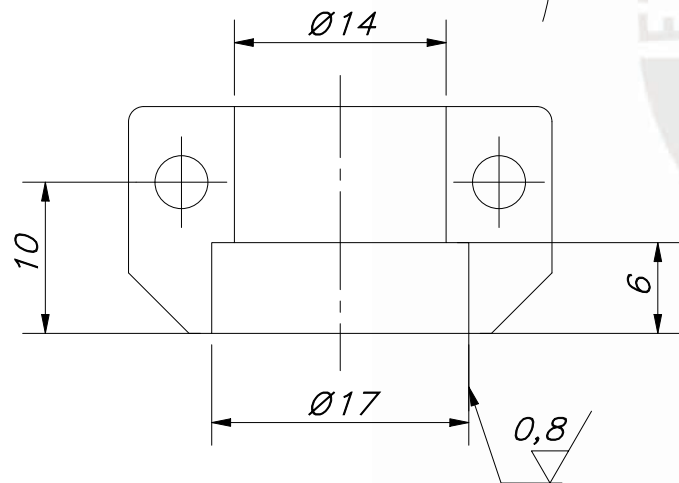
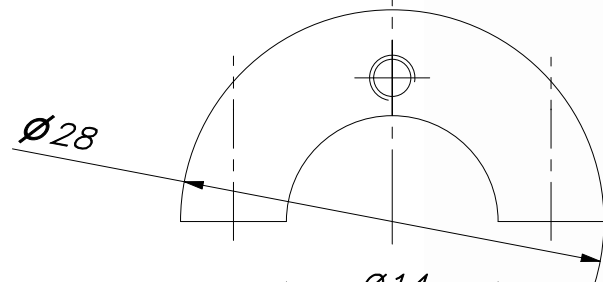
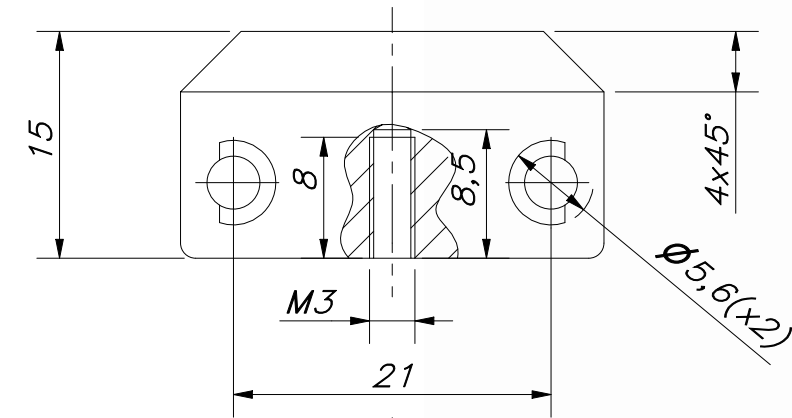


REDONDEOS NO
INDICADOS R1

**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
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽ (0,8/ ▽, 6,3/ ▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D08-A4

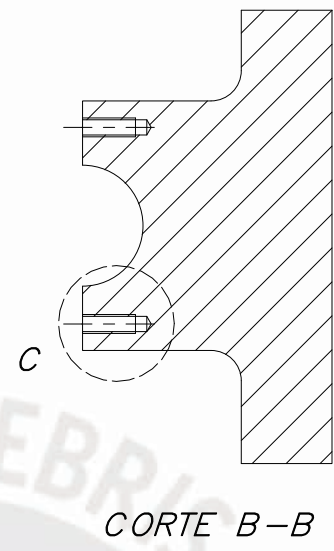
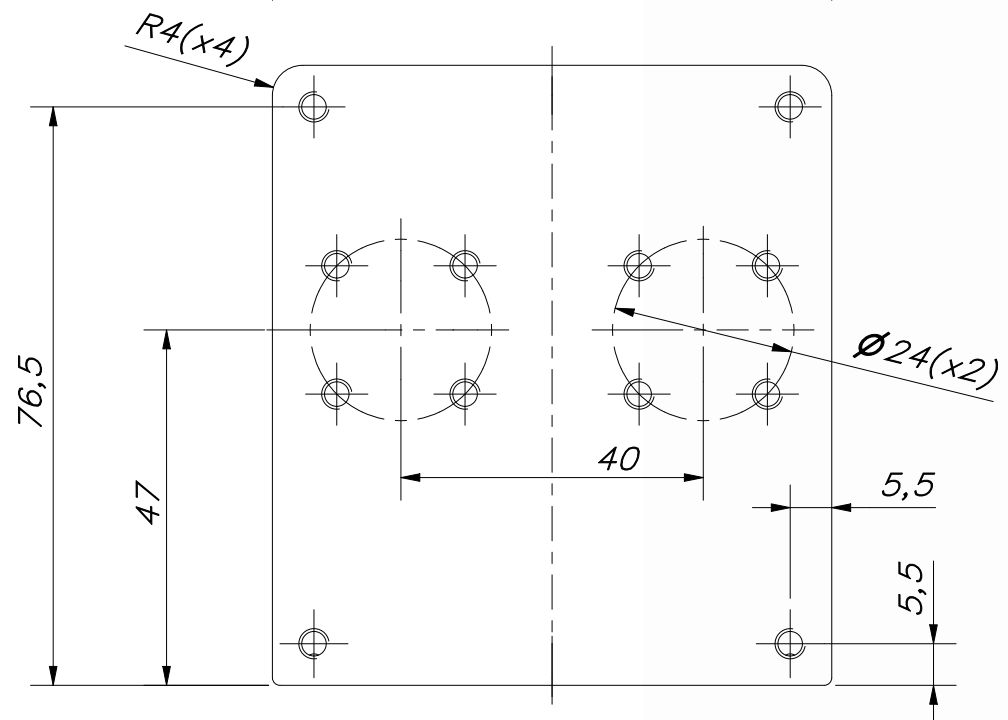
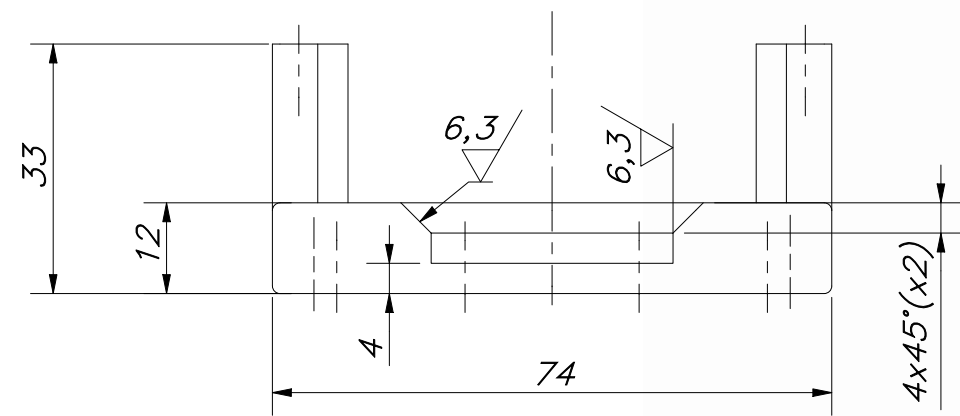
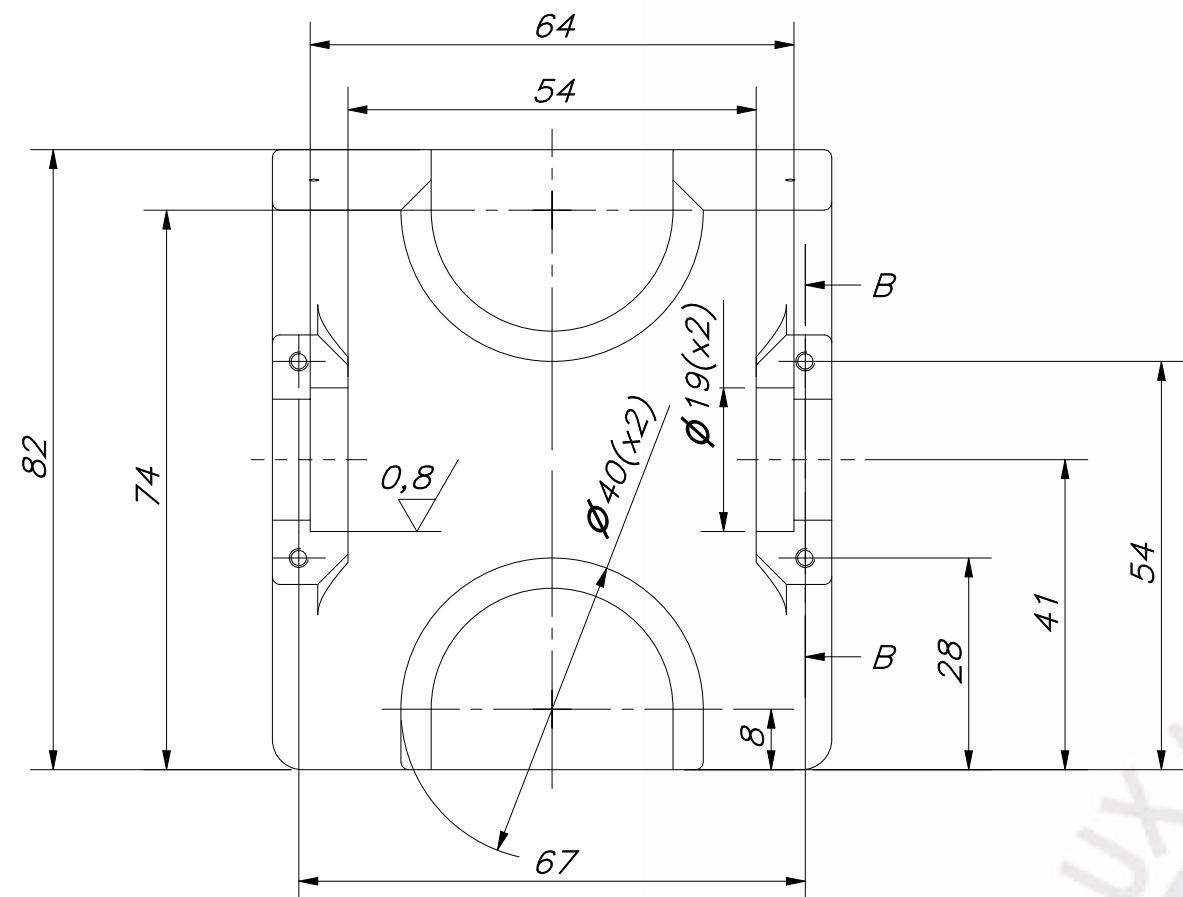


REDONDEOS NO
INDICADOS R1

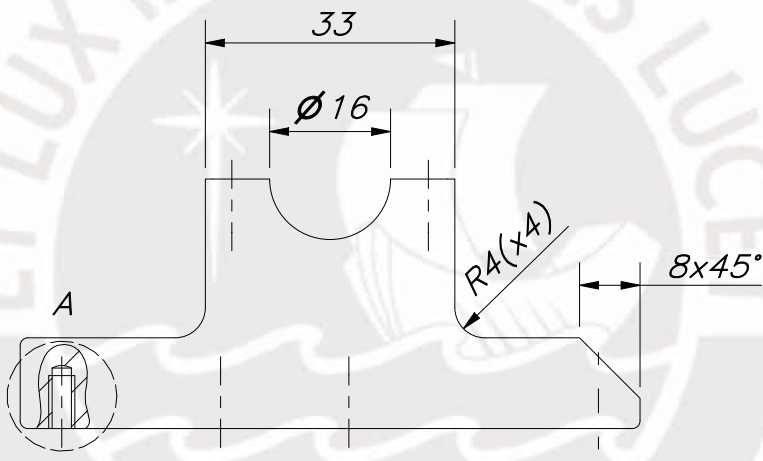
**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1**

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
	MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2

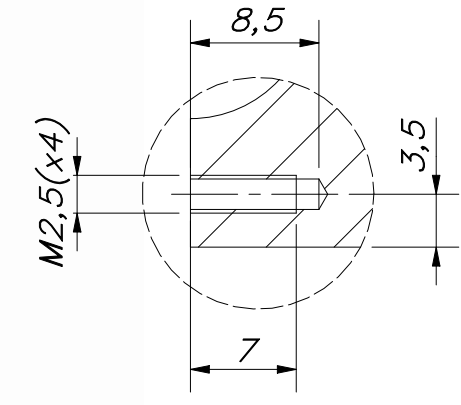
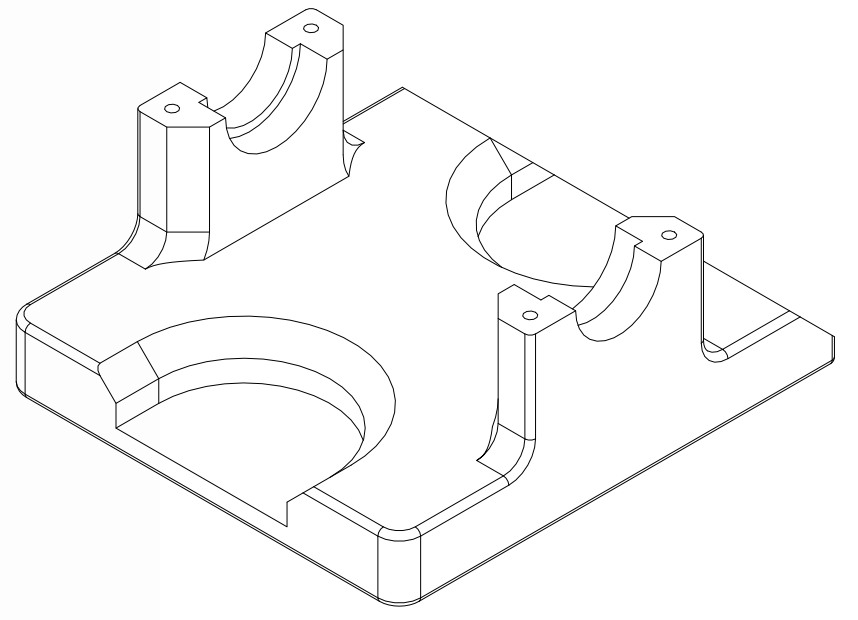
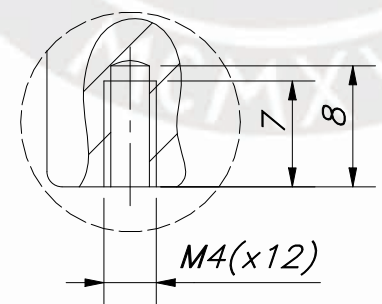
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽ (0,8/ ▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL ABRAZADERA INFERIOR IMU	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D09-A4



CORTE B-B



DETALLE A
ESCALA 2 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

REDONDEOS NO INDICADOS R1

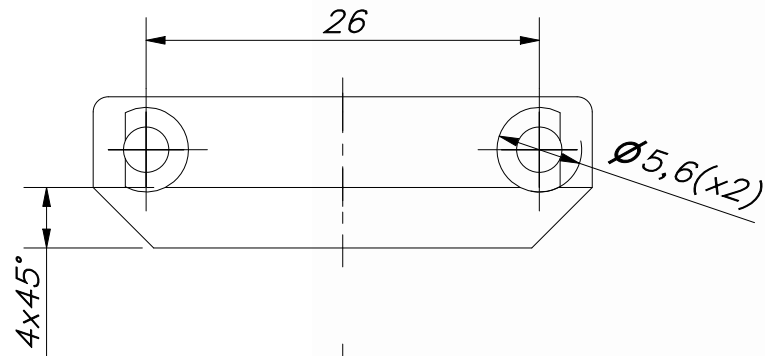
ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (0,8 / 6,3)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
--	---	------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

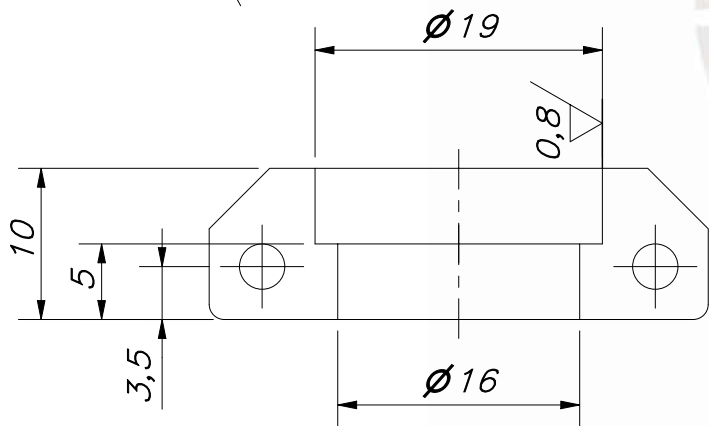
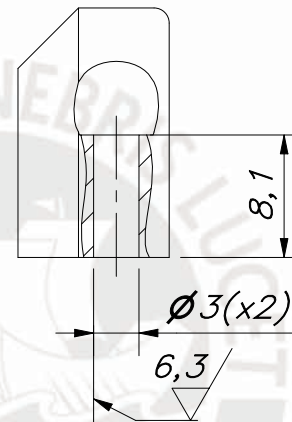
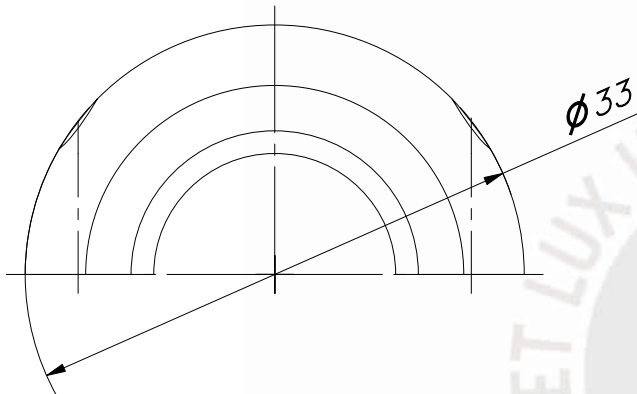
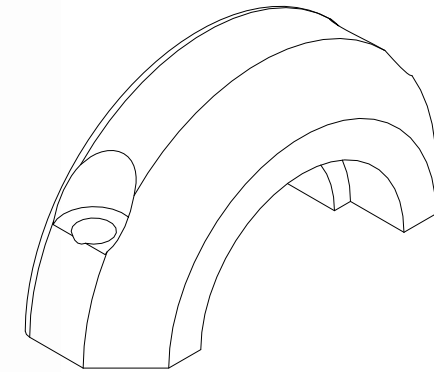
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL	ESCALA 1:1
--------------------------	--	---------------

