



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL
CARRERA DE MECATRÓNICA

**DESARROLLO DE DISPOSITIVO ISOCINÉTICO ACTIVO Y PASIVO
PARA REHABILITACIÓN POR ARTROPLASTIA EN CÁPSULA
ARTICULAR DE CODO, BASADOS EN ACTUADORES BLANDOS**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTORES: Carlos Erick Fuentes Merchán
Dario Jesús Guevara Zambrano
TUTOR: David Mateo Cortez Saravia

Guayaquil-Ecuador
2023

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, **Carlos Erick Fuentes Merchán** con documento de identificación N° **1207148857** y **Dario Jesús Guevara Zambrano** con documento de identificación N° **0940528078**; manifestamos que:

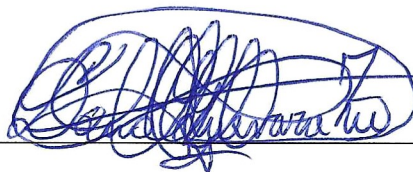
Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo.

Guayaquil, 10 de marzo del año 2023

Atentamente,



Carlos Erick Fuentes Merchán
1207148857



Dario Jesús Guevara Zambrano
0940528078

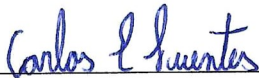
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, **Carlos Erick Fuentes Merchán** con documento de identificación N° **1207148857** y **Dario Jesús Guevara Zambrano** con documento de identificación N° **0940528078**, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del **Dispositivo Tecnológico: DESARROLLO DE DISPOSITIVO ISOCINÉTICO ACTIVO Y PASIVO PARA REHABILITACIÓN POR ARTROPLASTIA EN CÁPSULA ARTICULAR DE CODO, BASADOS EN ACTUADORES BLANDOS**, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

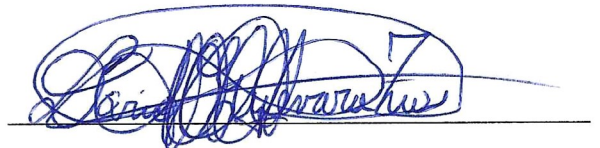
En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo a final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 10 de marzo del año 2023

Atentamente,



Carlos Erick Fuentes Merchán
1207148857



Dario Jesús Guevara Zambrano
0940528078

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **David Mateo Cortez Saravia**, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **DESARROLLO DE DISPOSITIVO ISOCINÉTICO ACTIVO Y PASIVO PARA REHABILITACIÓN POR ARTROPLASTIA EN CÁPSULA ARTICULAR DE CODO, BASADOS EN ACTUADORES BLANDOS**, realizado por **Carlos Erick Fuentes Merchán** con documento de identificación N° **1207148857** y por **Dario Jesús Guevara Zambrano** con documento de identificación N° **0940528078**, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción **Dispositivo Tecnológico** que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 10 de marzo del año 2023

Atentamente,



Ing. David Mateo Cortez Saravia, MSc.
0963020193

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a mi familia y a todas las personas que sufren de enfermedades en las articulaciones. A todas estas personas, les dedico esta tesis con la esperanza de que pueda contribuir de alguna manera en la búsqueda de soluciones para mejorar su calidad de vida. Que nunca pierdan la esperanza ni la valentía, y que sigan adelante en la lucha contra estas enfermedades. Su fortaleza y su coraje son una fuente de inspiración para todos nosotros. Juntos, trabajando en equipo, podemos encontrar soluciones para mejorar su calidad de vida y brindarles la ayuda que necesitan para superar estos desafíos.

Dario Jesús Guevara Zambrano

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a Dios, quien ha sido mi guía y fuerza durante todo este proceso de investigación. Su amor, sabiduría y paciencia me han llevado a través de los desafíos y las dificultades, y me han permitido completar esta tesis.

También quiero agradecer a mis padres, quienes han sido mis mayores apoyos y modelos a seguir en la vida. Su amor incondicional, sus consejos y su dedicación han sido fundamentales en mi educación y en mi formación como persona. Gracias por creer en mí y por motivarme a dar lo mejor de mí en cada etapa de mi vida.

Carlos Erick Fuentes Merchán

A Dios, por haberme dado los dones necesarios para poder culminar mi carrera y llevar a cabo este proyecto de investigación. Su gracia y su amor incondicional han sido mi fortaleza en los momentos de dificultad y mi guía en los momentos de alegría. A mis padres, y en especial a mi madre, quien ha sido un pilar fundamental en mi vida. Su apoyo incondicional en los momentos buenos y malos, su amor, su sacrificio y sus enseñanzas, han sido determinantes para mi éxito académico. Gracias a ella, he aprendido que el esfuerzo y la perseverancia son las claves para alcanzar cualquier meta. A mis familiares en general, y en particular a mi tío Karel Fienco, quien ha sido una fuente de inspiración y conocimientos que me sirvieron como base fundamental en el transcurso de mi carrera. A los docentes que me apoyaron en el transcurso de mi carrera, brindándome sus conocimientos y consejos para alcanzar mis metas. Gracias a ellos, he aprendido que el conocimiento no solo se adquiere en las aulas, sino también en la vida diaria. Un agradecimiento especial al Ing. David Cortez, mi tutor de tesis, quien se ha llenado de paciencia y ha estado presente en cada tropezón que he tenido durante el desarrollo de este proyecto. Gracias a él, he aprendido que la dedicación y el esfuerzo son la clave para alcanzar el éxito en cualquier proyecto. Su guía y sus enseñanzas han sido fundamentales para la culminación de este trabajo de investigación.

Dario Jesús Guevara Zambrano

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo el desarrollo de un prototipo electromecánico para la rehabilitación de la articulación del codo mediante el uso de actuadores blandos. Durante el proceso de desarrollo se crearon dos prototipos de actuadores blandos, siendo el primero ineficiente y el segundo exitoso. Además, se realizaron simulaciones CAE de los actuadores para evaluar su rendimiento y hacer mejoras en el diseño.

El prototipo de actuadores blandos y electroválvulas demostró ser altamente efectivo en la rehabilitación de la articulación del codo y se espera que sea de gran utilidad en el tratamiento de pacientes con discapacidades o lesiones en esta área del cuerpo. Las simulaciones CAE realizadas permitieron identificar áreas de mejora y optimización en el diseño de los actuadores blandos, lo que podría conducir a cambios adicionales en la eficiencia y el rendimiento de futuros dispositivos similares. Asimismo, el prototipo cuenta con la instalación de una Interfaz Hombre-Máquina (HMI) para visualizar la terapia de rehabilitación.

En resumen, este proyecto representa un avance significativo en la rehabilitación de la articulación del codo mediante el uso de tecnología electromecánica. Los resultados obtenidos a través de los prototipos y simulaciones CAE muestran la eficacia del diseño propuesto y el potencial de aplicación en el tratamiento de pacientes con lesiones o discapacidades en el codo. Por lo tanto, se espera que este trabajo contribuya al campo de la ingeniería biomecánica, biomédica, entre otras y tenga un impacto positivo en la calidad de vida de los pacientes afectados.

ABSTRACT

The present project aims to develop an electromechanical prototype for elbow joint rehabilitation using soft actuators. During the development process, two soft actuator prototypes were created, the first one being inefficient and the second one successful. In addition, CAE simulations of the actuators were performed to evaluate their performance and make design improvements.

The soft actuator and electrovalve prototype proved to be highly effective in the rehabilitation of the elbow joint and is expected to be of great utility in the treatment of patients with disabilities or injuries in this area of the body. The CAE simulations performed identified areas for improvement and optimization in the design of the soft actuators, which could lead to further changes in the efficiency and performance of future similar devices. Also, the prototype features the installation of a Human Machine Interface (HMI) to visualize the rehabilitation therapy.

In summary, this project represents a significant advance in elbow joint rehabilitation through the use of electromechanical technology. The results obtained through prototypes and CAE simulations show the efficacy of the proposed design and the potential for application in the treatment of patients with elbow injuries or disabilities. Therefore, it is expected that this work will contribute to the field of biomechatronic engineering, biomedical, among others and have a positive impact on the quality of life of affected patients.