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D10-A3

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



REDONDEOS NO
ESPECIFICADOS R1



ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (0,8 / 6,3 /)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
--	---	------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

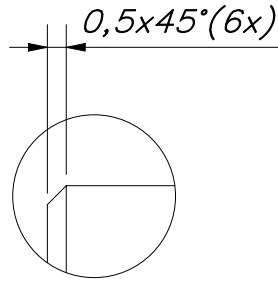
MÉTODO DE PROYECCIÓN	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA
	ABRAZADERA SUPERIOR	2:1

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
---------------	---------------------------------	----------------------

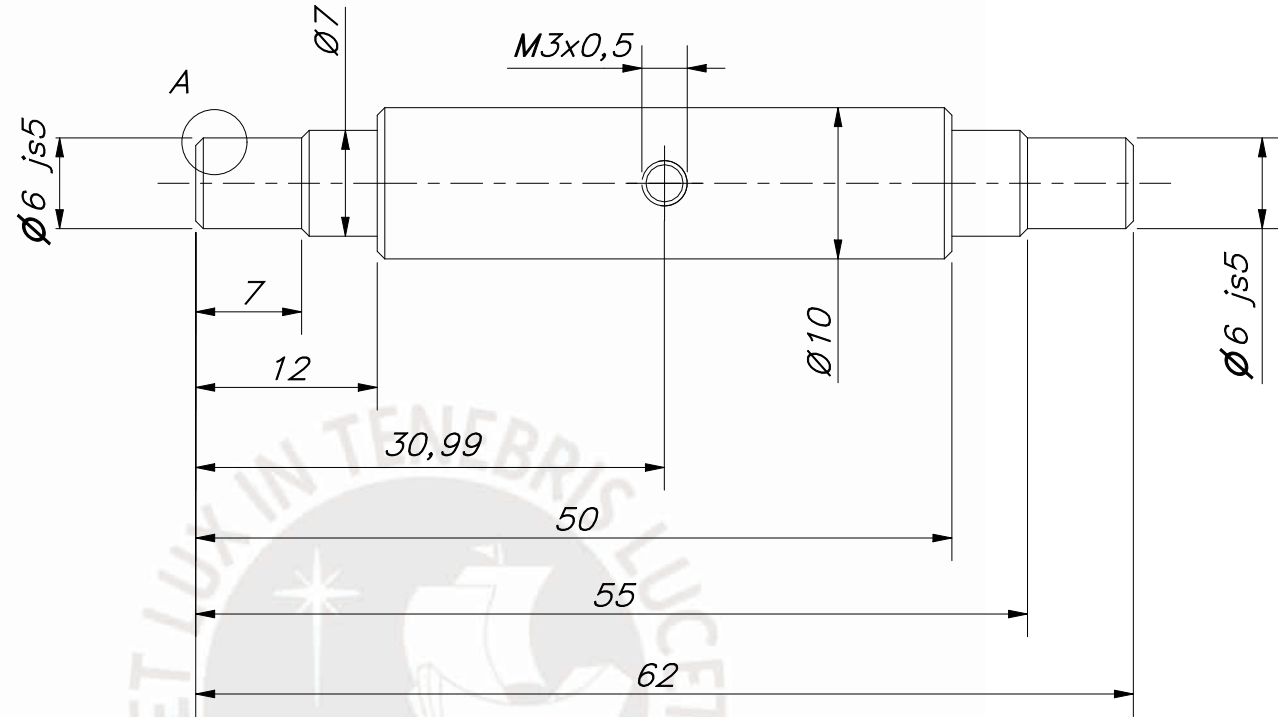
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO:
	PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	MPR-D11-A4

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
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$



DETALLE A
ESCALA 5 : 1

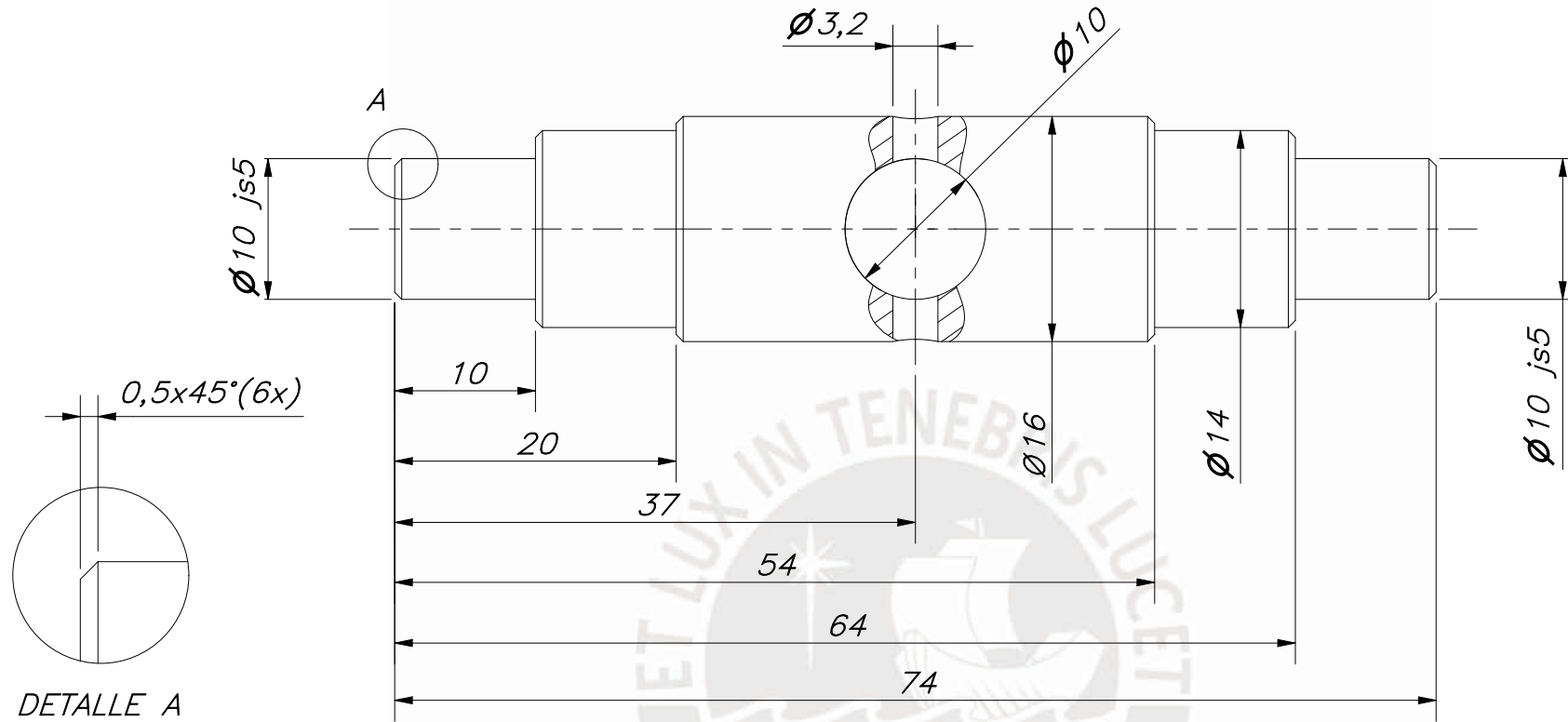


TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15

6js5	6,003	5,998
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL EJE DE INVERSIÓN – EVERSIÓN	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D12-A4



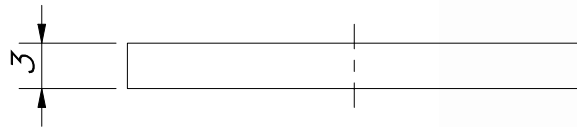
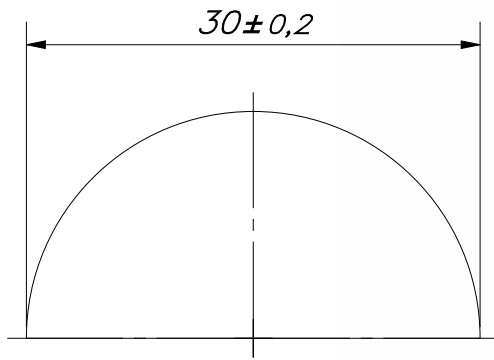
DETALLE A
ESCALA 5 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

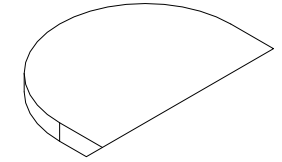
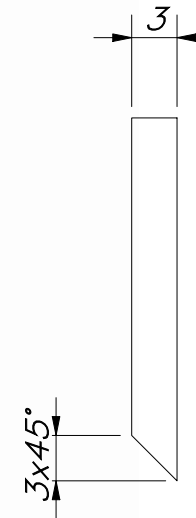
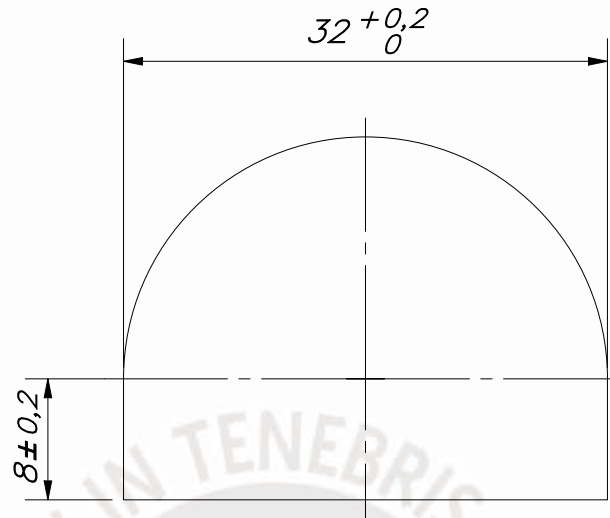
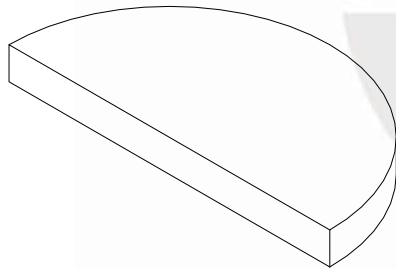
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15

10js5	10,003	9,997
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

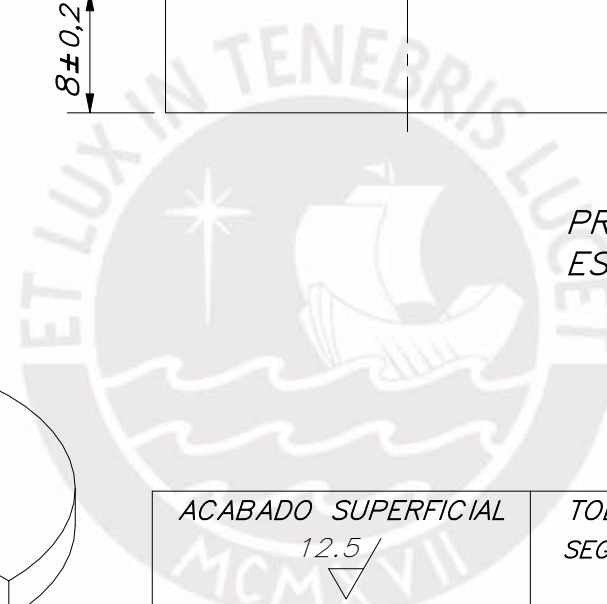
ACABADO SUPERFICIAL 3,2/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL EJE DE DORSIFLEXIÓN – FLEXIÓN PLANTAR	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D13-A4



PROTECTOR 1
ESCALA 2:1



PROTECTOR 2
ESCALA 2:1



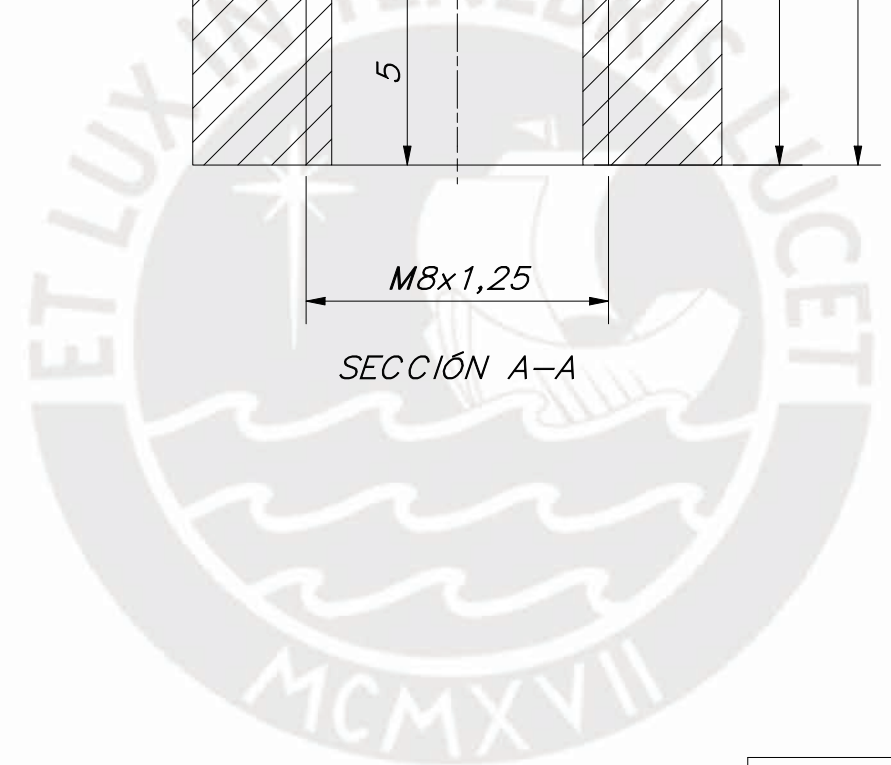
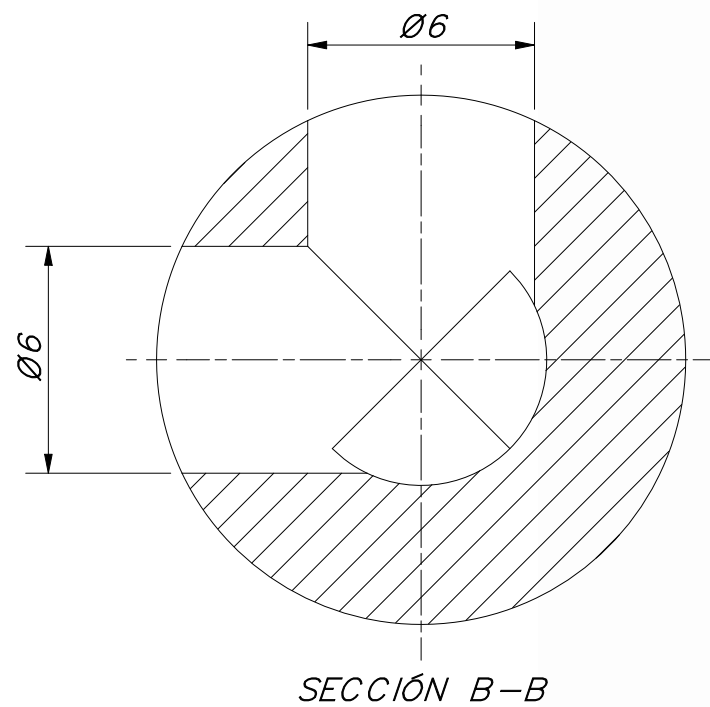
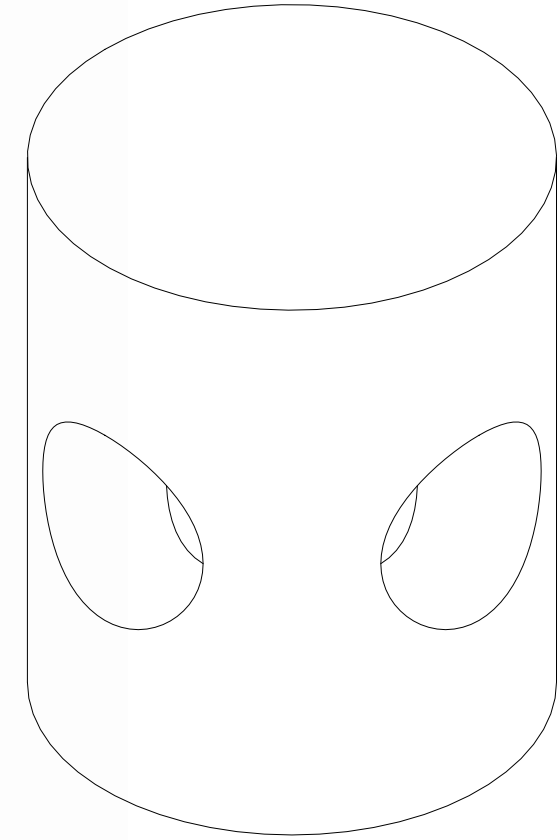
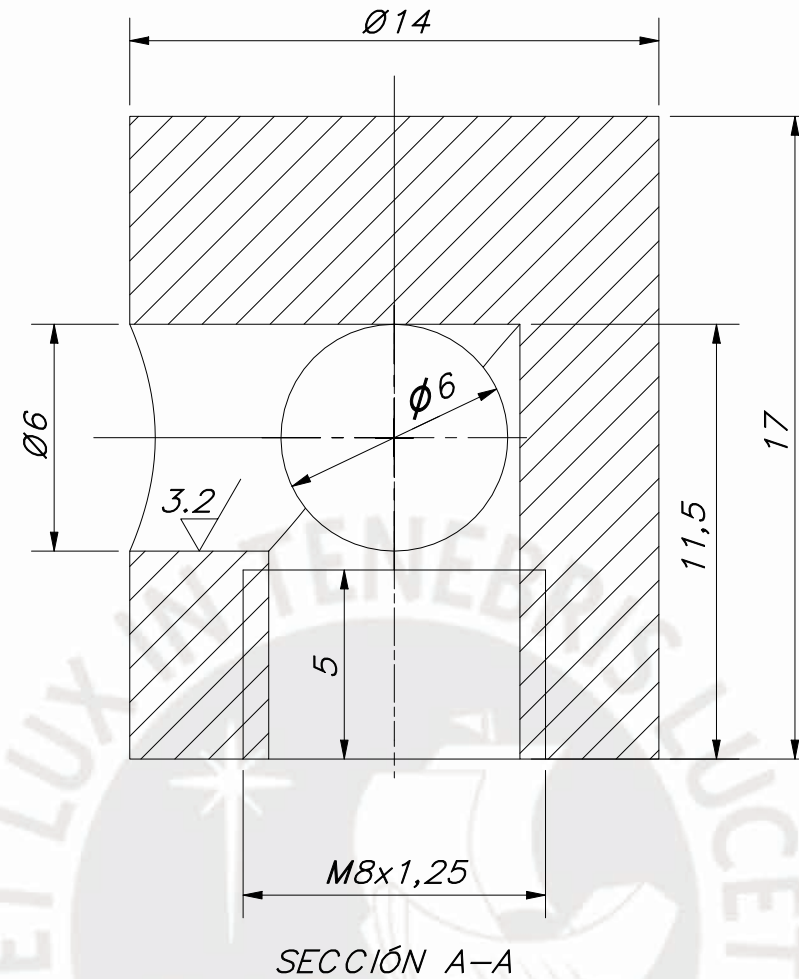
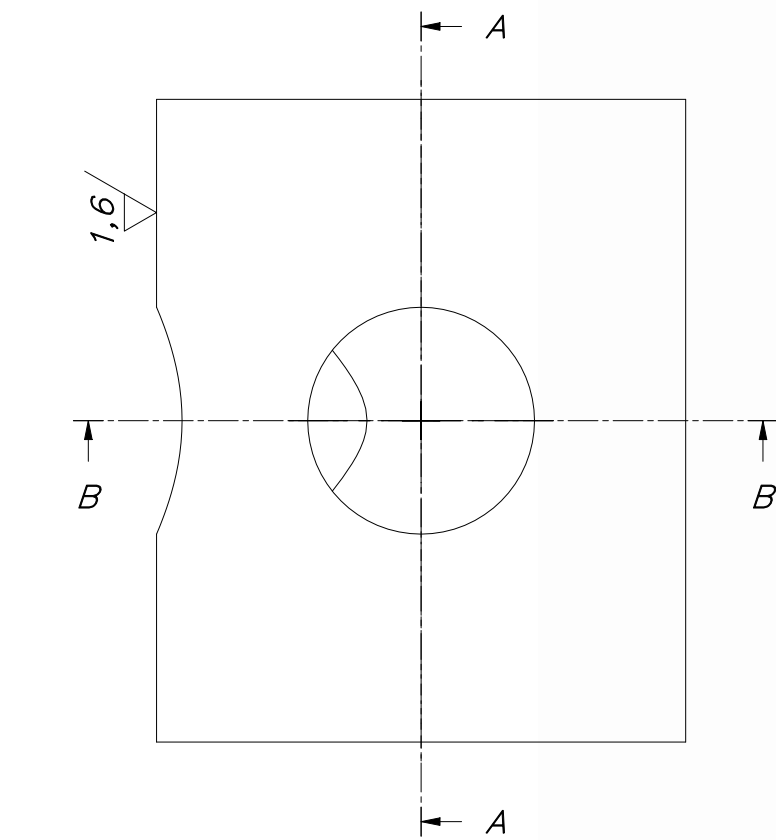
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

ACABADO SUPERFICIAL 12.5 /	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL HULE
-------------------------------	---	------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL PROTECTOR 1 / PROTECTOR 2	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D14-A4

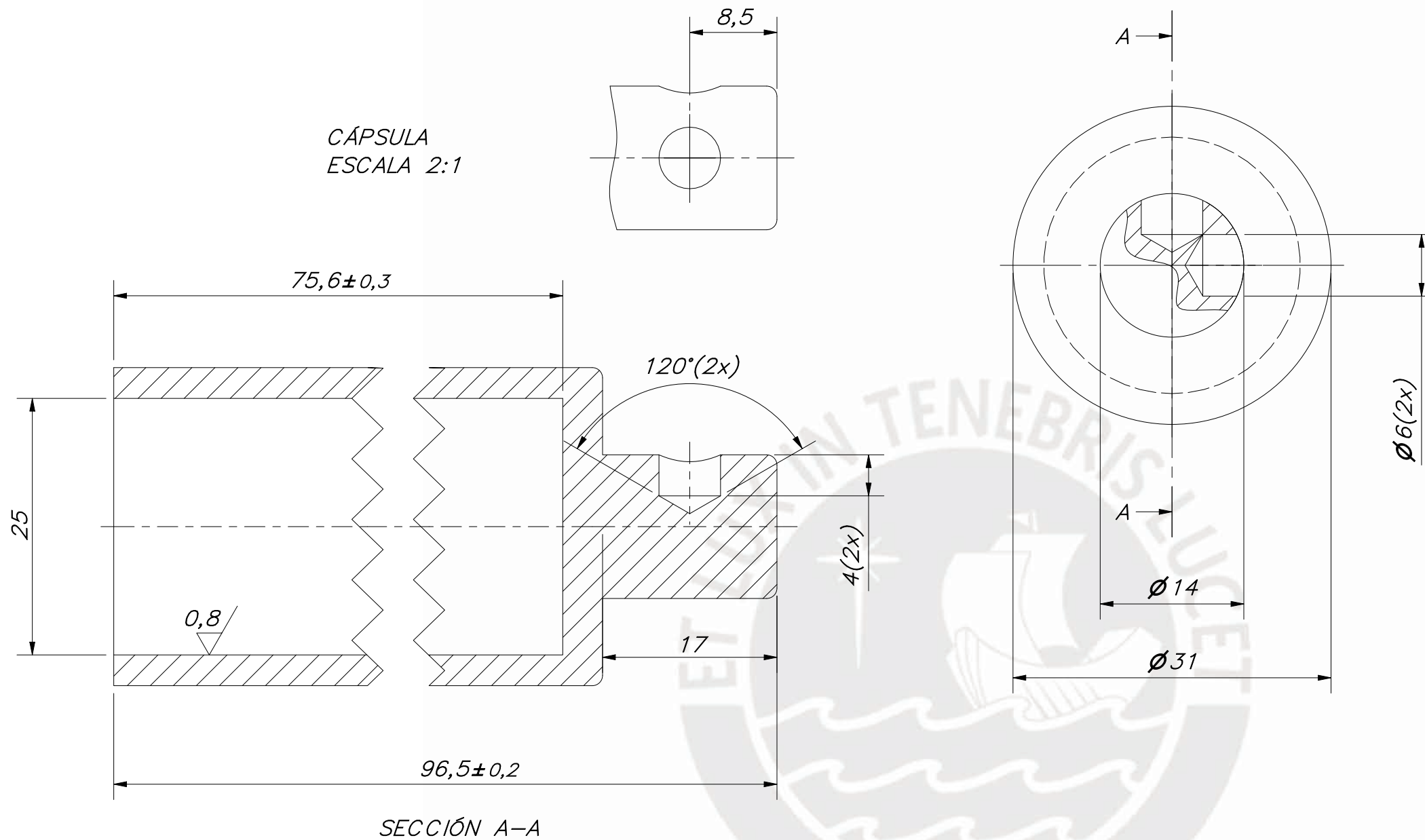


ACABADO SUPERFICIAL 6.3 / (3.2 / 1.6 /) ▽ (▽, ▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 5:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D15-A3

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1**

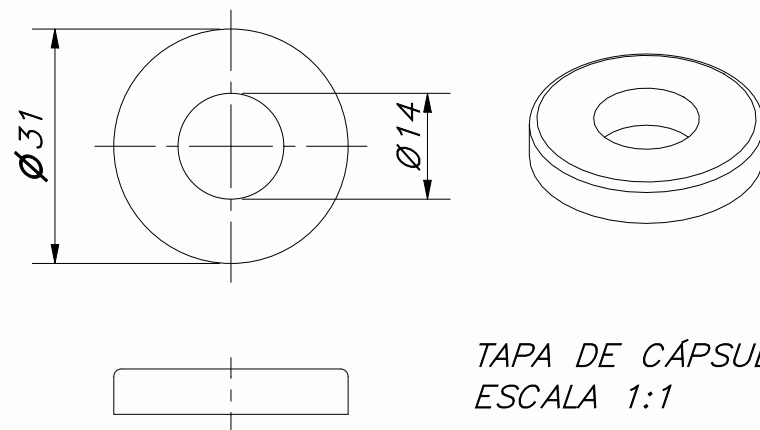
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

CÁPSULA
ESCALA 2:1



REDONDEOS NO INDICADOS R1

SECCIÓN A-A

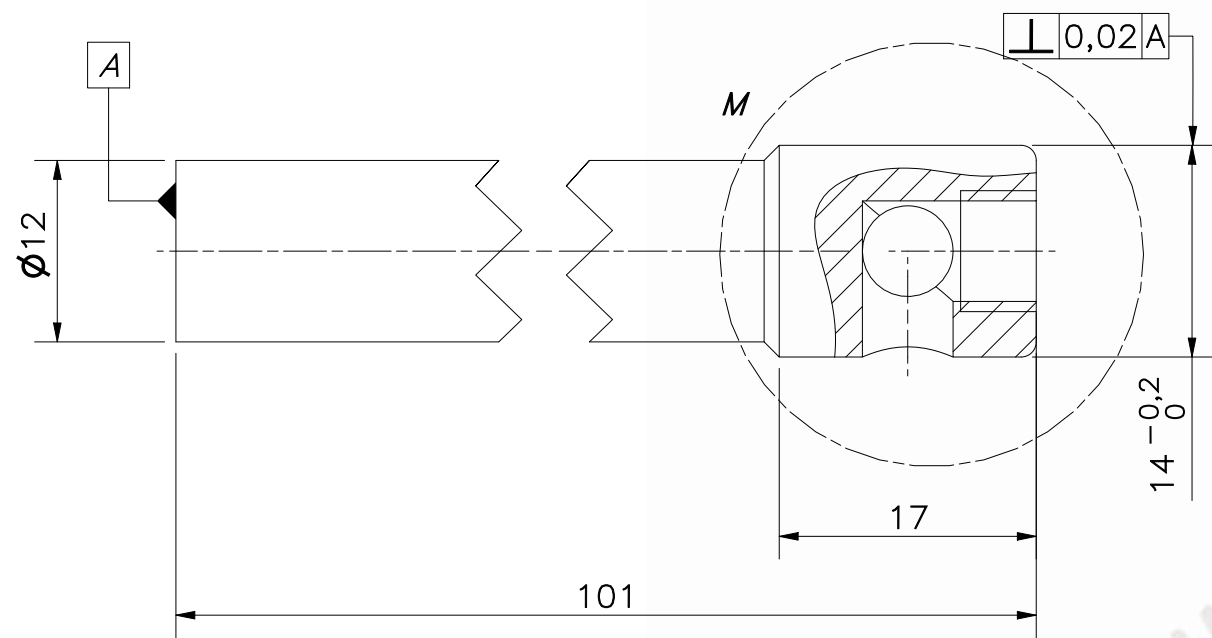


TAPA DE CÁPSULA
ESCALA 1:1

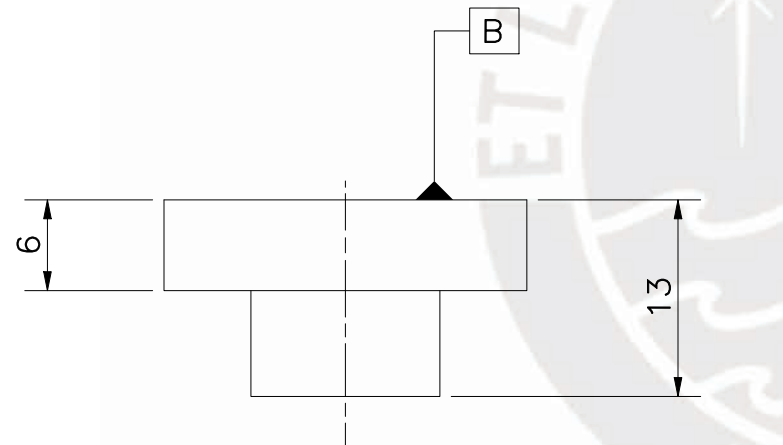
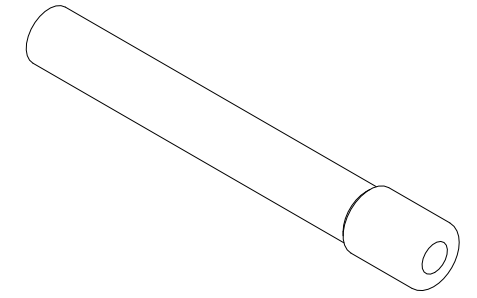
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15

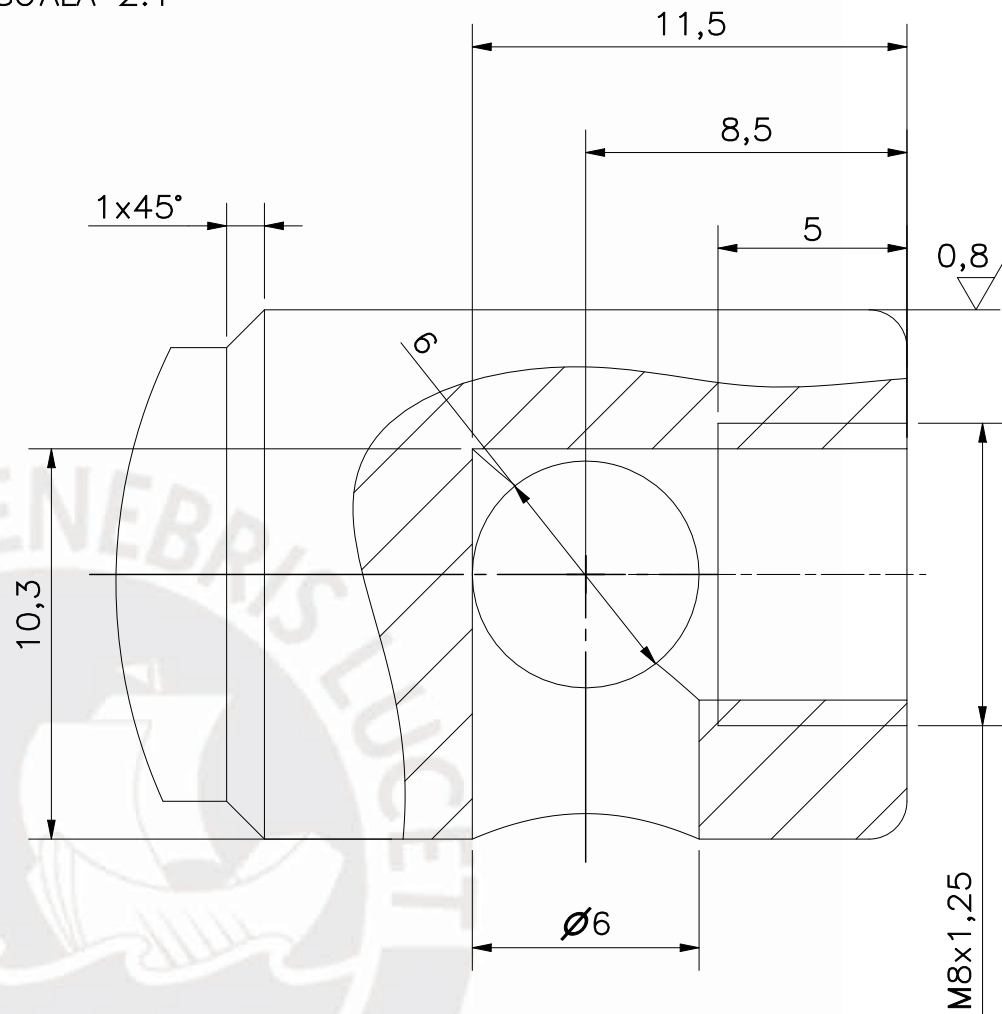
ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (0,8)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL CÁPSULA / TAPA DE CÁPSULA	ESCALA 2:1 / 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D16-A3



GUÍA INTERIOR 1
ESCALA 2:1

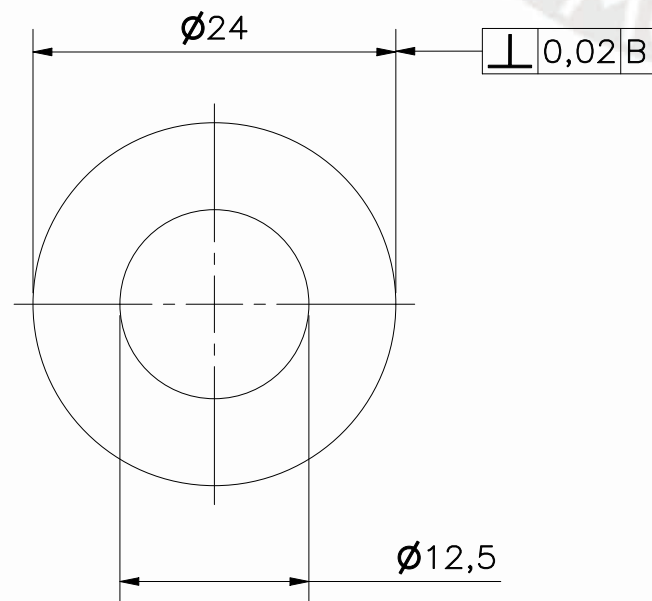
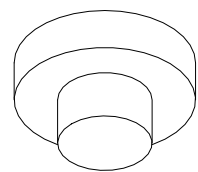