ÍNDICE

I.	Problemática	1
II.	Justificación	2
III.	Objetivos	3
III-A.	Objetivo General	3
III-B.	Objetivos Específicos	3
IV.	Marco Teórico	4
IV-A.	Planos de referencia del cuerpo humano	4
IV-B.	Fisiología del codo	4
IV-B1.	Limitaciones en la flexoextensión	5
IV-B2.	Cinemática del codo	5
IV-B3.	Rango de movimientos del codo	6
IV-B4.	Amplitud de flexión del codo en actividades	6
IV-C.	Biomecánica estática coplanar (modelo de Chaffin)	7
IV-D.	Músculos encargados de realizar los movimientos del codo	8
IV-D1.	Músculos motores de la flexión	8
IV-D2.	Músculos motores de la extensión	9
IV-E.	Enfermedades o lesiones comunes del codo	9
IV-E1.	Artritis reumatoide	9
IV-E2.	Epicondilitis lateral o codo de tenista	10
IV-E3.	Epicondilitis medial	10
IV-E4.	Síndrome del túnel cubital	11
IV-E5.	Fractura de cabeza radial	11
IV-F.	Robótica blanda	12
IV-G.	Programas de simulación	12
IV-G1.	ANSYS	12
IV-G2.	MD Solids	13
IV-G3.	Autodesk Inventor	13
IV-G4.	SolidWorks	14
IV-H.	Sistemas eléctricos y electrónicos	14
IV-H1.	Sensores	14
IV-H2.	Electroválvulas	15
IV-H3.	Actuador	16
IV-I.	Sistema embebido	17
V.	Marco metodológico	18
V-A.	Diseño del prototipo mecánico	18
V-A1.	Diseño de la investigación	18
V-A2.	Selección del actuador eléctrico	21
V-A3.	Selección del material del prototipo	23
V-A4.	Selección de mecanismo de transmisión	23
V-A5.	Cálculo de perno elevador de estructura y tren de engranajes	26
V-A6.	Diseño y selección del tren de engranes	29
V-A7.	Diseño CAD de la estructura	34
V-A8.	Modelado matemático del prototipo	41
V-A9.	Diseño del actuador blando	44
V-A10.	Instalación del actuador blando en el prototipo rehabilitador	57

V-A11.	Análisis estático de la estructura	60
V-A12.	Análisis de esfuerzos y simulación de fatiga del tren de engranes	65
V-A13.	Diagrama de flujo de control	69
V-A14.	Selección de protecciones eléctricas, cables y fuente de alimentación	70
V-A15.	Implementación de HMI para ingresos de datos	72
V-A16.	Ensamblaje de prototipo mecánico	74
V-A17.	Prueba y resultados	75
VI.	Cronograma	76
VII.	Presupuesto	77
VIII.	Conclusiones	78
IX.	Recomendaciones	79
X.	Anexos	80

ÍNDICE DE FIGURAS

1.	Posición del cuerpo humano y planos de referencia[51]	4
2.	(Fisiología del codo [27]	5
3.	(Limitaciones en la flexo-extensión[23]	5
4.	(Arco de movilidad del codo[23]	6
5.	Tabla de actividades y su amplitud[29]	6
6.	Esquema de momentos y cargas en el codo[14]	7
7.	Tabla de actividades y su amplitud[30]	8
8.	Músculos implicados en la extensión[30]	9
9.	Zona de dolor[24]	10
10.	Zona de dolor[25]	10
11.	Zona de dolor[32]	11
12.	Descripción de zona[33]	11
13.	La imagen muestra a los siguientes robots: (A) Optopus Robot, (B), Starfish robot, (C) Universal Gripper, (D) Bionic Handing Assistant y (E) GoQBot (Medina y Velez, 2014)	12
14.	Simulación en Ansys [1]	13
15.	Software MD Solids [37]	13
16.	Simulación en Autodesk Inventor [36]	14
17.	Software Solidworks [7]	14
18.	Sensor final de carrera [6]	15
19.	Electroválvula usada en el proyecto [40]	15
20.	Motor Nema 23 [10]	16
21.	Caja reductora [35]	16
22.	Raspberry pi [39]	17
23.	Diagrama de flujo para el proceso del diseño mecánico del prototipo. Elaborado por autores	18
24.	Tabla de medidas ideales del cuerpo humano en relación con su altura [31]	19
25.	Tabla de medidas ideales del cuerpo humano en relación con su altura [31]	20
26.	Diagrama de fuerzas al cortante y momento flector. Elaborado por autores	22
27.	Ficha técnica de servo-reductor NEMA 23 [11]	22
28.	Tabla de propiedades del acero AISI 304[12]	23
29.	Tabla de propiedades del acero AISI 1018[42]	23
30.	Estimación de fuerzas musculares durante el movimiento del brazo humano mediante optimización estático-fisiológica [53]	24
31.	Banda sincrónica [19]	25
32.	Prototipos impresos en 3D para medir la distancia entre los centros de las poleas conductoras. Elaborados por los autores.	26
33.	Diagrama de partes de un perno [43]	27
34.	Diagrama de flujo del proceso de selección del tren de engranes. Elaborado por autores.	29
35.	Diseño de ten de engranes acoplado al prototipo	30
36.	Diagrama de factor de espesor de aro de un engranaje[43]	32
37.	Diseño CAD del piñón motriz. Elaborado por autores	32
38.	Diseño de engrane 1 acoplado al piñón motriz. Elaborado por autores	33
39.	Diseño de engrane 2 conectado a poleas y banda de transmisión. Elaborado por autores.	33
40.	Simulación en software MDSolids del piñón motriz junto con su chaveta. Elaborado por autores	34
41.	Diseño CAD de eje roscado regulador de altura. Elaborado por autores.	35
42.	Diseño de platinas, sujetadoras del brazo. Elaborado por autores	36
43.	Diseño de caja de poleas motrices. Elaborado por autores.	37
44.	Diseño de poleas motrices encargas de junto con la banda transmitir el toque a la articulación. Elaborado por autores.	38
45.	Diseño de platinas sujetadoras de antebrazo. Elaborado por autores.	39

46.	Diseño del soporte de actuador blando platinas del antebrazo. Elaborado por autores.	40
47.	Diseño de soporte de actuador blando acoplado en platina de agarre del brazo. Elaborado por autores	41
48.	Gráfica de los grados de libertad del prototipo de rehabilitación. Elaborada por los autores.	42
49.	Matrices de transformación homogéneas de cinemática directa del prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores.	43
50.	Resolución de matrices de transformación homogéneas de prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores.	43
51.	Área de trabajo de un robot cilíndrico.[2]	44
52.	Dimensiones de actuador blando que se utilizó como guía para realizar el prototipo de la investigación.[45]	45
53.	Dimensiones del primer prototipo de actuador blando llevado a una escala 3:1. Elaborado por los autores.	45
54.	Diagrama de flujo del proceso de fabricación aplicando el método de litografía para obtener la pieza del actuador blando. Elaborado por los autores.	46
55.	Diseño de molde negativo del actuador blando. Elaborado por los autores.	47
56.	Diseño del molde en positivo del actuador blando. Elaborado por los autores.	47
57.	Ficha técnica del caucho silicona RTVC25.FALTACVITA	48
58.	Análisis estático del primer prototipo del actuador blando aplicando cargas internas de presión. Elaborado por autores.	48
59.	Factor de seguridad del prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.	48
60.	Molde negativo para realizar pieza por método de litografía. Elaborado por autores.	49
61.	Primer prototipo realizado por método de litografía. Elaborado por autores.	49
62.	Ensayos de presión del prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.	50
63.	Aplicación de presión en actuador blando, observando deformaciones y grados de libertad. Elaborado por autores.	50
64.	Ensayo destructivo del primer prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.	51
65.	Prototipo actuador blando, reforzado con mallas internas y sometido a presión. Elaborado por autores.	51
66.	Robot Kyma [13]	52
67.	Robot Kyma [13]	52
68.	Ficha técnica del caucho del prototipo a simular	53
69.	Análisis estático, aplicando presión en las paredes internas del actuador. Elaborado por los autores. .	53
70.	Coeficiente de seguridad del actuador blando tipo fuelle. Elaborado por los autores.	54
71.	Actuador en estado inerte sin presión aplicada Elaborado por los autores.	54
72.	Actuador sometido a cargas de presión sin llegar a su máxima deformación. Elaborado por los autores.	55
73.	Tabla de datos recopilados de presión aplicada vs desplazamiento del actuador blando. Elaborado por autores.	55
74.	Actuador sometido a cargas de presión a su máxima deformación ante la ruptura. Elaborado por los autores.	56
75.	Actuador sometido a fuerzas de compresión reduciendo su tamaño un 75 %. Elaborado por los autores.	56
76.	Actuador sometido a fuerzas de presión máxima establecidas en previos cálculos. Elaborado por los autores.	57
77.	Ruptura del actuador blando por aplicación de fuerzas de presión máxima. Elaborado por los autores.	57
78.	Diseño de instalación de actuador blando en prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores. .	58
79.	Diagrama de flujo de conexiones del actuador blando Elaborado por los autores.	59
80.	Esquema electro neumático del actuador blando. Elaborado por autores.	59
81.	Análisis estático de pares de torsión aplicado a ejes y engranes del sistema de reducción. Elaborado por autores.	60
82.	Demostración de aplicación de cargas y pares en prototipo de rehabilitación. Elaborado por autores. .	61
83.	Análisis estático y verificación de esfuerzos máximos del prototipo de rehabilitación. Elaborado por autores.	61
84.	Análisis de desplazamiento del prototipo por aplicación de fuerzas. Elaborado por autores.	62
85.	Análisis estático del soporte actuador blando. Elaborado por autores.	62

86.	Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en soporte del actuador blando. Elaborado por autores.	63
87.	Análisis estático de soporte del extremo inferior del actuador blando. Elaborado por autores.	63
88.	Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en soporte del extremo inferior del actuador blando. Elaborado por autores.	64
89.	Análisis estático de tapón de sellado del actuador blando. Elaborado por autores.	64
90.	Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en tapón de sellado del actuador blando. Elaborado por autores.	65
91.	Tabla de ejes macizos de aceros normalizados. [52]	68
92.	Análisis de fatiga del tren de engranes del prototipo rehabilitador de codo. Elaborado por los autores.	68
93.	Diagrama de flujo parte 1. Elaborado por los autores.	69
94.	Diagrama de flujo parte 2. Elaborado por los autores.	70
95.	Guardamotores de 2.5 a 4 A. Elaborado por autores	71
96.	Tabla de cables eléctricos [9]	72
97.	Código desarrollado en el lenguaje Python. Elaborado por los autores.	73
98.	Ensamble del tren de engranes al eje de la polea conductora y este a su vez a la banda de transmisión. Elaborado por autores.	74
99.	Ensamble de prototipo mecánico del dispositivo rehabilitador de codo. Elaborado por autores.	74
100.	Diferentes posiciones del actuador. Elaborado por autores.	75
101.	Cronograma. Elaborado por los autores.	76
102.	Elaborado por autores.	77
103.	Portada del programa en HMI. Elaborado por autores.	80
104.	Menú del programa. Elaborado por autores.	80
105.	Digitalización del tiempo de rehabilitación. Elaborado por autores.	81
106.	Digitalización de los grados del codo. Elaborado por autores.	81
107.	Visualización del antebrazo a 90 grados. Elaborado por autores.	82
108.	Visualización del antebrazo a 0 grados. Elaborado por autores.	82
109.	Visualización en el HMI. Elaborado por autores.	83
110.	Mecanizado de rectificado de tubos para introducir rodamiento. Elaborado por autores.	84
111.	Mecanizado interno del tubo base de la estructura. Elaborado por autores.	85
112.	Toma de medidas para mecanizar con tolerancias dimensionales. Elaborado por autores.	86
113.	Uso del torno para rectificación de piezas. Elaborado por autores.	86
114.	Comprobación de medidas de las piezas con sus respectivos planos. Elaborado por autores.	87
115.	Corrección y pulido de piezas mecánicas. Elaborado por autores.	87
116.	Fabricación de piezas por medio del proceso de manufactura impresión 3D. Elaborado por autores.	88
117.	Impresión 3D de soporte de actuador blando. Elaborado por autores.	89

I. PROBLEMÁTICA

“En Ecuador más de 140 mil personas sufren artritis reumatoide” [22]. Según los datos de pronóstico del INEC para el año 2020, la población ecuatoriana estaría superando los 17 millones de habitantes y el 45.46% de la población están los adultos / adultos mayores. En base a una encuesta con una muestra de 186 pacientes se determinó que principal tipo de afectación articular fue poliarticular simétrica 86,6% de los pacientes, 40,3% erosiva y 10,2% tenían nódulos reumatoides, mientras que el 46,8% fueron derivados para rigidez matutina. [28].

La artritis es una enfermedad catastrófica de herencia multifactorial que en su mayoría afecta a personas adultas/ adultas mayores, y actualmente se están dando casos en menores de 14 años y es la responsable del 10 de mortalidad. [38] . La artritis reumatoide aumenta el riesgo de desarrollar un linfoma que es un tipo de cáncer. [3]

Existen en Ecuador aproximadamente 75 reumatólogos en donde la mayoría están concentrados en Quito, 23 en Guayaquil y el resto están repartidos en las demás provincias y en algunas no existe. Debe atender un reumatólogo cada 80 mil habitantes. En España se requiere un médico por cada 50 mil pacientes. En estos índices se deja visto que se tiene un déficit. Esta falta de médicos hace que no se cubran las enfermedades reumáticas. En los cuatro grandes hospitales estatales de la capital, tienen solo una docena de especialistas [16]

II. JUSTIFICACIÓN

El dispositivo isocinético para rehabilitación por artroplastia está enfocado en afrontar la demanda del proceso de rehabilitación, siendo accesible, ergonómico y de gran utilidad para los pacientes quienes tengan la incapacidad de acudir al centro de salud.

Este prototipo tiene la finalidad de ayudar a las personas que han padecido de una lesión en su articulación del codo y así puedan volver a retomar sus actividades, sin ninguna complicación, inconveniente por la artritis ya que el conjunto de ligamentos, tendones y músculos se verán fortalecidos. Los pacientes no suelen tener acceso a estos servicios de rehabilitación y por ende su recuperación se prolonga.

III. OBJETIVOS

III-A. Objetivo General

Desarrollar un dispositivo electromecánico isocinético basado en actuadores blandos con funcionalidad activo y pasivo para rehabilitación de lesiones en la cápsula articular del codo, relacionadas a la artritis.

III-B. Objetivos Específicos

- Investigar la mecánica del brazo humano y los equipos existentes para procesos de rehabilitación.
- Diseñar un dispositivo accesible, ergonómico que proporcione movimientos pasivos y activos para rehabilitación.
- Obtener las señales en tiempo real de los movimientos que está generando el dispositivo por medio de sensores para la visualización de los movimientos.
- Validar el funcionamiento mediante el uso de software de simulación.

IV. MARCO TEÓRICO

IV-A. Planos de referencia del cuerpo humano

Los planos de referencia del cuerpo humano son una forma común de describir la posición y dirección de las estructuras anatómicas del cuerpo humano. Estos planos se utilizan en anatomía para proporcionar una forma común de describir la ubicación de las estructuras en el cuerpo, facilitar la comunicación entre los profesionales de la salud y ayudar a garantizar la precisión y consistencia de la descripción anatómica.[47]

Para explicar la relación entre las partes del cuerpo, según la situación anatómica; Una persona se para derecha, con los pies juntos, las manos juntas con el cuerpo, las palmas al frente. La postura se usa para describir movimientos relacionados con el centro del cuerpo y se usan seis términos: Adelante, atrás, arriba, abajo, izquierda y derecha.

Por otro lado, el movimiento de las piernas está definido por los planos de expresión, que son: El plano sagital divide el cuerpo en mitades derecha e izquierda, el plano frontal divide las mitades delantera y trasera del cuerpo, y el plano transversal divide el cuerpo en mitades superior e inferior las mitades inferiores. [51].

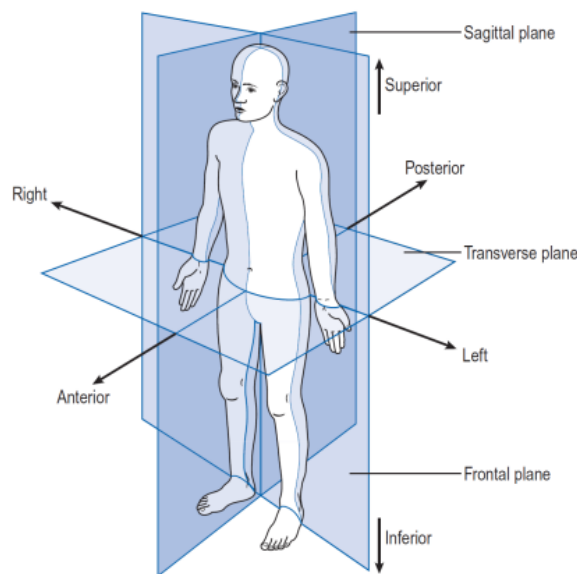


Figura 1. Posición del cuerpo humano y planos de referencia[51]

Los planos son una herramienta útil para comprender la anatomía y la fisiología del cuerpo humano, incluida la fisiología de la articulación del codo. La articulación del codo es una articulación compleja que conecta la mano con la mano, y su movimiento es posible debido a la interacción de muchas partes atómicas, como huesos, músculos y ligamentos. Al comprender el plano de referencia, se puede determinar con precisión la ubicación y la dirección de estas estructuras y cómo interactúan para facilitar el movimiento del codo. Además, al estudiar la fisiología de la articulación del codo, se puede comprender mejor cómo funciona el codo y cómo se ve afectado por una lesión o enfermedad.