GUÍA INTERIOR 2
ESCALA 2:1



DETALLE M
ESCALA 5 : 1

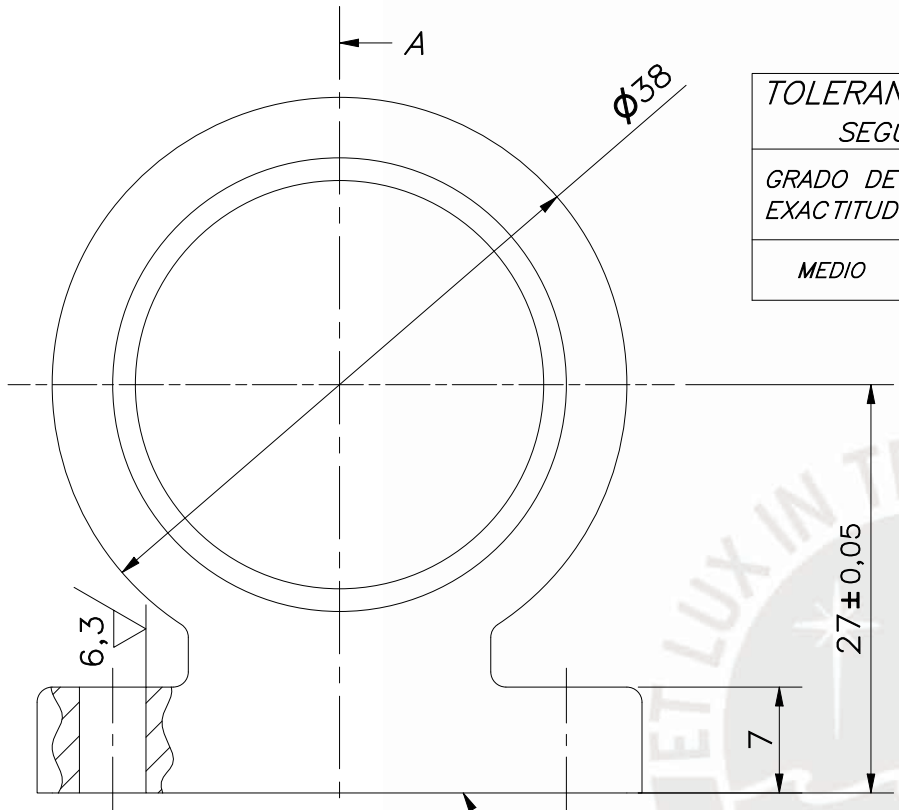
REDONDEOS NO INDICADOS R1



TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

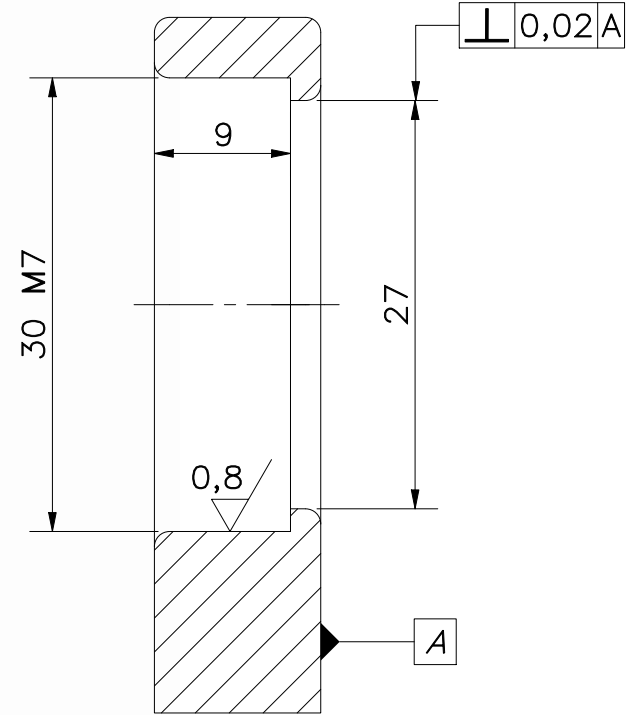
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
FINO	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$

ACABADO SUPERFICIAL $1,6 / \sqrt{\text{m}} \quad (0,8 / \sqrt{\text{m}})$	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL GUÍA INTERIOR 1 / GUÍA INTERIOR 2	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D17-A3

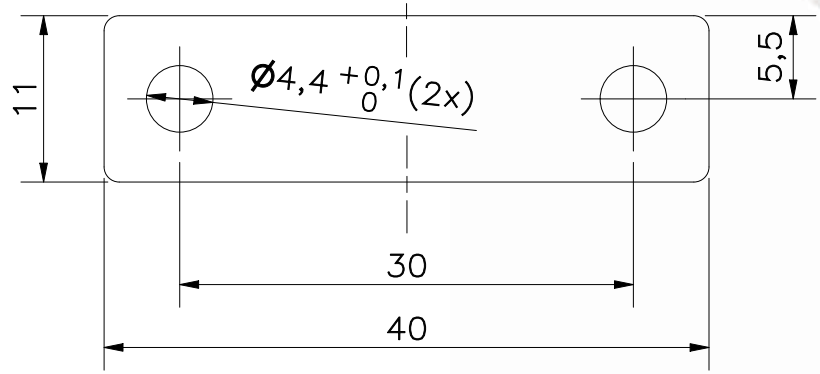


**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1**

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3



REDONDEOS NO INDICADOS R1



30M7	30,000	29.979
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

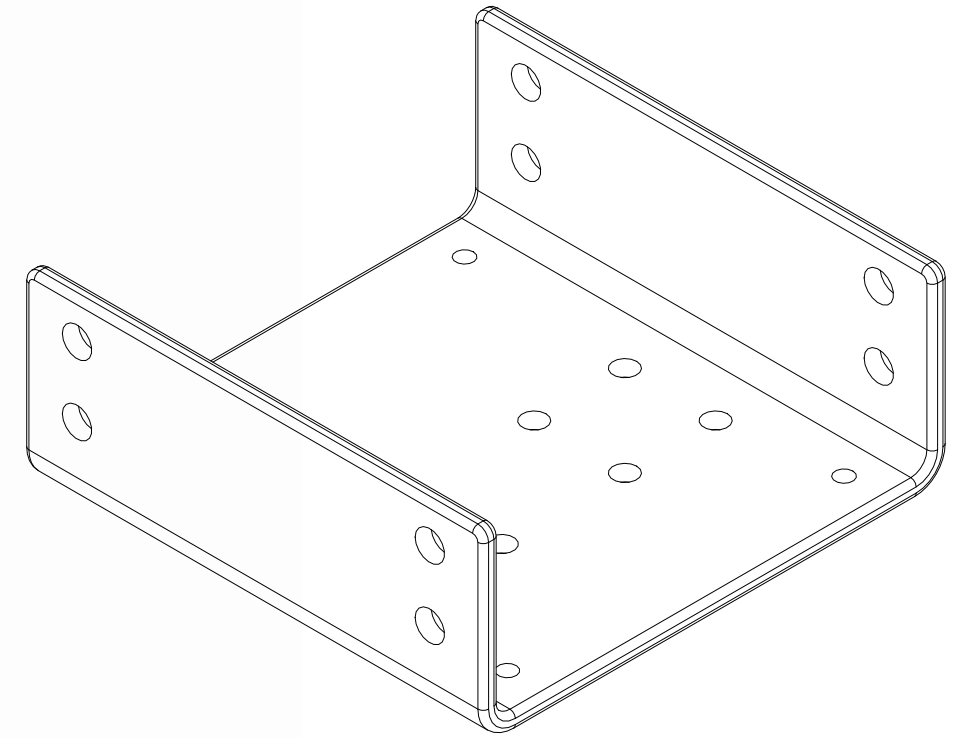
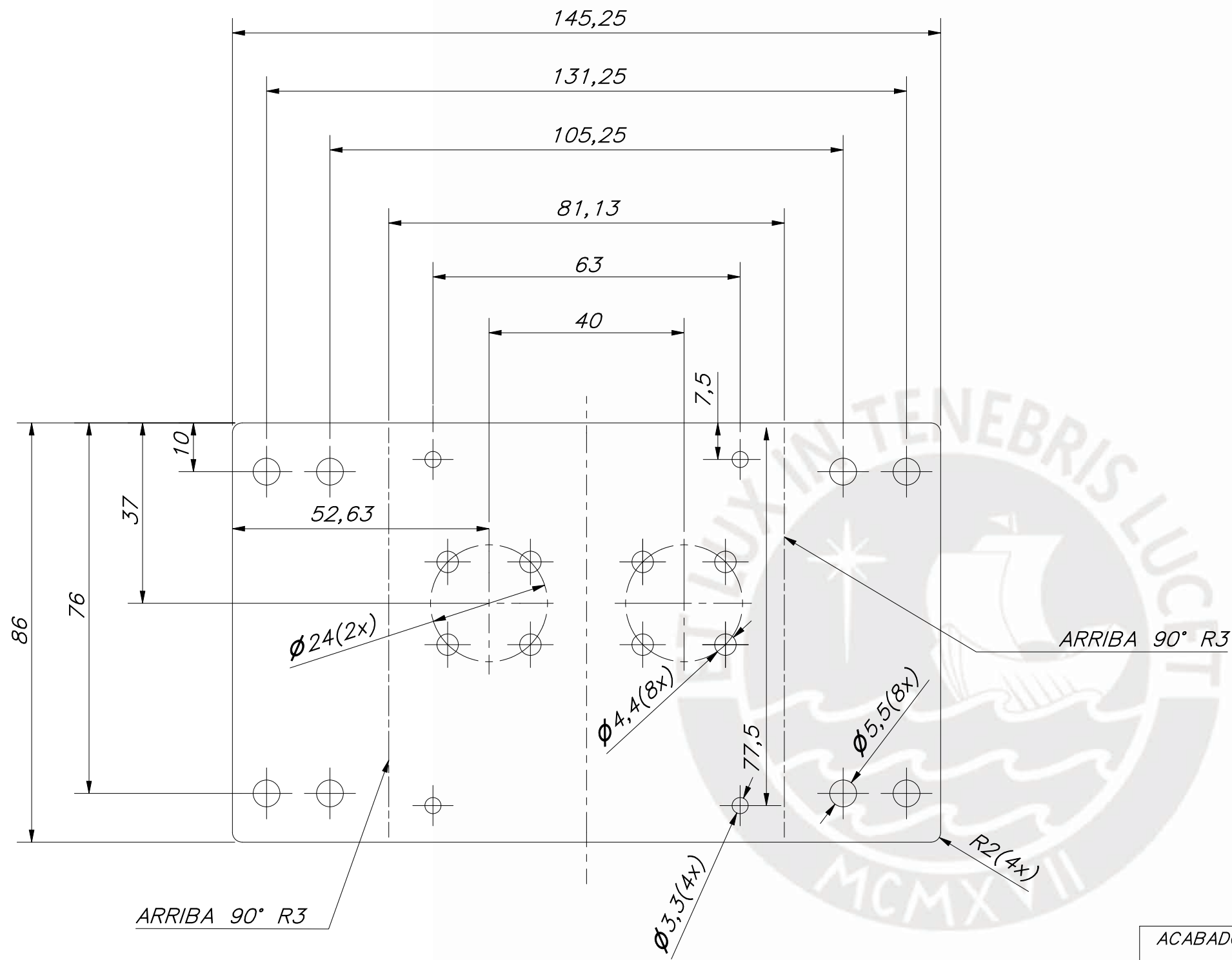
ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (0,8 / 6,3 /)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	SECCIÓN A-A MATERIAL AISÍ 304
---	--	----------------------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 2:1
--------------------------	---	----------------------

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
---------------	---------------------------------	----------------------

REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D18-A4
---------------	--	----------------------

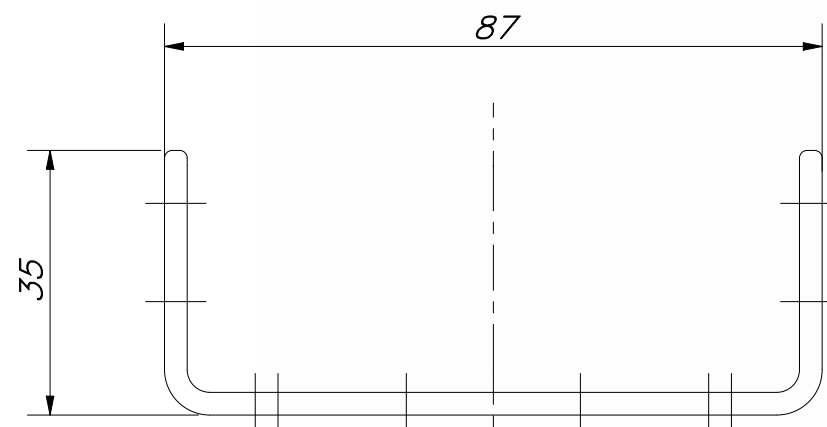


**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1**

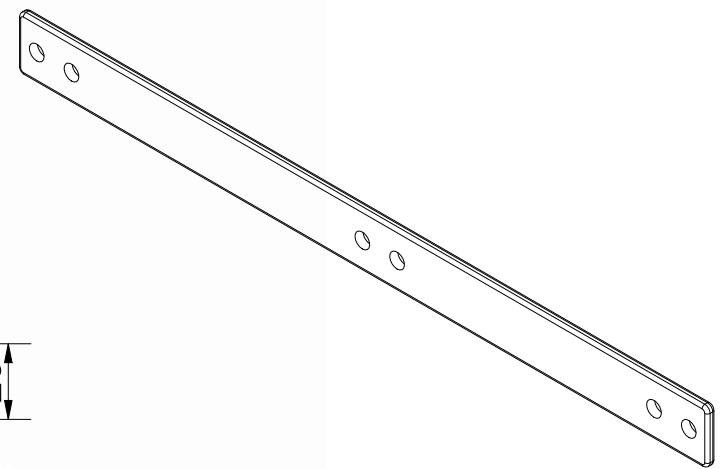
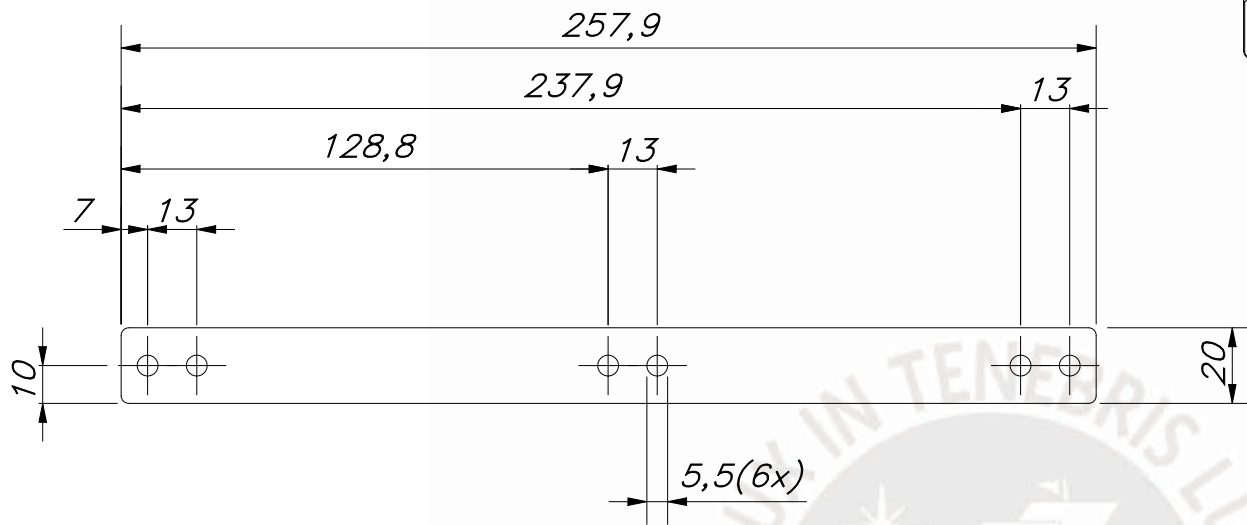
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

ESPESOR 3MM

REDONDEOS NO INDICADOS R1

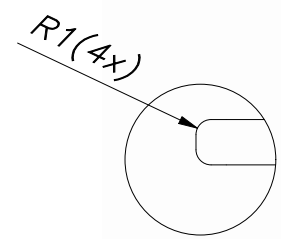
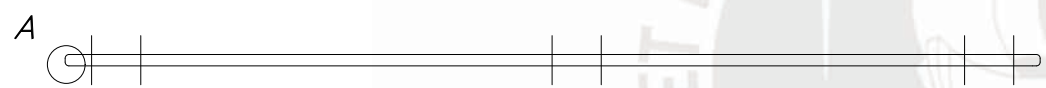


ACABADO SUPERFICIAL $\nabla 6,3$	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D19-A3



ESPESOR 3MM

REDONDEOS NO INDICADOS R2



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
----------------------------------	--	------------------------

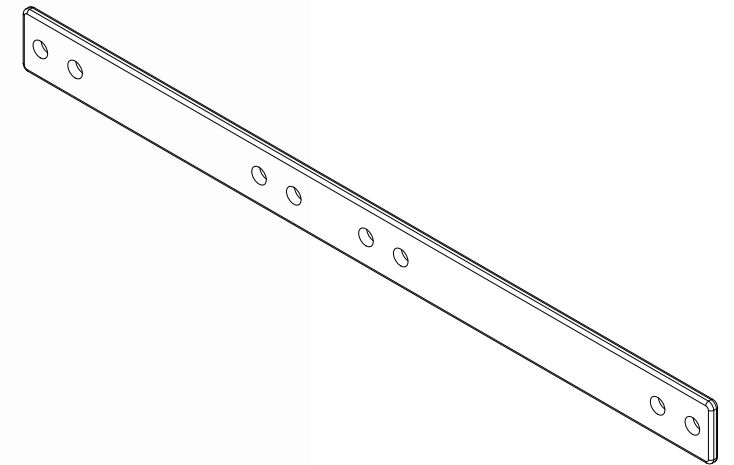
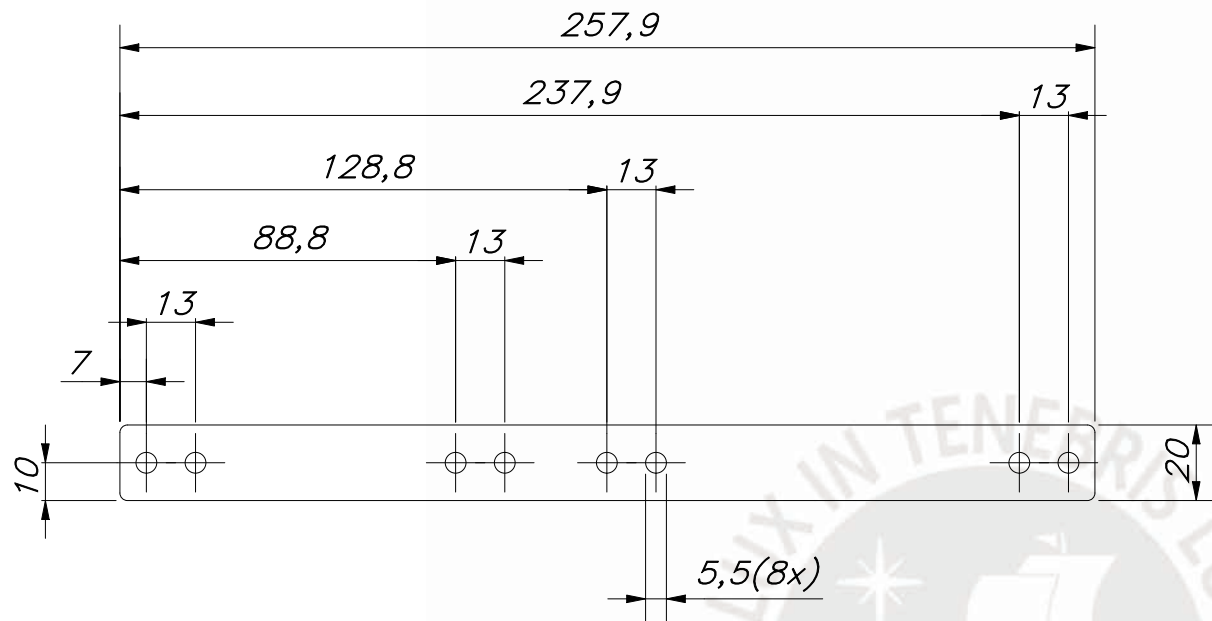
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:2
--------------------------	---	---------------

DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
---------------	---------------------------------	----------------------

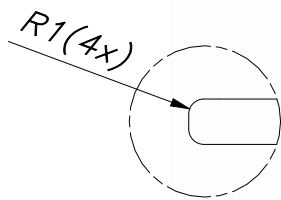
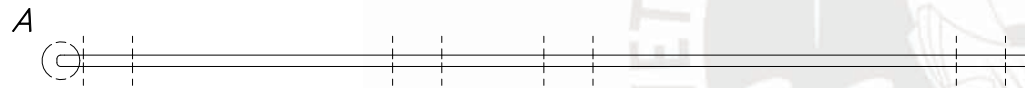
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D20-A4
---------------	--	----------------------

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



ESPESOR 3MM

REDONDEOS NO INDICADOS R2

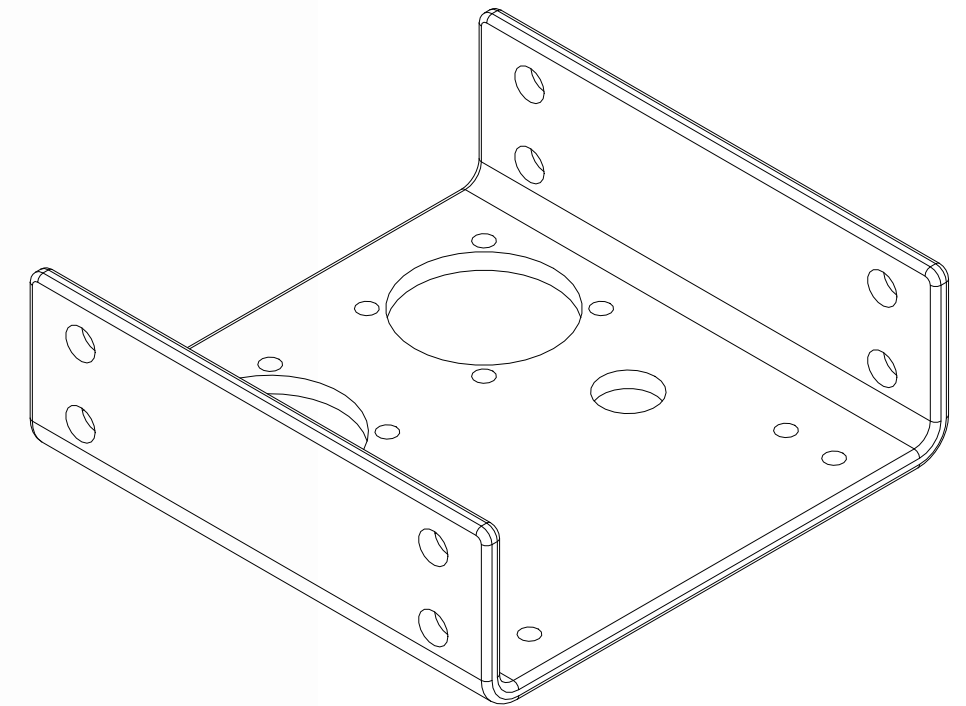
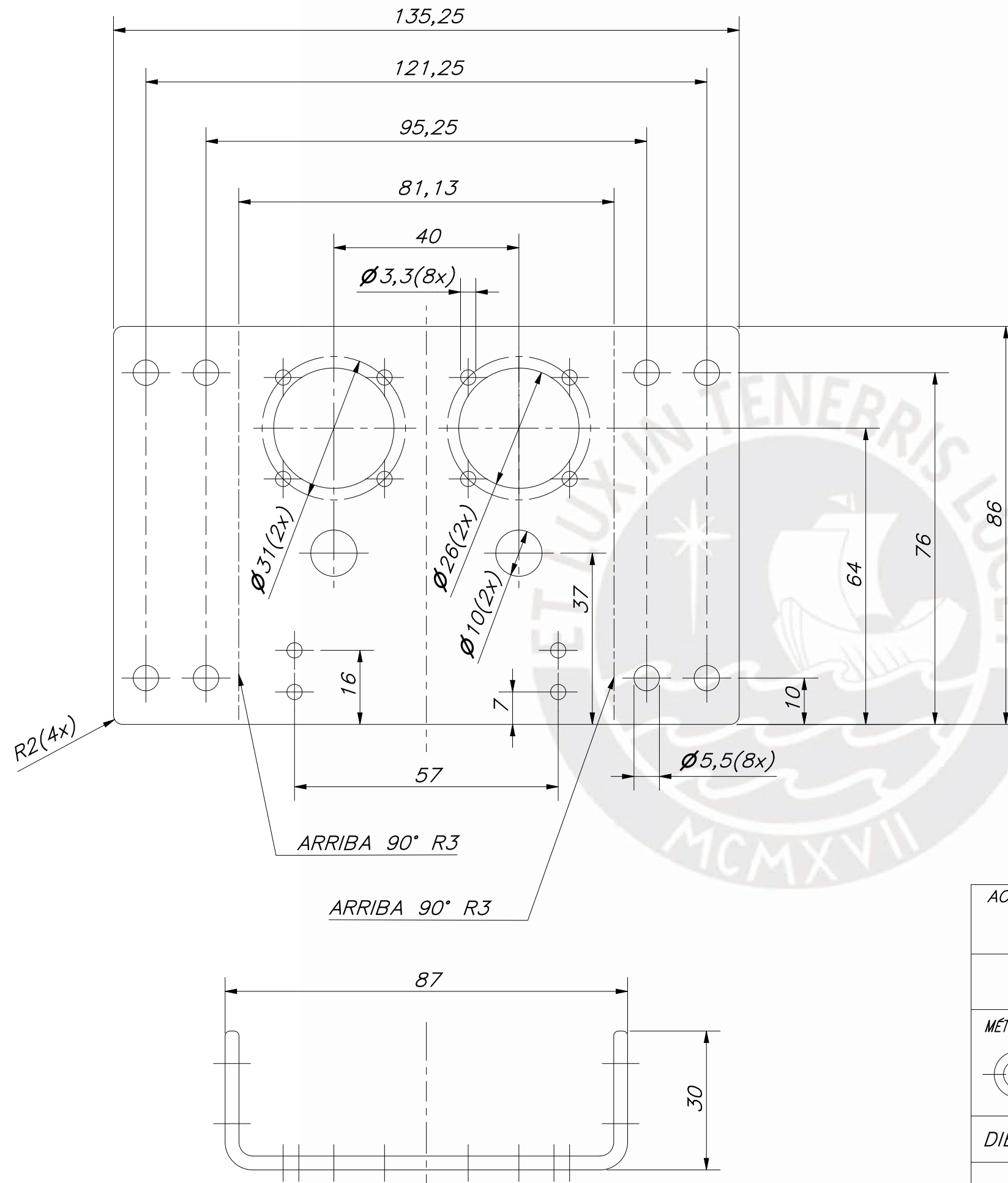


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:2
DIBUJADO POR: SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28	
REVISADO POR: PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D21-A4	

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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

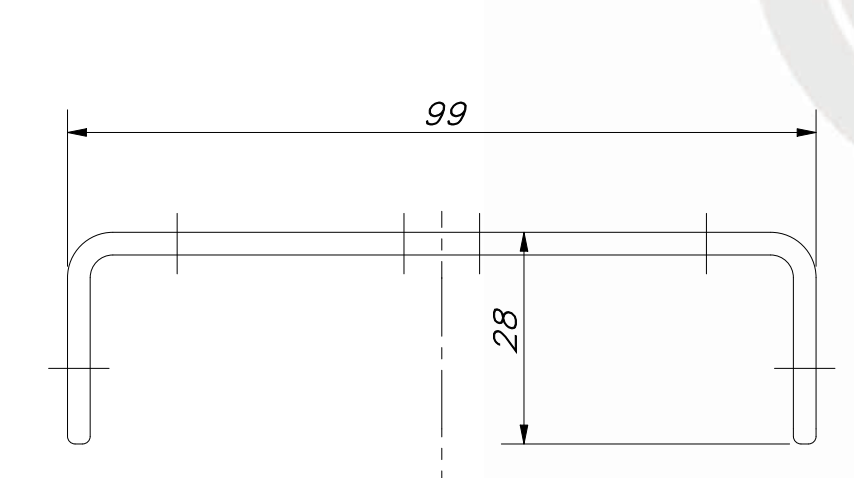
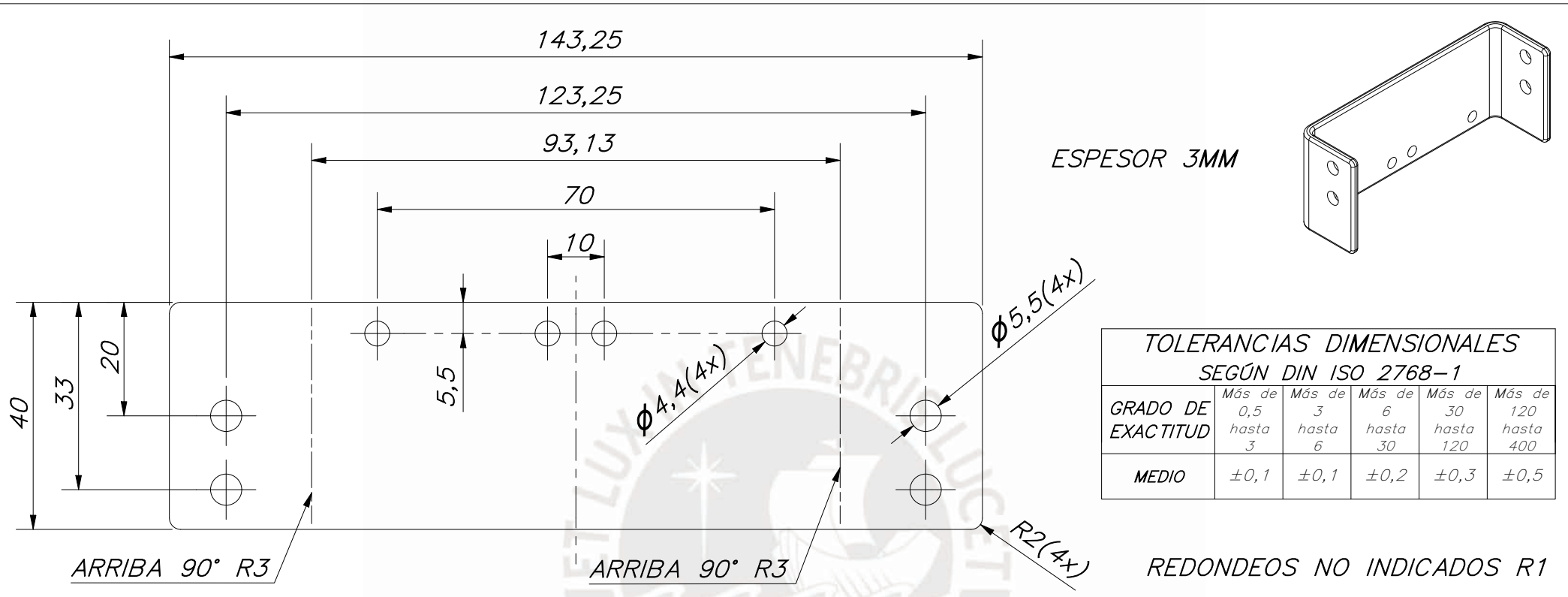


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
	MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

ESPESOR 3MM

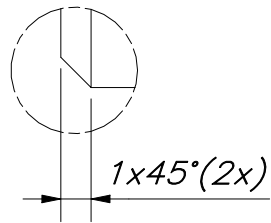
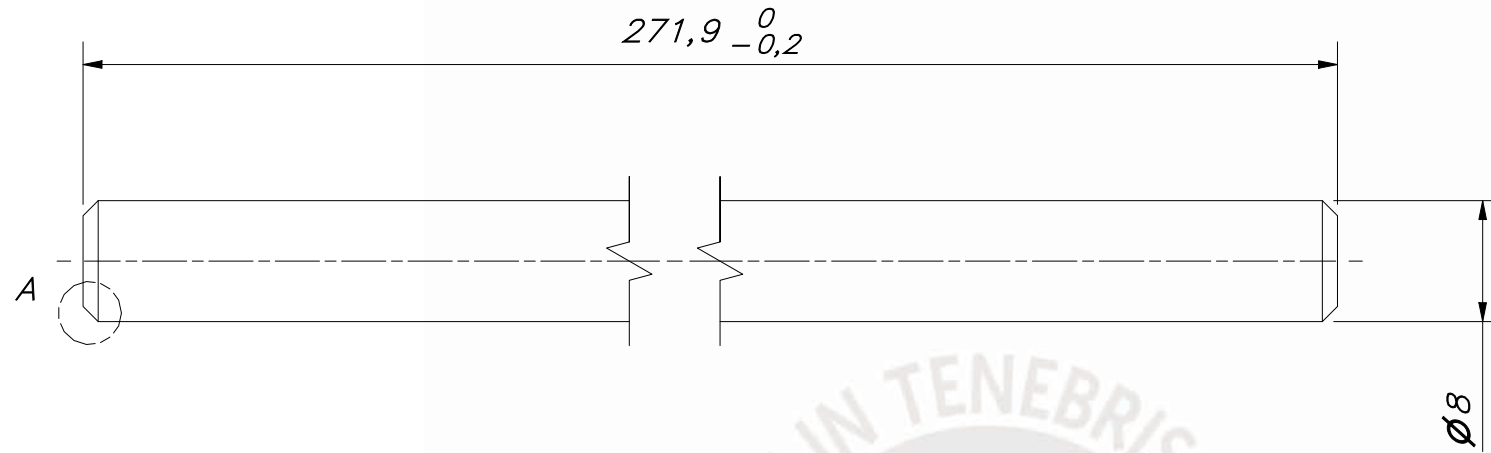
REDONDEOS NO INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D22-A3



ACABADO SUPERFICIAL 6,3/	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B 209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D23-A4

SOPORTE DE CHUMACERA INFERIOR



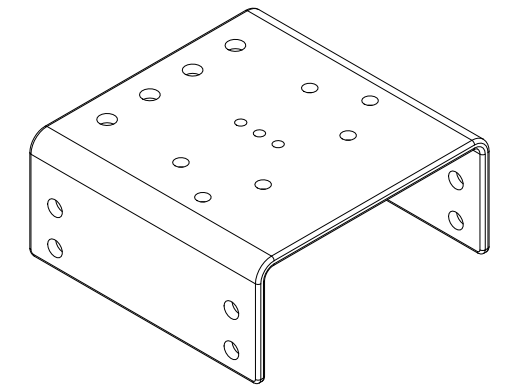
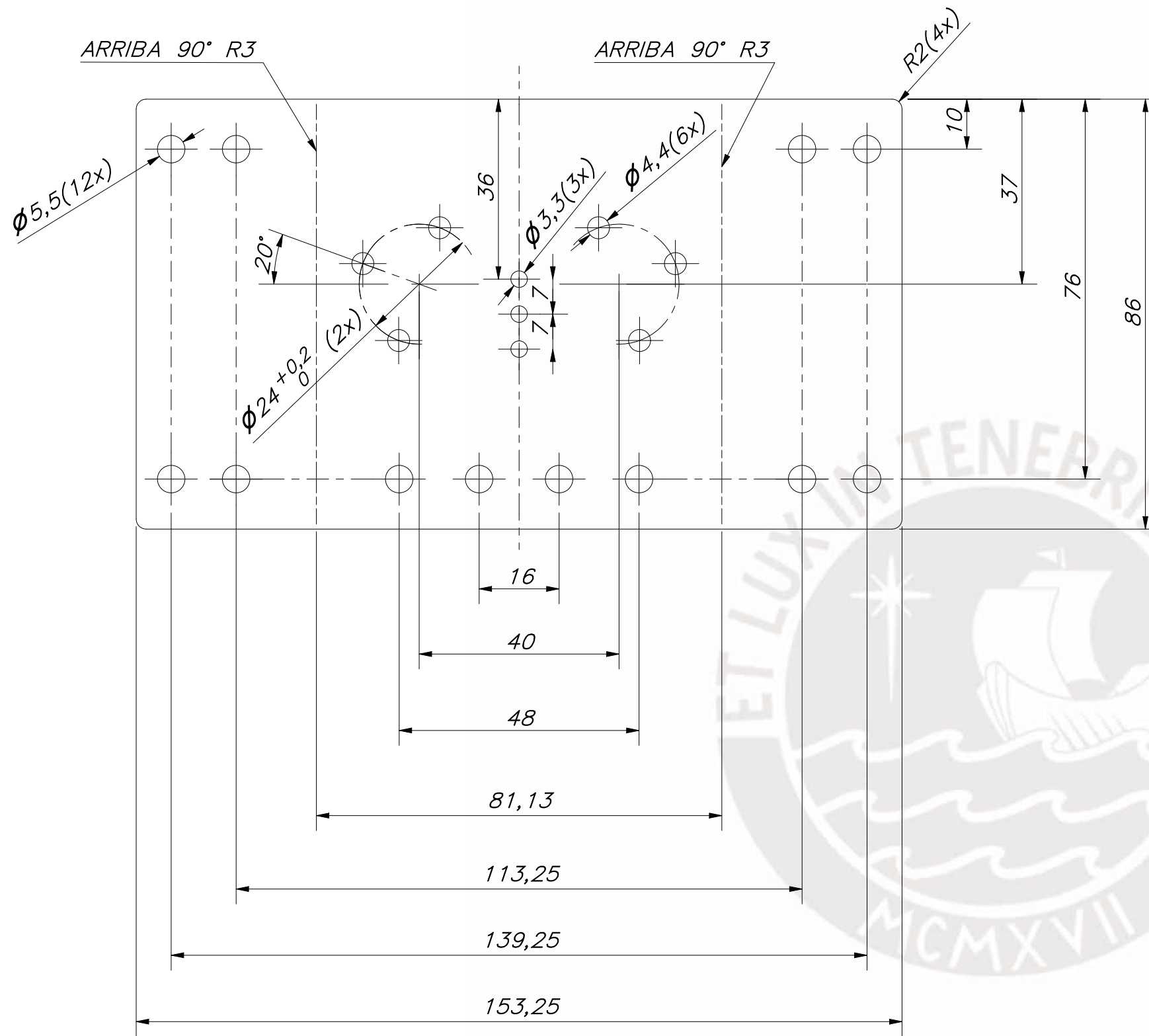
DETALLE A
ESCALA 4 : 1