IV-B. Fisiología del codo

La articulación del codo comienza en la parte lateral del húmero, donde se encuentra la escápula humeral, lisa de adelante hacia atrás y en la parte inferior tiene las superficies articulares tróclea y cóndilo. La tróclea humeral tiene forma de polea con una garganta que se localiza en el plano sagital. El cóndilo del húmero es un área redondeada que se asienta en el costado del bloque. Este grupo se corresponde longitudinalmente con el eje de movimiento de flexión-extensión de la articulación del codo. [30].

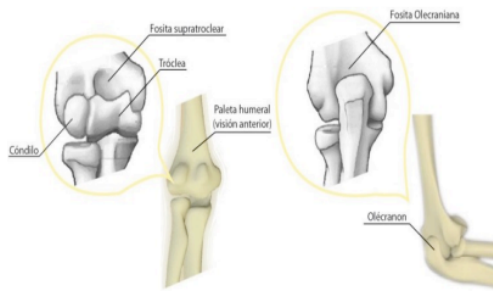


Figura 2. (Fisiología del codo [27])

IV-B1. Limitaciones en la flexoextensión: Las limitaciones de extensión se debe a 3 factores que son el impacto del pico olecraniano, puesta en tensión de la parte anterior de la cápsula articular y la resistencia que oponen los músculos flexores. Por otro lado, las limitaciones de flexión surgen en activa y la pasiva. En la flexión activa el primer factor es el contacto de la masa muscular en el compartimento anterior de la mano y el antebrazo, la rigidez por contracción, y este mecanismo explica que la flexión activa no pueda superar los 145 grados. Cuando la flexión es pasiva, las masas musculares no contraídas pueden comprimirse entre sí y, por lo tanto, doblarse 145 grados; los factores en este caso son tensión en la cápsula articular posterior, tensión pasiva en el tríceps. [23].

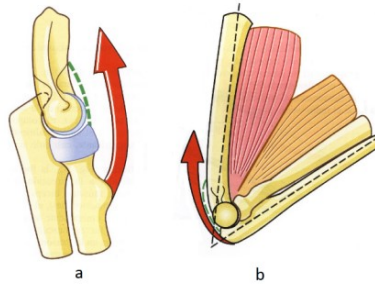


Figura 3. (Limitaciones en la flexo-extensión[23])

IV-B2. Cinemática del codo: La flexión y extensión del codo se produce en las articulaciones cubital-humeral y radial-humeral. El rango normal de flexión y extensión en humanos es de 0° a 145° , y el rango funcional es de 30° a 130° . [30] . Durante el movimiento de flexión, se observa que la superficie interna del antebrazo tiende a acercarse a la superficie interna de la mano. El rango de flexión activa es de 140° - 145° y el rango de flexión pasiva es de 160° , determinado por factores externos [23].

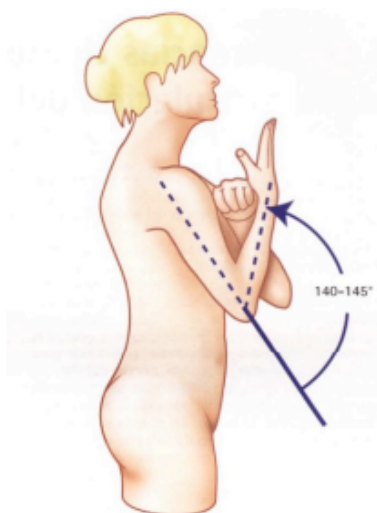


Figura 4. (Arco de movilidad del codo)[23]

IV-B3. Rango de movimientos del codo: Punto de medición anatómico del rango de movimientos se definen de la siguiente manera: La zona del antebrazo continúa con el patrón de la mano. La extensión es un movimiento que dirige del brazo hacia atrás; La posición anatómica corresponde a la extensión completa, por definición no hay extensión en el codo, salvo algunos sujetos con sensibilidad limitada, como mujeres y niños, que pueden alcanzar una hiper extensión de 5 a 10 grados con relación al codo.

La flexión es el movimiento que dirige el antebrazo hacia delante, de tal forma que la cara anterior del antebrazo contacta con la cara anterior del brazo. Además la amplitud de la flexión activa es de 140-145° y la pasiva es de 160°.

IV-B4. Amplitud de flexión del codo en actividades : La amplitud de flexión del codo se refiere al grado de movimiento angular que se puede realizar en la articulación del codo, que está limitado por la forma anatómica de la articulación y la tensión de los músculos, tendones y ligamentos circundantes. En las actividades diarias, la cantidad de flexión de la articulación del codo puede variar según el trabajo realizado siendo especialmente importante en aquellas que involucran fuerzas repetitivas o cargas externas.

Sin embargo, una amplitud de flexión excesiva o inadecuada del codo también puede aumentar el riesgo de lesiones como tendinitis, epicondilitis o lesiones en el ligamento colateral ulnar. Por lo tanto, es importante considerar y optimizar la amplitud de flexión del codo en actividades para minimizar el riesgo de lesiones y maximizar la eficiencia del movimiento.

Actividad Realizada	Amplitud (°)
Abrir una puerta	De 22 a 58
Verter liquido de una jarra	De 38 a 60
Levantarse de una silla	De 20 a 100
Sostener un periódico	De 70 a 110
Cortar con un cuchillo	De 90 a 115
Llevarse el tenedor a la boca	De 80 a 130
Llevarse un vaso a la boca	De 40 a 130
Coger el teléfono	De 40 a 140

Figura 5. Tabla de actividades y su amplitud[29]

IV-C. Biomecánica estática coplanar (modelo de Chaffin)

Las cargas soportadas por el codo son: el peso de carga sostenida por la mano (C) y el peso propio del antebrazo y la mano (Pp) aplicado en el centro de gravedad del miembro. Suponiendo que la posición se mantiene estática, en el codo debe aparecer una reacción que contrarreste dichas cargas (Rc) y un momento (Mc) igual en módulo y signo contrario al provocado por Pp y C. Aplicando las leyes de equilibrio puede conocerse el valor de Mc y Rc:

$$R_c = C + P_p \quad (1)$$

$$M_c = C \times \overline{OP} \times \cos(\alpha) + P_p \times \overline{OC_{dg}} \times \cos(\alpha) \quad (2)$$

El momento Mc contrarresta el momento creado en el codo por la carga y el peso de la mano y el antebrazo. El momento Mc en el codo es generado por los músculos flexores que se encuentran en el segmento brazo: bíceps, músculo braquial y braquiorradial. La contracción de este paquete muscular genera una fuerza a través del tendón que lo une al hueso Radio, y es dicha fuerza la que genera el momento. Así pues puede plantearse que:

$$M_c = F_m \times \overline{IO} \times \cos(\alpha) \quad (3)$$

Siendo I el punto de inserción del tendón en el hueso, y estimándose habitualmente la distancia entre I y O como 5 cm cuando el brazo y el antebrazo forman 90°. El valor máximo de Mc será aquél correspondiente a la máxima capacidad de contracción del paquete muscular. [14].

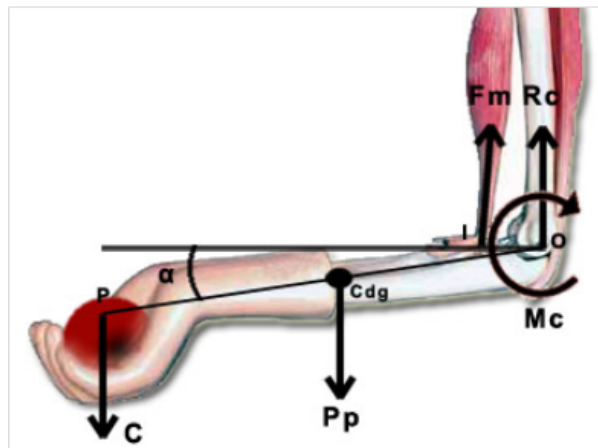


Figura 6. Esquema de momentos y cargas en el codo[14]

Los músculos responsables del movimiento del codo son fundamentales para comprender la biomecánica estática coplanar de la extremidad superior. El codo es una articulación compleja que involucra la acción combinada de músculos, huesos y ligamentos para lograr movimientos precisos y coordinados. En particular, los flexores y extensores del codo son esenciales para controlar la posición y el movimiento de las extremidades superiores durante diversas actividades y movimientos diarios.

En este sentido, el modelo de Chaffin proporciona una herramienta útil para estimar el esfuerzo de estos músculos en una posición estática del brazo. Al integrar el conocimiento de la anatomía y la función muscular en la biomecánica estática coplanar, se pueden obtener nuevos conocimientos para mejorar la prevención y el tratamiento de las lesiones del codo y optimizar el rendimiento humano en una variedad de tareas de movimiento.

IV-D. Músculos encargados de realizar los movimientos del codo

El movimiento del codo es llevado a cabo principalmente por los músculos del brazo y el antebrazo. La flexión del codo se realiza mediante el bíceps braquial y el braquial anterior. Por otro lado, la extensión del codo se lleva a cabo gracias al tríceps braquial. Los músculos encargados de realizar los movimientos del codo trabajan en conjunto para permitir una amplia variedad de movimientos del antebrazo y de la mano.

En particular, la flexión del codo es un movimiento esencial en muchas actividades cotidianas, deportes y levantamiento de pesas, mientras que la extensión del codo es esencial para realizar movimientos opuestos como empujar objetos o levantar pesas en dirección contraria. [47]

IV-D1. Músculos motores de la flexión: El músculo braquial, es un músculo que se encuentra en la parte anterior del brazo, entre el bíceps braquial y el tríceps braquial. El músculo braquial tiene su origen en la superficie anterior de la parte distal del húmero y se inserta en la tuberosidad bicipital del radio. Además de ser un músculo corto, fusiforme y no tiene una tendón distal visible. El músculo braquial ayuda a la flexión del codo, en conjunto con el bíceps braquial, y también ayuda a la pronación del antebrazo.

La contracción del músculo braquial puede ser vista y palpada cuando se realiza una flexión isométrica del codo con el antebrazo en supinación, en la que el músculo se contrae y se hincha en la parte superior del brazo. Además, el músculo braquial se utiliza en una amplia variedad de actividades cotidianas, deportes y trabajos manuales. [26].

El músculo braquiorradial se ubica en la parte anterior del antebrazo, entre el codo y la muñeca. Tiene su origen en la epitróclea del húmero y se inserta en la parte distal del radio, cerca de la base del estiloides radial. Este músculo es considerado el más fuerte de los músculos pronadores y colabora en la supinación del antebrazo. Además, participa en la flexión del codo y es un importante estabilizador del codo durante la rotación del antebrazo. [47].

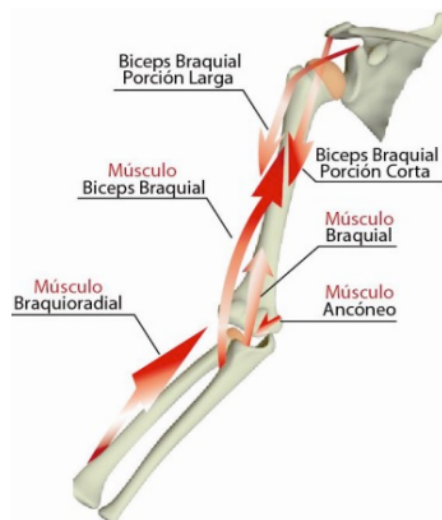


Figura 7. Tabla de actividades y su amplitud[30]

Músculo bíceps braquial es un músculo largo, fusiforme y con dos cabezas que se encuentra en la parte anterior del brazo. Tiene su origen en la escápula y en la apófisis coracoides y se inserta en la tuberosidad bicipital del radio. Es el músculo más potente en la flexión del codo y también ayuda en la supinación del antebrazo. El bíceps braquial está compuesto por dos cabezas, una corta y otra larga, que se unen para formar un tendón en la parte superior del brazo. Este músculo es inervado por el nervio musculocutáneo y su irrigación sanguínea es proporcionada por las ramas de la arteria braquial. [26]

El codo es una articulación compleja que permite la flexión y la extensión del antebrazo. Los músculos que realizan la extensión del codo son esenciales para muchas actividades cotidianas y deportivas que implican levantar y empujar objetos, así como también para la estabilización del cuerpo.

IV-D2. Músculos motores de la extensión: Tríceps braquial es el músculo principal encargado de la extensión del codo. Este músculo se origina en la superficie posterior del húmero y se inserta en la olécranon del cúbito. Además de su función principal, también ayuda en la aducción del brazo. [47, p. 311].

Ancóneo, es un músculo ubicado en la parte posterior del codo que ayuda en la extensión del codo y en la estabilización del codo durante el movimiento. [26, p. 606].

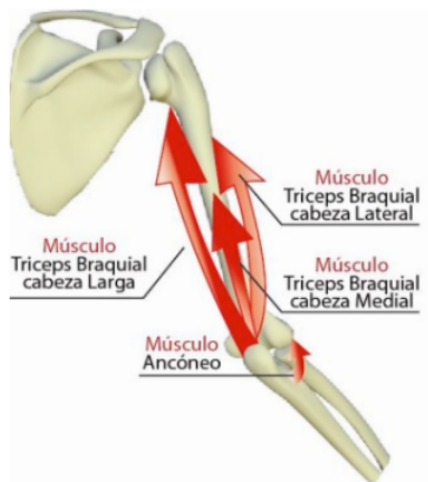


Figura 8. Músculos implicados en la extensión[30]

Braquial posterior se encuentra en la parte posterior del brazo y tiene como función principal la extensión del codo, además de colaborar en la aducción del brazo. [47, p. 311].

Supinador largo es un músculo ubicado en la parte posterior del antebrazo que tiene como función principal la extensión del codo y colabora en la supinación del antebrazo. [26, p. 605]

Los músculos que realizan los movimientos del codo también tienen una estrecha relación con las enfermedades o lesiones comunes de esta articulación. Por ejemplo, el síndrome del túnel cubital puede ser causado por la compresión del nervio cubital a nivel de codo. Los niveles de codo pueden causar debilidad o atrofia muscular en los músculos responsables de la flexión y el estiramiento muscular en las muñecas y los dedos. Un conocimiento detallado de la anatomía y función de los músculos que actúan sobre el codo nos permitirá comprender mejor los mecanismos de estos y otros trastornos que afectan a esta articulación.

IV-E. Enfermedades o lesiones comunes del codo

El codo es una articulación compleja que conecta los huesos del húmero (parte superior del brazo) y el antebrazo (radio y cúbito). Debido a su estructura y función, el codo es susceptible a una variedad de lesiones y enfermedades, incluidas fracturas, lesiones de ligamentos y tendones, y neuropatías compresivas como el síndrome del túnel cubital y el síndrome del túnel radial. Además, la epicondilitis lateral (codo de tenista) y la epicondilitis medial (codo de golfista) son condiciones comunes que afectan los tendones del antebrazo y pueden causar dolor y función limitada.

IV-E1. Artritis reumatoide: Artritis reumatoide, es un padecimiento inflamatorio multisistémico de grado crónico, en donde su zona de afectación es en las articulaciones del cuerpo, esta causa la presencia de dolor persistente, al igual que deformación articular, alteraciones funcionales, atrofia en los músculos, y ocasionalmente compromete una zona extra articular, están presente aproximadamente en el 1 % de los habitantes del mundo, el cual se presenta en relación de mujer: hombre 3:1.

La artritis es una enfermedad autoinmune, es aquella que se desarrolla cuando el sistema inmunológico es el que produce la agresión, así produciendo una reacción inmune atacando y destruyendo los tejidos.

IV-E2. Epicondylitis lateral o codo de tenista: Es la inflamación de los tendones del antebrazo que se unen al epicóndilo lateral del húmero, que es la pequeña superficie ósea externa del codo. Esta condición generalmente es causada por el uso excesivo repetitivo de los músculos extensores del antebrazo, que se usan para extender la muñeca y los dedos.

Puede causar dolor en la parte externa del codo, especialmente al realizar movimientos que involucran los músculos extensores del antebrazo. El dolor también puede irradiarse al antebrazo y la muñeca. En casos severos, el dolor puede ser constante y limitar la capacidad de realizar las actividades diarias. [24]



Figura 9. Zona de dolor[24]

IV-E3. Epicondylitis medial: Conocido como codo de golfista, es una inflamación del tendón del antebrazo que se adhiere al epicóndilo medial del húmero, una masa de tejido óseo dentro del codo. Esta condición generalmente es causada por el uso excesivo repetido de los músculos flexores del antebrazo, que se usan para doblar la muñeca y los dedos. Puede causar dolor en la parte interna del codo, especialmente cuando se practican deportes que involucran los flexores del antebrazo. El dolor también puede irradiarse al antebrazo y la muñeca. [25]

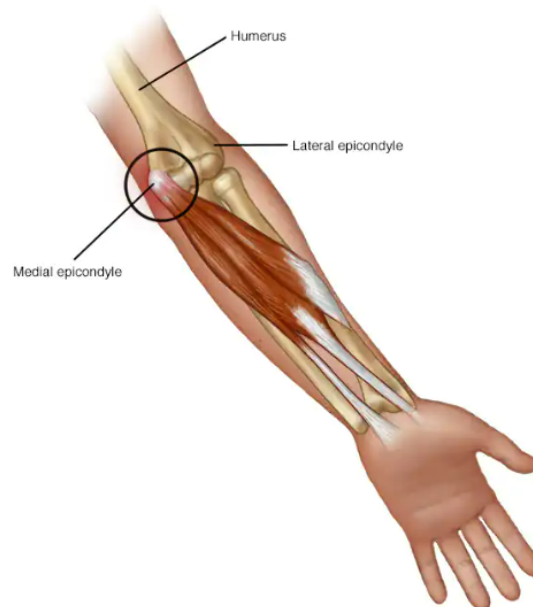


Figura 10. Zona de dolor[25]

IV-E4. Síndrome del túnel cubital: A medida que el nervio cubital pasa por el túnel cubital dentro del codo, se comprime. El nervio cubital es uno de los tres nervios principales que van desde el cuello hasta el brazo y proporcionan sensación y control muscular en los dedos de la mano, el meñique y el anular.