ACABADO SUPERFICIAL $6,3/\sqrt{\text{ }}$	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D24-A4

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

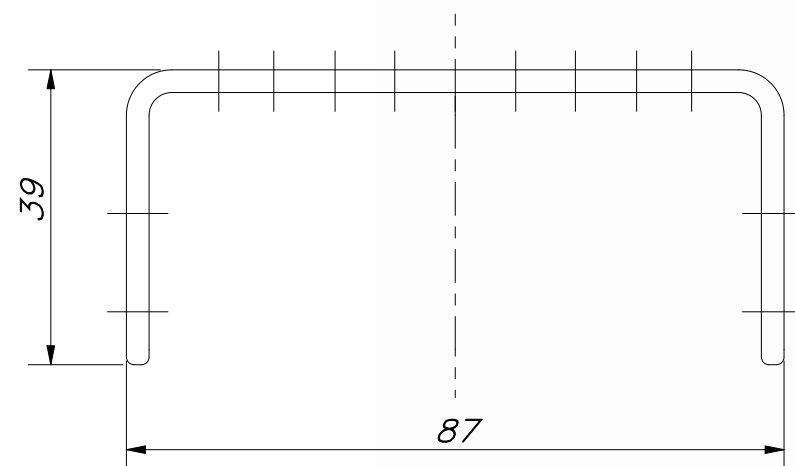
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$



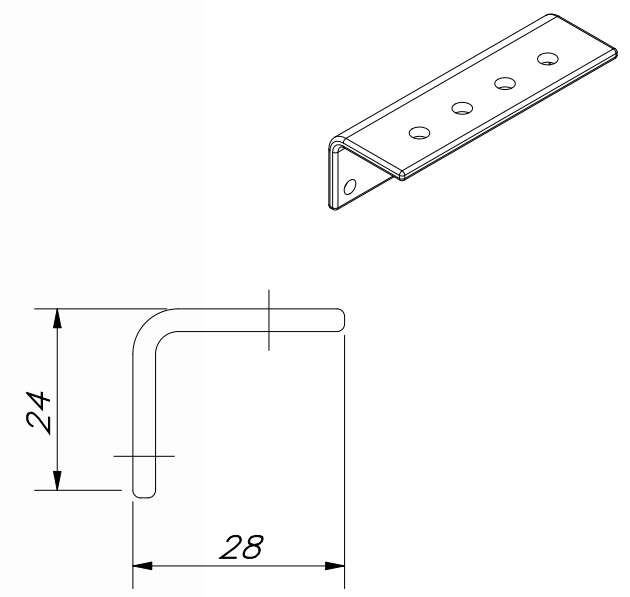
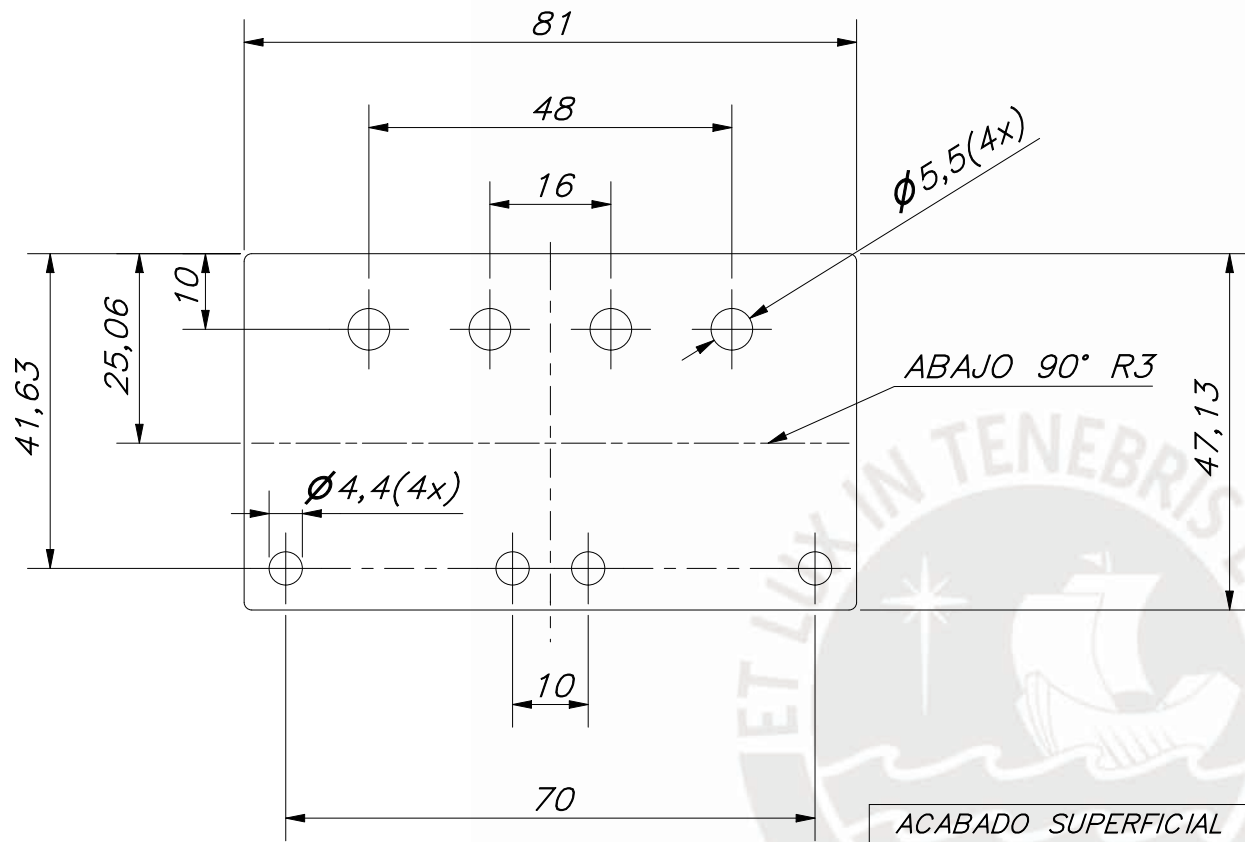
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN ISO 2768-1							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

ESPESOR 3MM

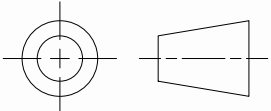
REDONDEOS NO INDICADOS R1



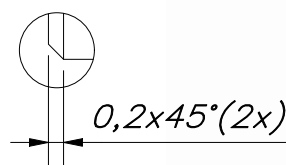
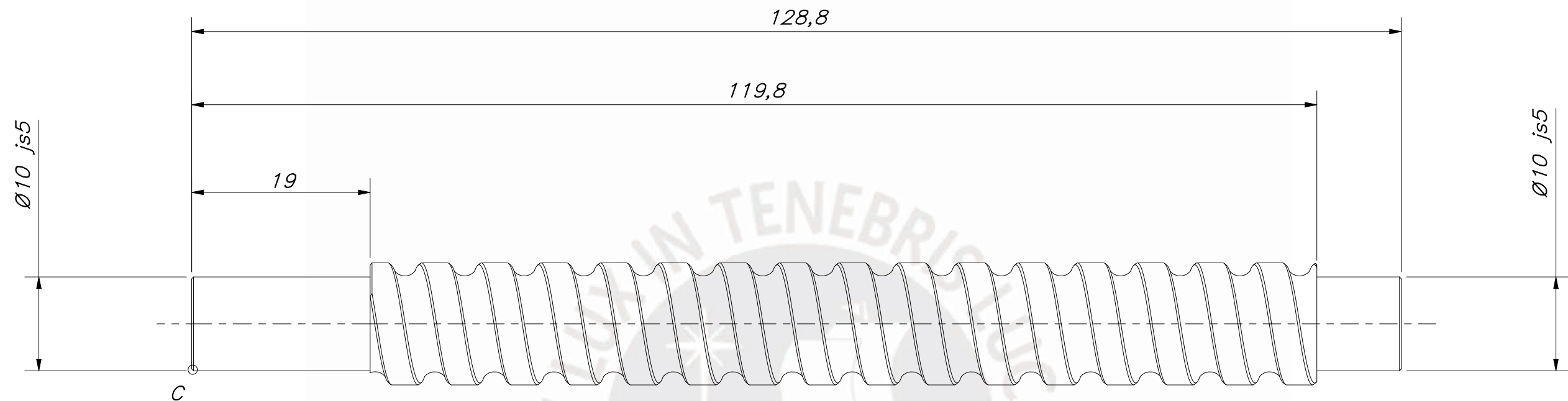
ACABADO SUPERFICIAL 6,3/	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D25-A3



ESPESOR 3MM
REDONDEOS NO INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL $\frac{6,3}{\nabla}$	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MECANIZADO MEDIO	MATERIAL ASTM B209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL SOPORTE DE CHUMACERA SUPERIOR	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D26-A4

HUSILLO DE BOLAS
SKF SH 12,7 x 12,7 R



DETALLE C
ESCALA 10 : 1

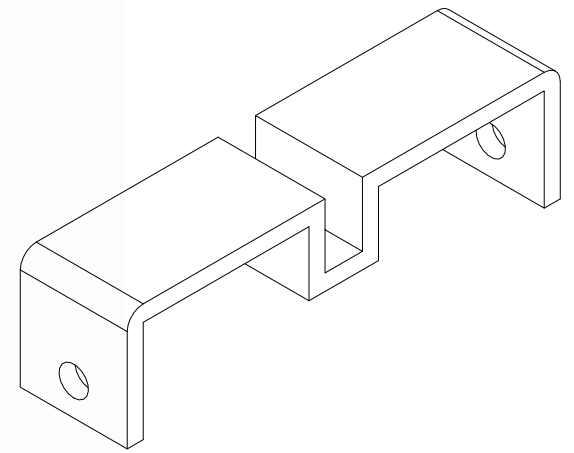
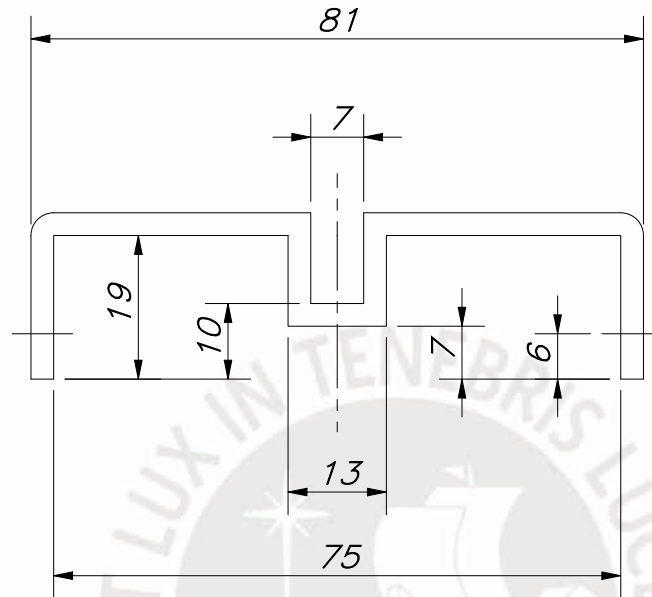
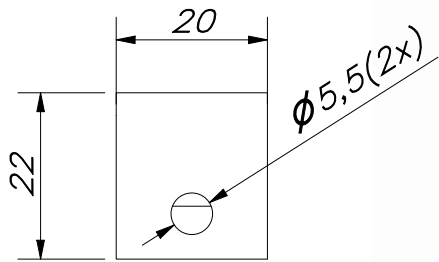


ACABADO SUPERFICIAL 1,6/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 FINO	MATERIAL AISI 304
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL HUSILLO DE BOLAS	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D27-A3

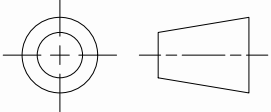
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN ISO 2768-1

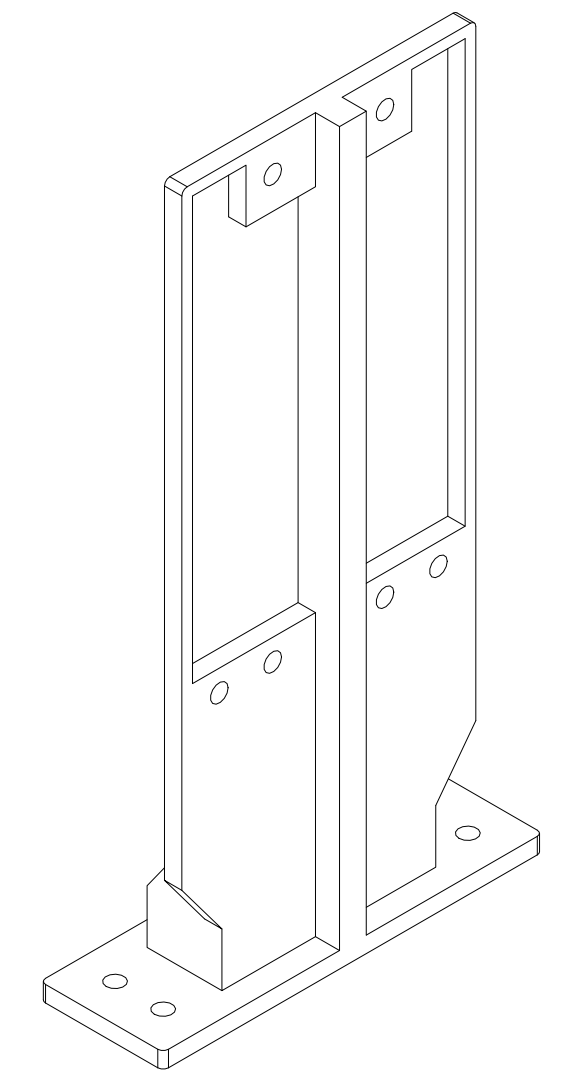
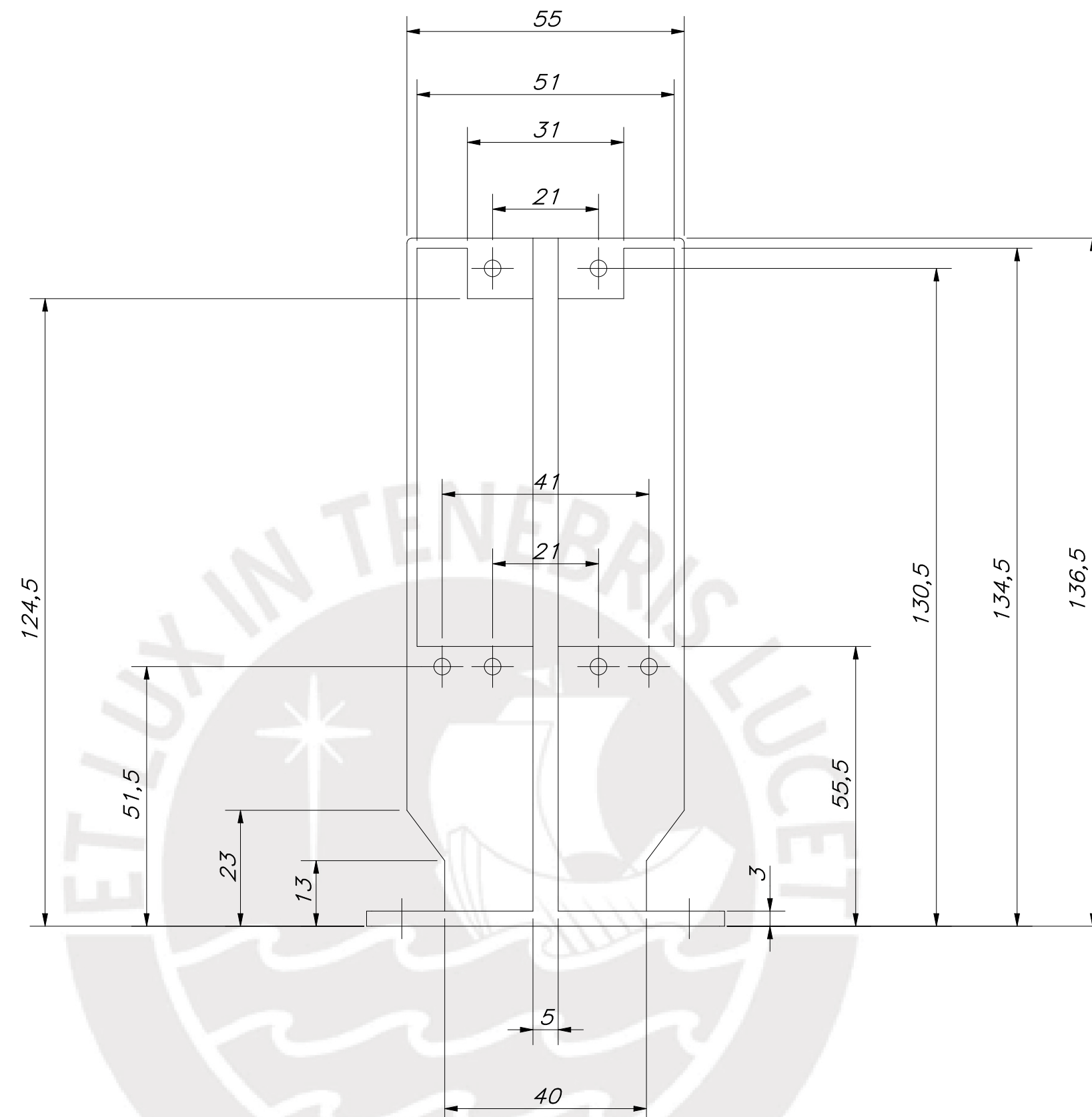
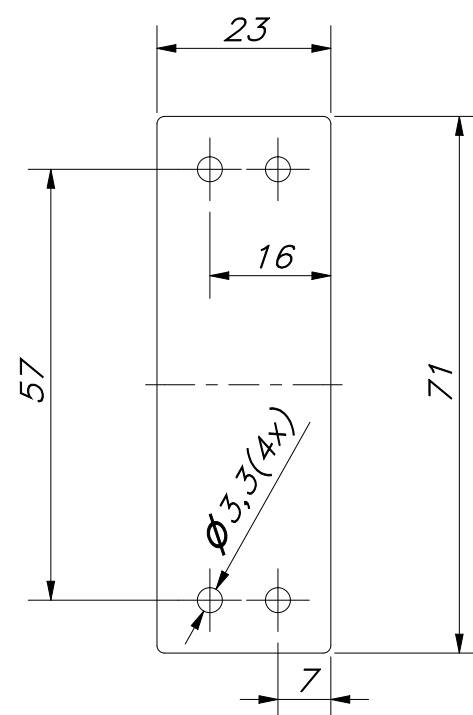
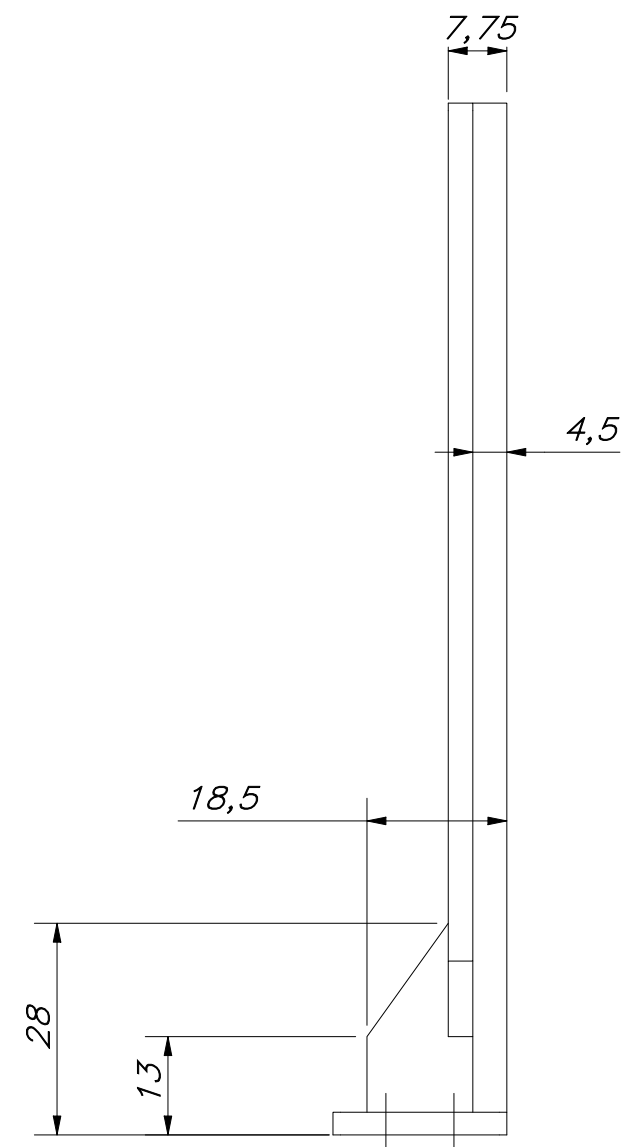
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
FINO	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2