El síndrome del túnel cubital puede causar entumecimiento y hormigueo en las manos, los dedos meñiques y anulares, debilidad en los brazos, dolor en los codos y dificultad para realizar actividades que requieren movimientos repetitivos de manos y brazos. Un nervio cubital pellizcado puede ser causado por una serie de cosas, que incluyen una mala postura, artritis, trauma o un nervio estirado. [32]

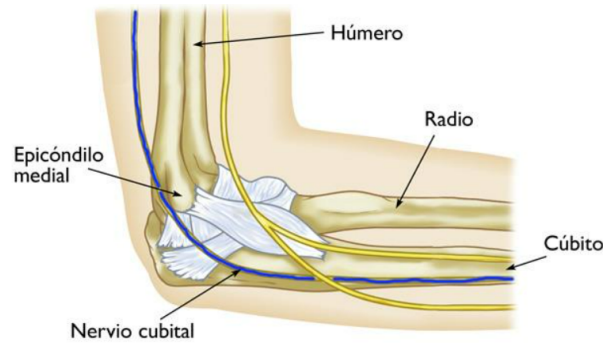


Figura 11. Zona de dolor[32]

IV-E5. Fractura de cabeza radial : Esta es una lesión en la cabeza radial, uno de los dos huesos del antebrazo que se articulan con el codo. Una fractura de cabeza radial puede ocurrir por una caída sobre un brazo extendido o por un golpe directo en el codo. Los síntomas de una fractura de cabeza radial pueden incluir dolor en la parte externa del codo, dificultad para mover el brazo, hinchazón y hematomas. En algunos casos, la fractura puede ser visible a simple vista.



Figura 12. Descripción de zona[33]

IV-F. Robótica blanda

La robótica blanda es un nuevo campo de la robótica que utiliza materiales blandos y flexibles para crear robots que se parezcan más a los organismos vivos. En el campo de la medicina, la robótica blanda se utiliza para desarrollar robots que puedan interactuar con el cuerpo humano de una forma más natural y segura. Estos robots blandos tienen el potencial de revolucionar la atención médica al proporcionar procedimientos menos invasivos y más precisos. Además, la robótica blanda se utiliza en rehabilitación para ayudar a los pacientes a recuperar la fuerza y la movilidad después de una lesión o cirugía.

Un ejemplo de robótica blanda en medicina es el desarrollo de robots blandos que se pueden insertar en el cuerpo humano para realizar tareas específicas, como tomar muestras de tejido o administrar medicamentos. Estos robots son menos invasivos que los rígidos y se adaptan mejor a los tejidos blandos del cuerpo. Además, los robots blandos también pueden brindar mayor seguridad a los pacientes, ya que es menos probable que causen traumatismos o daños en los tejidos durante la cirugía.

La robótica blanda también se usa en rehabilitación para ayudar a los pacientes a recuperar la fuerza y la movilidad después de una lesión o cirugía. Los robots blandos pueden proporcionar una resistencia ajustable y un rango de movimiento definido, lo que permite a los pacientes realizar ejercicios de rehabilitación de forma segura y eficaz. Además, los robots blandos pueden proporcionar información en tiempo real a pacientes y terapeutas, lo que ayuda a medir y mejorar el progreso de la rehabilitación. En general, los robots blandos tienen el potencial de mejorar significativamente la atención médica y la rehabilitación al proporcionar procedimientos menos invasivos, más precisos y seguros.

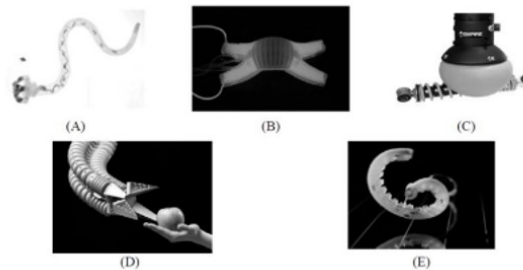


Figura 13. La imagen muestra a los siguientes robots: (A) Optopus Robot, (B), Starfish robot, (C) Universal Gripper, (D) Bionic Handing Assistant y (E) GoQBot (Medina y Velez, 2014)

IV-G. Programas de simulación

Las simulaciones por computadora se han convertido en una herramienta importante en la investigación y el desarrollo de la ingeniería, ya que permiten a los ingenieros evaluar el comportamiento y la función de un diseño antes de construirlo. Además, estos permiten crear modelos virtuales de sus diseños y simular su rendimiento en diversas condiciones. Esto puede incluir pruebas de resistencia, análisis de flujo de fluidos, evaluaciones de estabilidad estructural y más. A su vez, los programas de simulación permite ahorrar tiempo y costos de fabricación al identificar y corregir problemas al principio del proceso de diseño.

IV-G1. ANSYS: Ansys es un programa de simulación por computadora utilizado en la industria de la ingeniería para modelar y analizar el comportamiento de sistemas físicos y digitales. Permite crear modelos virtuales de productos y evaluar su rendimiento en diferentes condiciones. Ansys es utilizado en una variedad de campos, incluyendo la mecánica, la electrónica, la dinámica de fluidos, la acústica y más.[4]

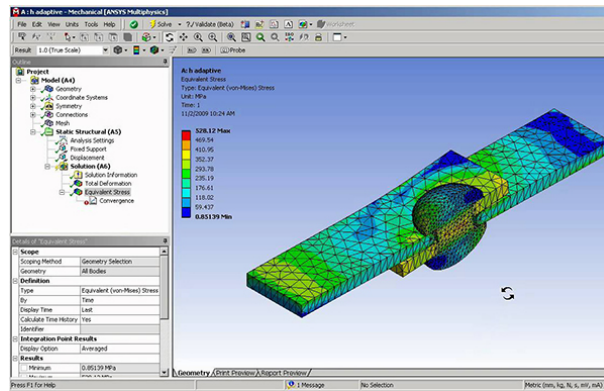


Figura 14. Simulación en Ansys [1]

IV-G2. MD Solids: Es un software educativo para enseñar mecánica de materiales y análisis estructural en la industria de la ingeniería mecánica. Docentes y alumnos lo utilizan para analizar el comportamiento de materiales y estructuras bajo diferentes cargas y condiciones. MD Solids ofrece una variedad de herramientas de análisis estructural, que incluyen cálculos de tensión y deformación, análisis de vigas, columnas y cables y visualización de resultados.[34]

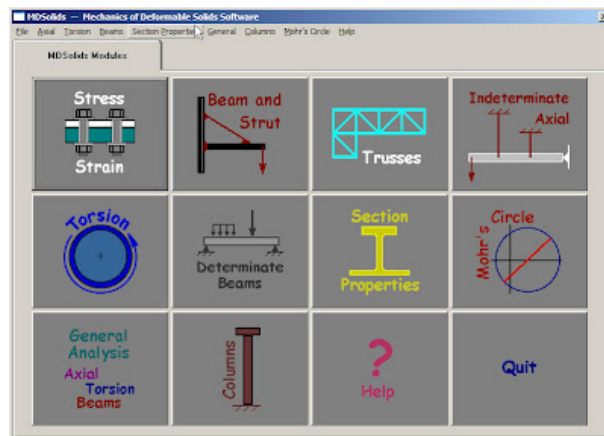


Figura 15. Software MD Solids [37]

IV-G3. Autodesk Inventor: Autodesk Inventor es un software de diseño asistido por computadora (CAD) que se utiliza en la industria de la ingeniería mecánica para crear modelos 3D de piezas y ensamblajes mecánicos. Los ingenieros y diseñadores lo utilizan para crear, modificar y documentar diseños de productos. Autodesk Inventor ofrece una variedad de herramientas de diseño y análisis, que incluyen simulación de fuerza y movimiento, diseño paramétrico y animación.[5]

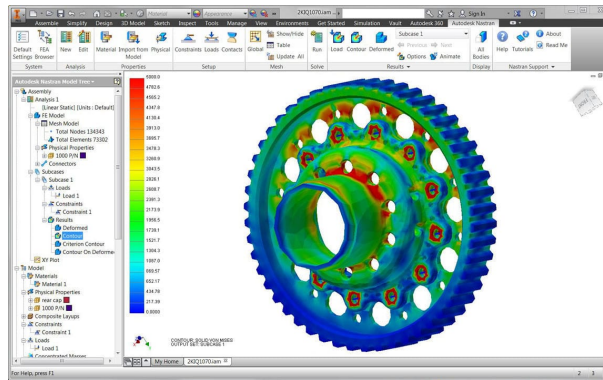


Figura 16. Simulación en Autodesk Inventor [36]

IV-G4. SolidWorks: SolidWorks es un software de diseño asistido por computadora (CAD) utilizado en la industria de la ingeniería para crear modelos 3D de piezas y ensamblajes mecánicos. Es utilizado por ingenieros y diseñadores para crear, modificar y documentar diseños de productos. Cuenta con una amplia variedad de herramientas de diseño y análisis, incluyendo simulaciones de fuerza y movimiento, diseño paramétrico y animación [44]

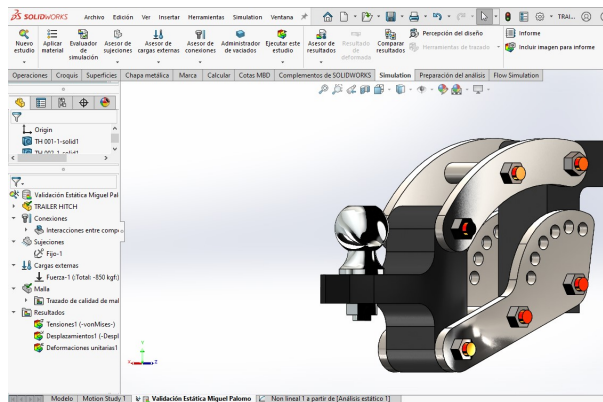


Figura 17. Software Solidworks [7]

IV-H. Sistemas eléctricos y electrónicos

Los sensores y actuadores son los componentes principales de los sistemas de control y automatización. Los sensores pueden medir y detectar variables físicas, químicas o biológicas en el entorno, mientras que los actuadores pueden controlar y modificar el mismo entorno. Juntos, estos dispositivos permiten el acceso en tiempo real a la información y la toma de decisiones para mejorar la eficiencia, la seguridad y la calidad del proceso.

IV-H1. Sensores: Los sensores son dispositivos que pueden medir una variable física, química o biológica y convertirla en una señal eléctrica u otra señal. Pueden medir estas variables de forma directa o indirecta, y en algunos casos es necesario transformar la señal física a una señal más fácil de medir. Los sensores se utilizan en una gran cantidad de aplicaciones, como la detección de movimiento en sistemas de seguridad o la medición de temperatura en procesos industriales.

- Sensor final de carrera.- El sensor final de carrera es un tipo de sensor que se utiliza para detectar la posición final de un objeto o dispositivo mecánico. Estos sensores se activan al alcanzarse la posición final, lo que indica que se ha completado un movimiento o proceso. Se utilizan en aplicaciones industriales para detectar la posición final de máquinas y dispositivos automatizados. Pueden ser mecánicos, eléctricos o magnéticos y

su uso es común en robots industriales y sistemas de transporte para detectar la presencia de objetos en un punto específico.



Figura 18. Sensor final de carrera [6]

- Encoders.- Los encoders son dispositivos utilizados para convertir el movimiento mecánico en una señal eléctrica que puede ser utilizada para medir la posición, velocidad y dirección de rotación de un eje. Estos dispositivos se dividen en dos tipos principales: encoders incrementales y encoders absolutos. Los encoders incrementales miden la posición y velocidad relativas de un eje en función del número de pulsos generados por la rotación del mismo, mientras que los encoders absolutos proporcionan la posición absoluta en cualquier momento sin necesidad de una referencia de posición inicial.

IV-H2. Electroválvulas: Son dispositivos electromecánicos que se utilizan en sistemas automatizados para controlar el flujo de fluidos. Funcionan a través de un solenoide que, al recibir una señal eléctrica, permite o interrumpe el paso del fluido a través de la válvula.

Existen diversos tipos de electroválvulas, como las de acción directa, que permiten el paso o interrupción del fluido sin la necesidad de una fuente de energía externa, y las de acción indirecta, que necesitan de una fuente externa para mover una membrana o pistón que controla el flujo de fluidos.



Figura 19. Electroválvula usada en el proyecto [40]

IV-H3. Actuador: Los actuadores son componentes esenciales en sistemas de control y automatización que permiten convertir señales eléctricas o electrónicas en movimiento mecánico. Estos dispositivos pueden ser lineales o rotativos y se utilizan en diversas aplicaciones, desde motores eléctricos para mover maquinaria pesada hasta pequeños actuadores piezoeléctricos para controlar la precisión en instrumentación médica y electrónica.

- Nema 23.- Es un motor paso a paso híbrido con un tamaño de montaje estándar Nema 23 (57 mm). Este tipo de motor tiene una estructura de rotor en dos fases y una alta resolución típica de 200 pasos por revolución completa del eje. Funciona mediante un diseño de imanes permanentes en el rotor y un conjunto de bobinas en el estator, que se activan de forma secuencial para producir el movimiento paso a paso. Debido a su alta relación torque-tamaño, el motor Nema 23 se utiliza en diversas aplicaciones de control de movimiento, como máquinas CNC, impresoras 3D y robótica industrial

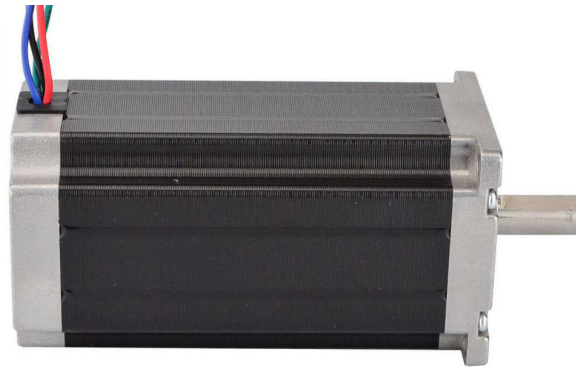


Figura 20. Motor Nema 23 [10]

- Caja reductora PX57N005S0.- Es un accesorio para motores Nema 23, que puede reducir la velocidad de salida del motor y aumentar el par de salida. Este reductor es compatible con los motores Nema 23 de la serie PX57, con una relación de reducción de 5:1, lo que significa que la velocidad de salida del motor se reduce en una quinta parte, mientras que el par de salida se incrementa en un factor de cinco. La combinación de la caja de cambios PX57N005S0 con el motor Nema 23 proporciona un alto par a bajas revoluciones, lo que es especialmente útil en aplicaciones que requieren un control de movimiento preciso y alta capacidad de carga, como máquinas herramienta, sistemas de posicionamiento e impresoras 3D.



Figura 21. Caja reductora [35]

- Actuator blando.- Son dispositivos que pueden cambiar su forma o rigidez en respuesta a estímulos externos como la temperatura, pH, presión o voltaje. Estos actuadores están compuestos por materiales flexibles y elásticos, como polímeros, hidrogeles o metales líquidos, que les permiten adaptarse a entornos complejos y conformarse a diferentes formas y superficies. Se utilizan en diversos campos, como la robótica, la medicina y la biotecnología, para la fabricación de robots suaves y seguros, dispositivos médicos que se ajustan a la forma del cuerpo humano y prótesis que mejoran la movilidad de los pacientes.