8js5	8,003	7,997
10js5	10,003	9,997
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



REDONDEOS NO INDICADOS R3
 IMPRESION 3D

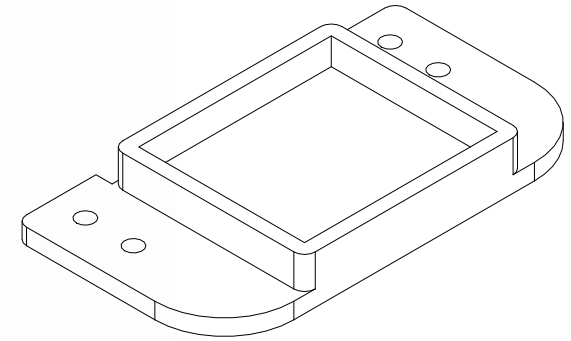
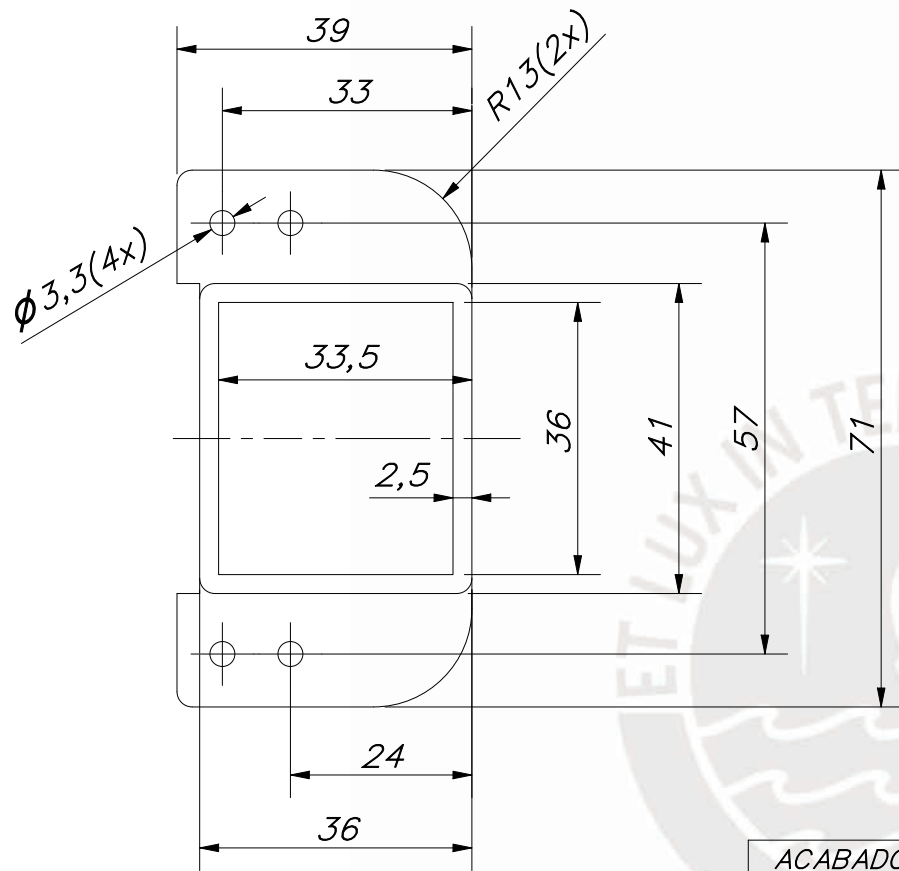
ACABADO SUPERFICIAL <i>N9</i>	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL SOPORTE DE BOTÓN ON/OFF	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D29-A4



REDONDEOS NO INDICADOS R1

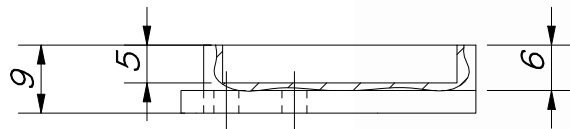
IMPRESION 3D

ACABADO SUPERFICIAL N9	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL SOPORTE DE POTENCIÓMETROS	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D30-A2

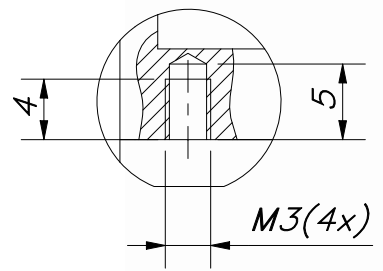
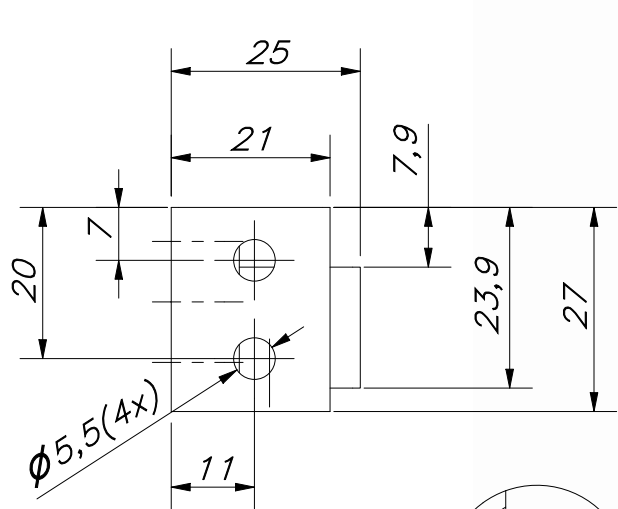


REDONDEOS NO INDICADOS R2

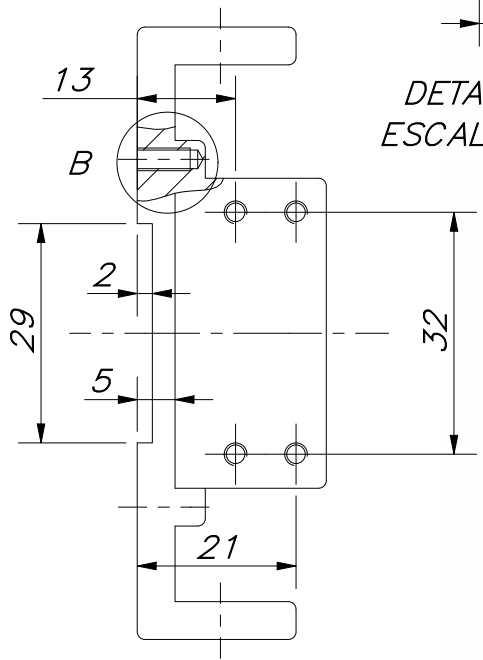
IMPRESION 3D



ACABADO SUPERFICIAL N9/ ✓	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL POSICIONADOR DE BATERÍA	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D31-A4

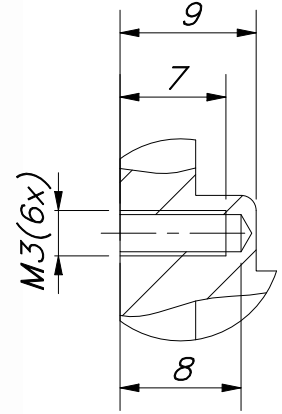
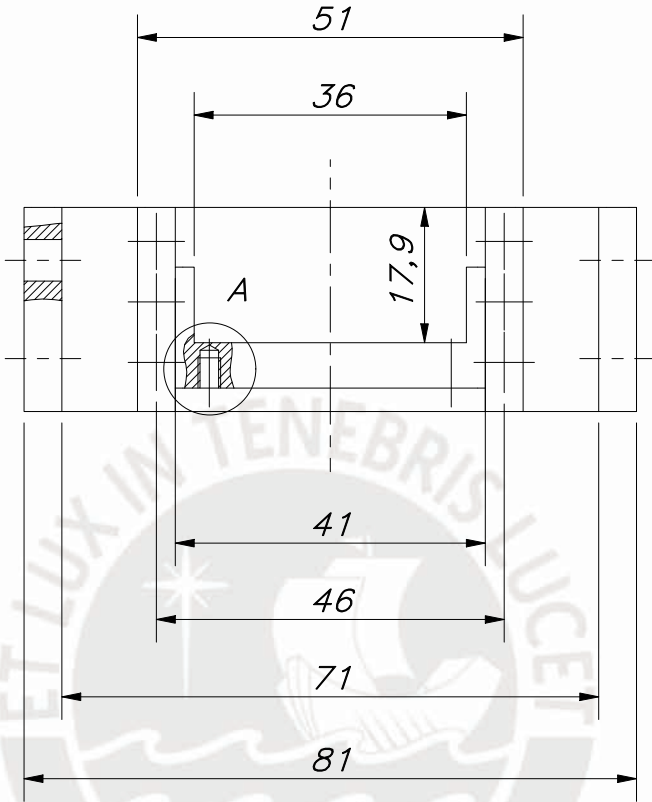


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

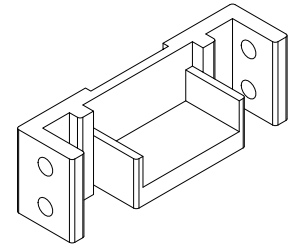


REDONDEOS NO
INDICADOS R1

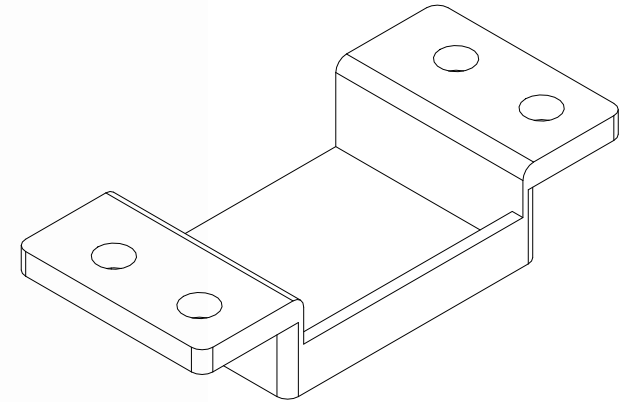
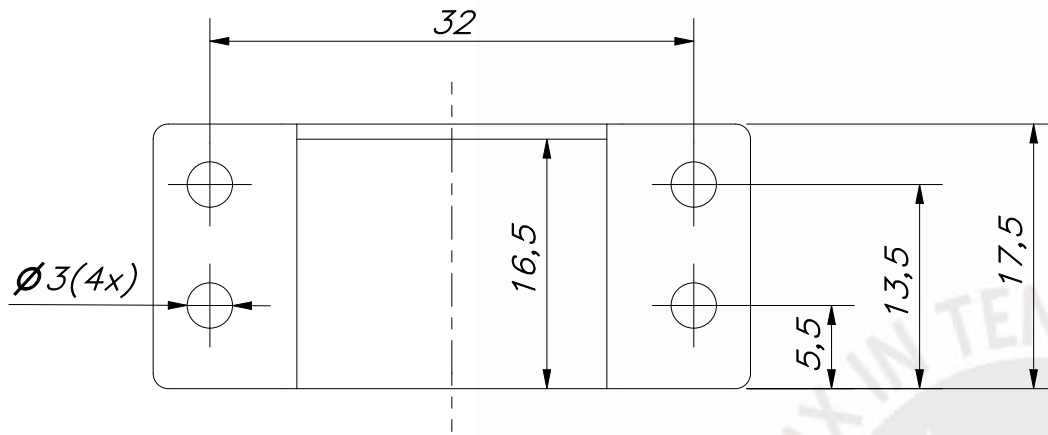
IMPRESION 3D



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

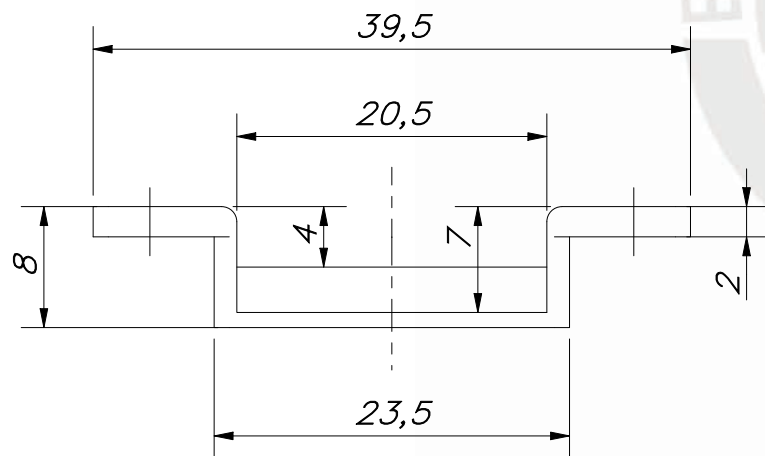


ACABADO SUPERFICIAL N9 ✓	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D32-A4

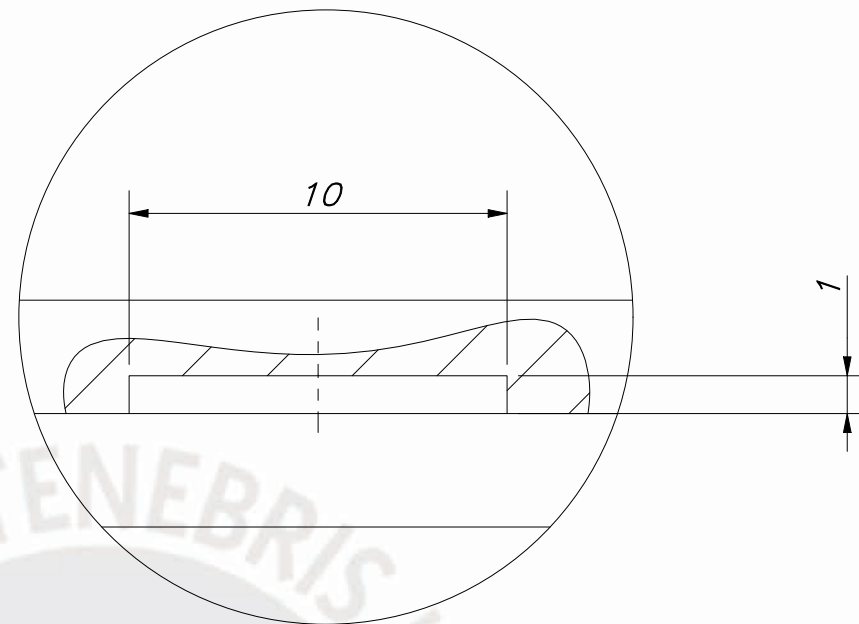
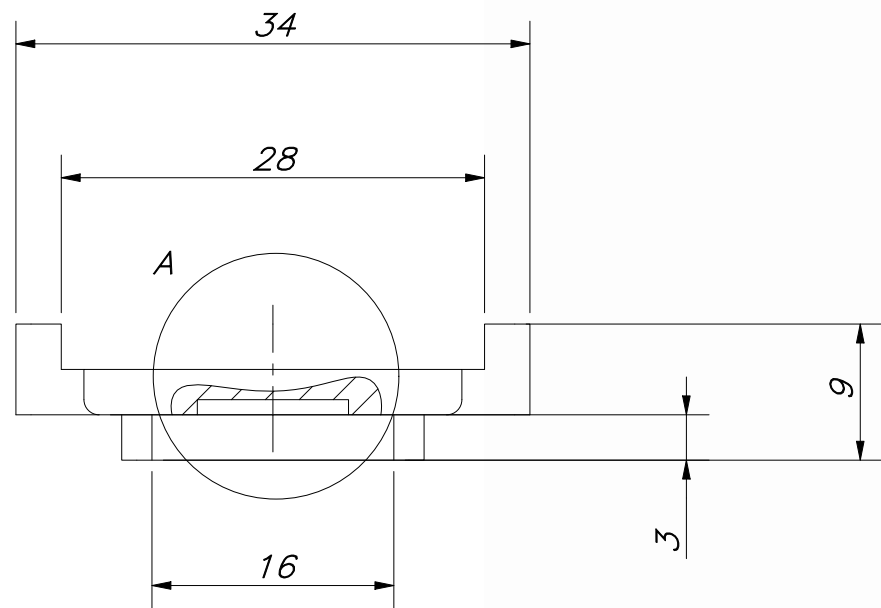


REDONDEOS NO INDICADOS R1

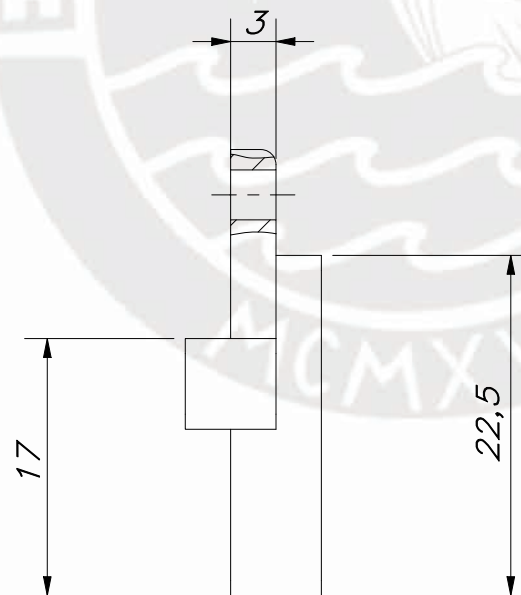
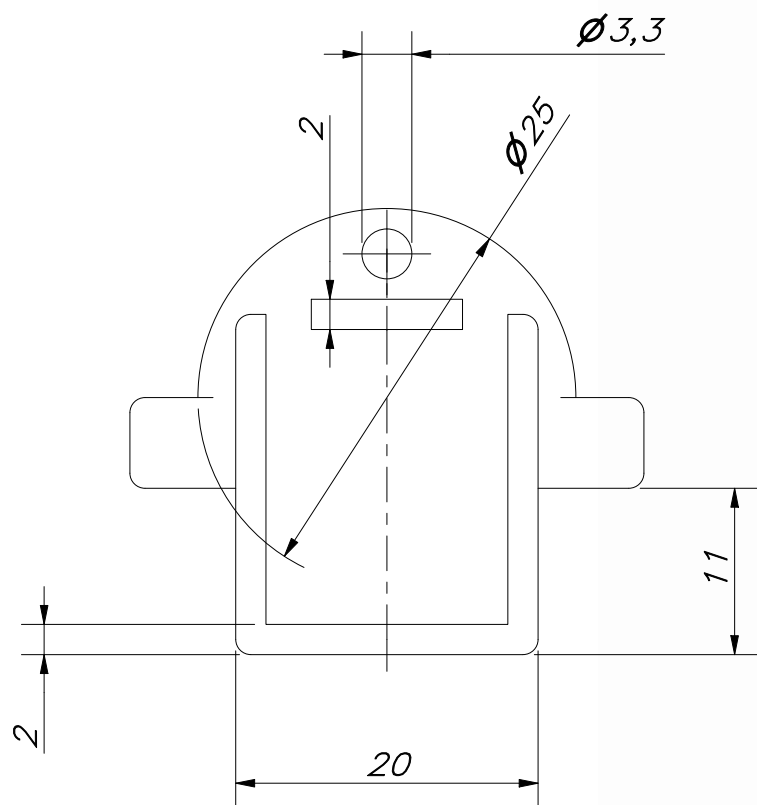
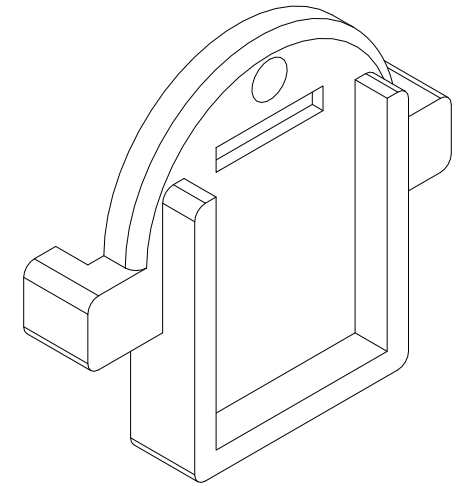
IMPRESION 3D



ACABADO SUPERFICIAL N9/ √	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D33-A4



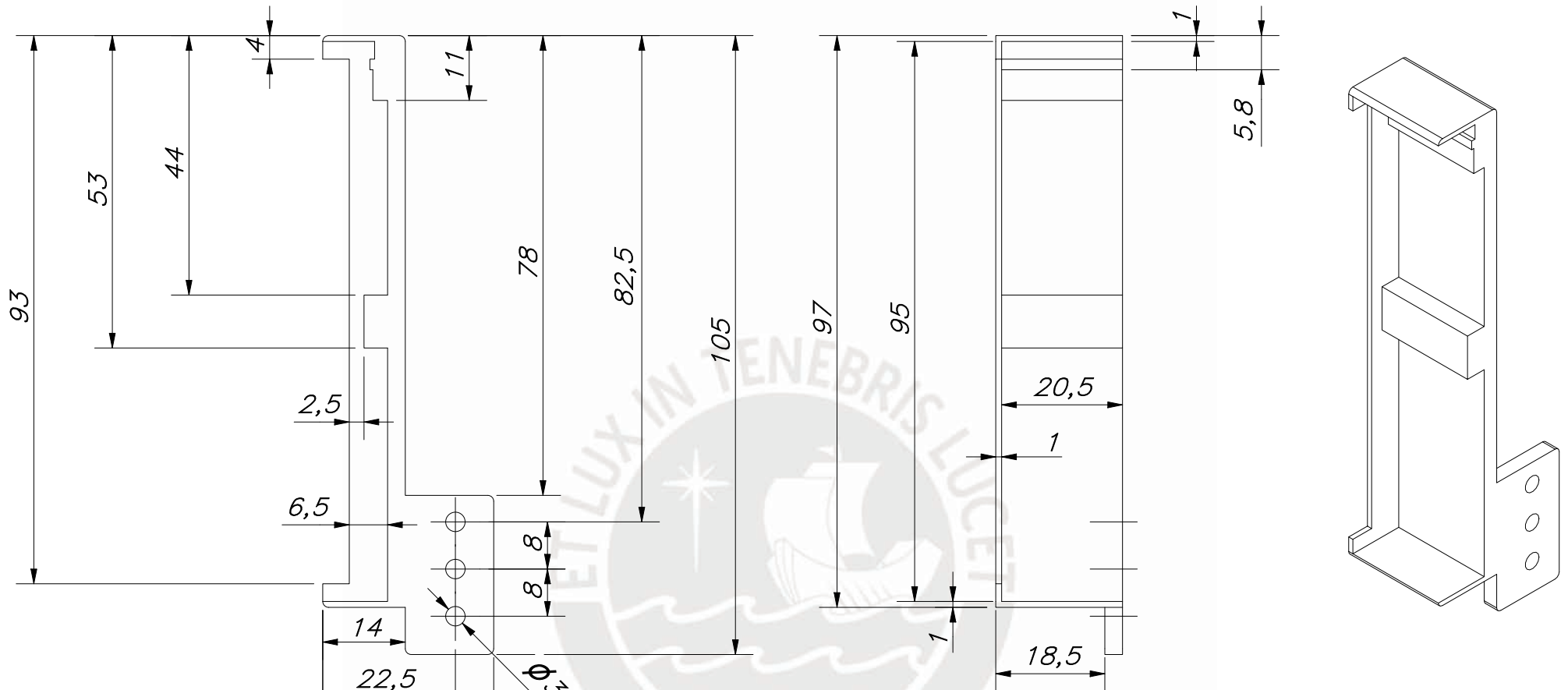
DETALLE A
ESCALA 5 : 1



REDONDEOS NO
INDICADOS R1

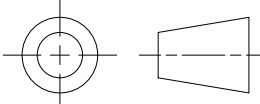
IMPRESION 3D

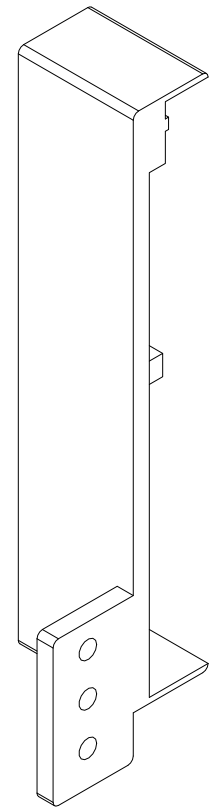
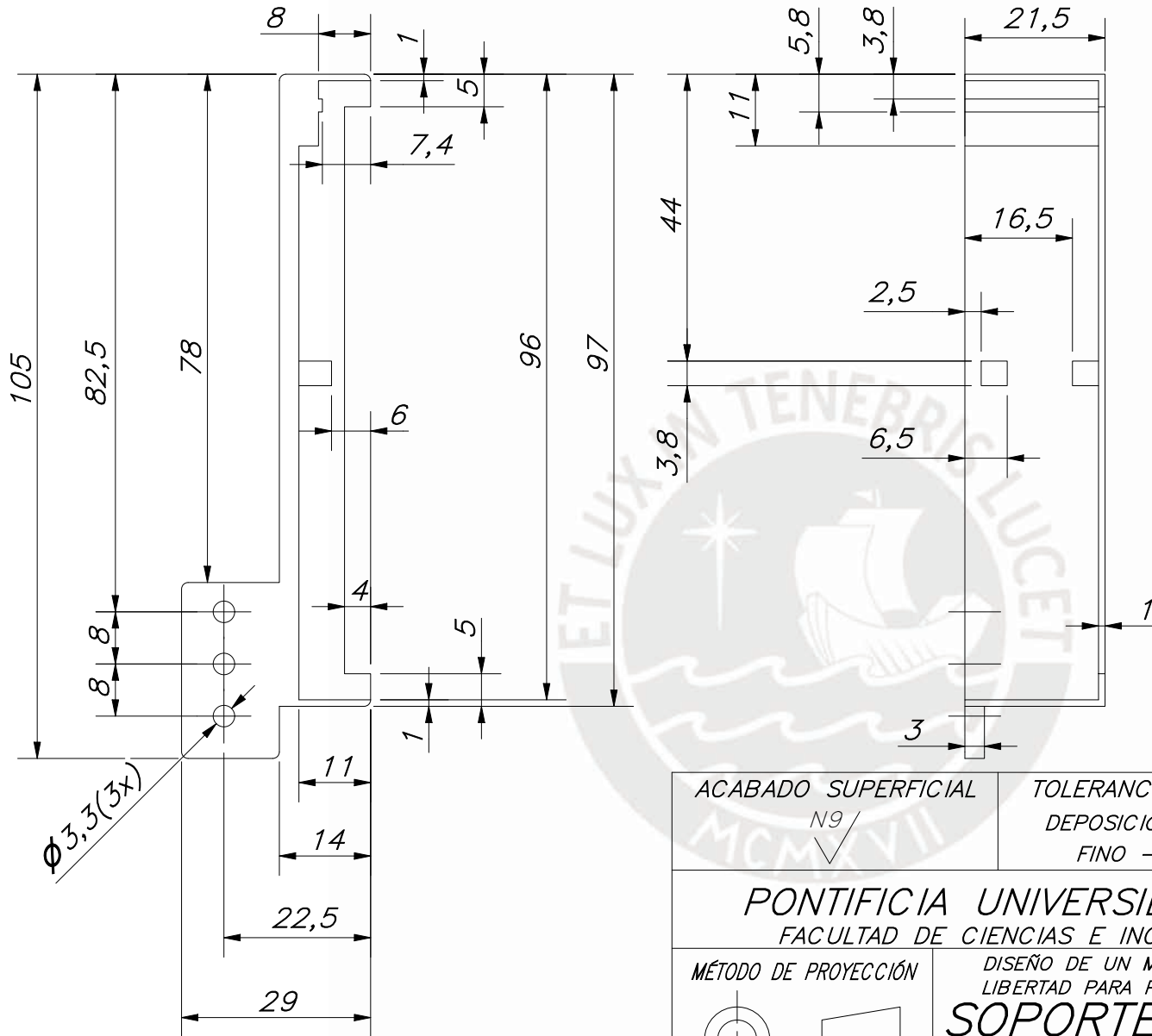
ACABADO SUPERFICIAL N9/	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1 mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
<p>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA</p>		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSIBIAL	ESCALA 2:1
<p>SOPORTE IMU 2</p>		
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D34-A3



REDONDEOS NO INDICADOS R1

IMPRESION 3D

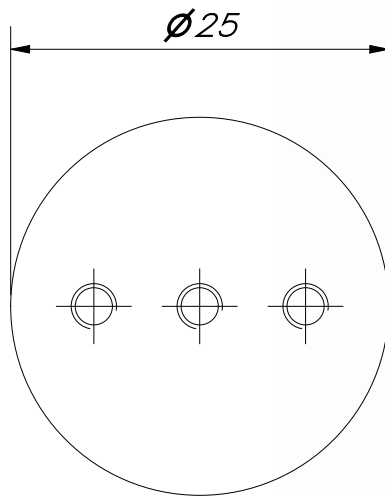
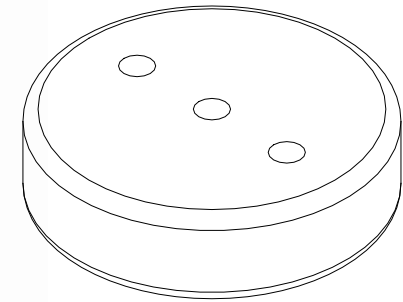
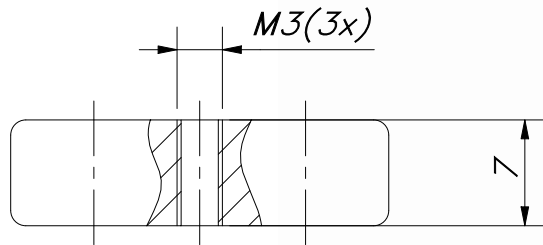
ACABADO SUPERFICIAL N9	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL SOPORTE ELECTRÓNICA IZQUIERDA	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D35-A4



ACABADO SUPERFICIAL <i>N9</i>	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL SOPORTE ELECTRÓNICA DERECHA	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D36-A4

REDONDEOS NO INDICADOS R1

IMPRESION 3D



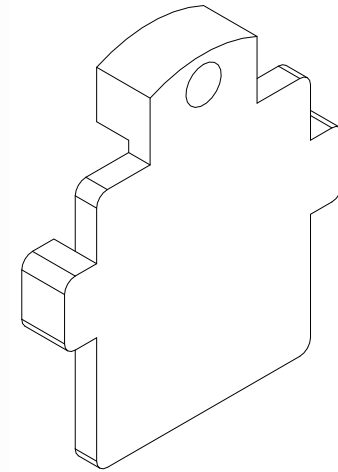
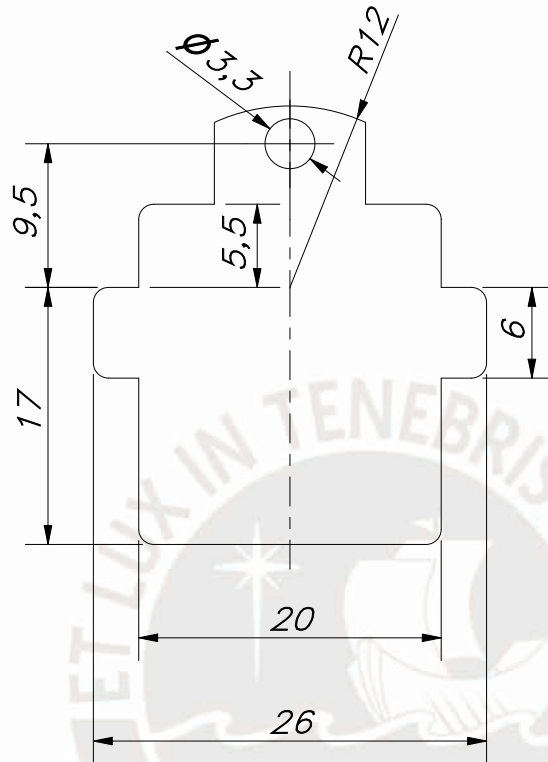
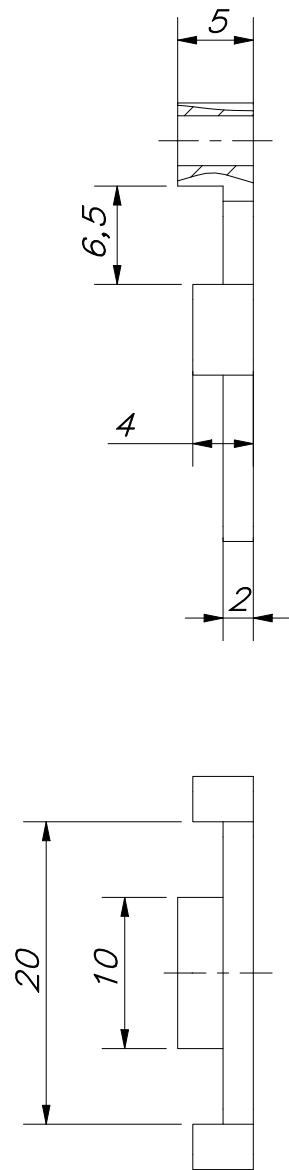
REDONDEOS NO INDICADOS R1



ACABADO SUPERFICIAL 6,3/ ▽	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN ISO 2768-1 MEDIO	MATERIAL ASTM B209
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH PORTELLA DELGADO, JHON MANUEL	PLANO: MPR-D37-A4

**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
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3



IMPRESIÓN 3D

REDONDEOS NO
INDICADOS R1

ACABADO SUPERFICIAL N9 ✓	TOLERANCIA GENERAL DEPOSICIÓN FUNDIDA FINO - 0.1mm	MATERIAL PLÁSTICO ABS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - INGENIERÍA MECATRÓNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN MECANISMO DE DOS GRADOS DE LIBERTAD PARA PRÓTESIS ROBÓTICA TRANSTIBIAL TAPA DE SOPORTE DE IMU 2	ESCALA 2:1
DIBUJADO POR:	SALAZAR BRICEÑO, CARLOS ANTONIO	FECHA: 2019.06.28
REVISADO POR:	ABARCA PINO, VICTORIA ELIZABETH	PLANO: MPR-D38-A4