IV-I. Sistema embebido

Es un sistema informático diseñado para realizar una tarea específica y que se integra en un dispositivo o sistema más grande. Estos sistemas pueden ser encontrados en una amplia variedad de dispositivos, desde sistemas de control de seguridad de automóviles hasta dispositivos médicos y electrodomésticos inteligentes. [48]

Raspberry pi.- Es un sistema informático diseñado para realizar una tarea específica e integrado en una unidad o sistema más grande. Además, es una placa de computadora de bajo costo y de tamaño reducido, que se puede utilizar para enseñar programación, electrónica y otros conceptos informáticos a estudiantes de todas las edades.[17]

Entre las ventajas están el bajo costo en comparación a otros sistemas embebidos de similares características. La flexibilidad ya que es una plataforma muy versátil que permite realizar una amplia variedad de tareas, desde proyectos simples hasta aplicaciones más complejas. La gran cantidad de recursos en línea lo que facilita su uso en el ámbito educativo y de investigación. Es fácil de programar ya que se puede usar en varios lenguajes de programación, lo que lo hace accesible para usuarios con diferentes niveles de experiencia. [17]

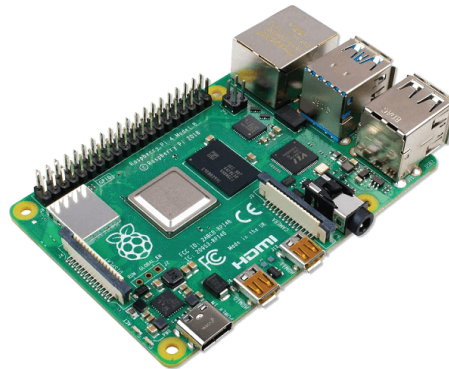


Figura 22. Raspberry pi [39]

V. MARCO METODOLÓGICO

V-A. Diseño del prototipo mecánico

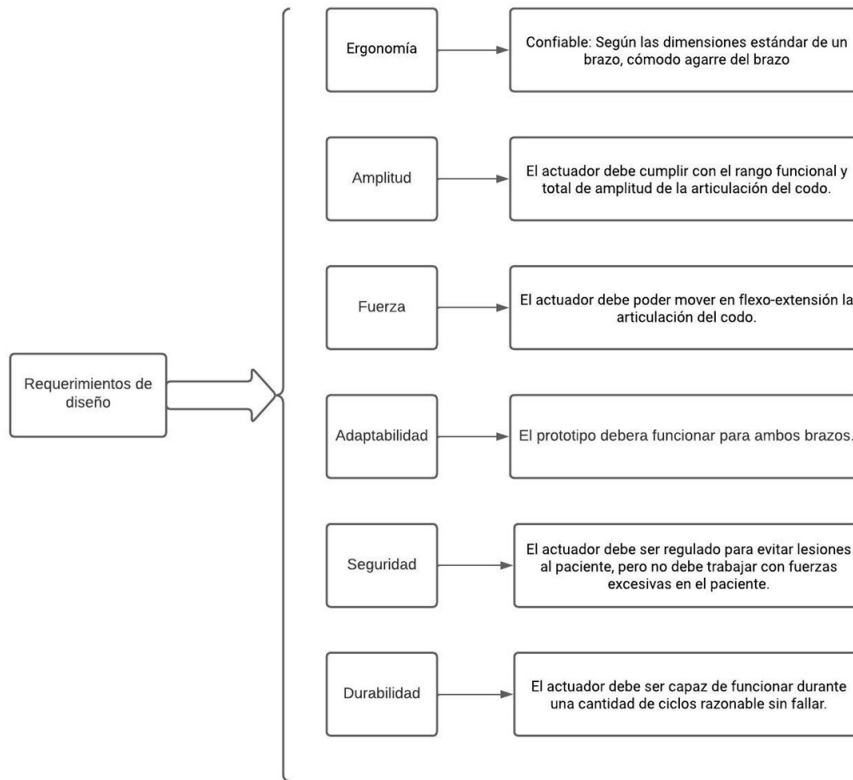


Figura 23. Diagrama de flujo para el proceso del diseño mecánico del prototipo. Elaborado por autores

V-A1. *Diseño de la investigación:* Se analiza las dimensiones del brazo y antebrazo, además la fuerza que una persona promedio puede ejercer en flexión y extensión. Esto permite obtener una comprensión más detallada de la capacidad física promedio en estas áreas específicas del cuerpo.

“Durante las dos ediciones del nutritionDay más de la mitad de la muestra fueron hombres; 11 (73 por ciento) participaron en 2019 y 12 (60 por ciento) en 2020, con una mediana de edad de 40 y 25 años, respectivamente. El peso corporal promedio varió de $65,8 \pm 12,6$ kg a $58,9 \pm 30,2$ kg. En 2019, los participantes tenían una estatura promedio de 165 ± 4 cm y un índice de masa corporal (IMC) promedio de $27,5 \pm 3,9$ kg/ m².” [18]

Según una distribución porcentual, la mayoría de los hombres indígenas miden menos de 150 cm y las mujeres menos de 140 cm. En cambio, la mayoría de los afros y blancos más de 180 cm, mientras que las mujeres, entre 140 y 164 cm. Un gran número de mestizos miden entre 155 y 164 cm; y las féminas, entre 149 y 154 cm. Los montuvios en su mayoría están entre 165 y 174 cm; y ellas en más de 170 cm.” [46]

Se considera el promedio de altura más alto para ambos sexos en Ecuador; Al seleccionar la estatura promedio de los hombres ecuatorianos, que se sitúa en torno a los 165 cm. A continuación, se utilizó la tabla de proporciones de medidas del cuerpo humano para realizar el análisis correspondiente

MEDIDAS IDEALES DEL CUERPO DEL HOMBRE										
ALTURA	PESO	CUELLO	HOMBROS	PECHO	BRAZO	ANTEB	CINTURA	CADERAS	MUSLOS	PANT
1,61	60	36	112	105	32	29	70	84	51	34
1,64	63	37	115	107	33	30	72	86	53	35
1,67	66	37,5	118	109	34	32	74	88	55	36

Figura 24. Tabla de medidas ideales del cuerpo humano en relación con su altura [31]

Se toma como referencia la figura 24, donde se puede apreciar la localización del brazo y antebrazo. Se tabularon los valores calculados en base a la estatura de 165 cm, aplicando la siguiente ecuación.

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) + y_1 \quad (4)$$

Para el brazo:

$$x_1 = 164cm$$

$$x_2 = 167cm$$

$$y_1 = 33cm$$

$$y_2 = 34cm$$

$$x = 165cm$$

$$y = \frac{34 - 33}{167 - 164} \cdot (165 - 164) + 33 \quad (5)$$

$$y = \frac{100}{3} \quad (6)$$

$$y = 33,33cm \quad (7)$$

La medida del brazo es igual 33.33 cm

Para el antebrazo

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) + y_1 \quad (8)$$

$$x_1 = 164cm$$

$$x_2 = 167cm$$

$$y_1 = 30cm$$

$$y_2 = 32cm$$

$$x = 165cm$$

$$y = \frac{32 - 30}{167 - 164} \cdot (165 - 164) + 30 \quad (9)$$

$$y = \frac{100}{3} \quad (10)$$

$$y = 30,67cm \quad (11)$$

La medida del antebrazo es igual a 30.67 cm

Se obtuvo así una medida de 64 cm aproximadamente para todo el miembro superior. Se propuso la idea de realizar un promedio de las estaturas que superaran los 165 cm, tomando como referencia el valor aproximado de la estatura más alta registrada en la mayoría de los ecuatorianos. De esta manera, se evitaría excluir a esta muestra de pacientes del análisis.

ALTURA	PESO	CUELLO	HOMBROS	PECHO	BRAZO	ANTEB
1,61	60	36	112	105	32	29
1,64	63	37	115	107	33	30
1,67	66	37,5	118	109	34	32
1,70	69	38	121	111	36	34
1,73	72	39	124	113	38	34,5
1,76	75	41	127	115	40	35
1,79	79	42	130	117	42	35,5

Figura 25. Tabla de medidas ideales del cuerpo humano en relación con su altura [31]

La medida del brazo se basó en el promedio de estaturas mayores a 165 cm, lo que resultó en una media de 38 cm, mientras que la medida del antebrazo fue de 34.2 cm, lo que dio un resultado medio aproximado de 72.2 cm para la medida del miembro superior. Se tomaron como referencia la estatura promedio de los ecuatorianos y las medidas que superan este promedio.

Se decidió realizar un promedio de la medida tomando como base la estatura promedio de los ecuatorianos y cinco valores superiores a esta medida. Este enfoque se adoptó para obtener una medida más precisa y representativa del conjunto de datos. Se optó por esta medida ya que el valor máximo se puede ajustar a un mínimo, pero no se puede utilizar un valor mínimo para las medidas mayores.

Se llevó a cabo una investigación sobre las fuerzas mínimas y máximas ejercidas en la articulación del codo. Se encontró que la tracción mínima necesaria para sostener la articulación del codo en flexión a 90° se encuentra en un rango de 3.5 y 8.5 kg (media = 4.56 kg) [53]

Se transforma las cargas en Newtons:

$$F = m \cdot a \quad (12)$$

$$m1 = 30\text{kg}$$

$$m2 = 32\text{kg}$$

$$m3 = 165\text{kg}$$

$$F_{\text{mínima}} = 3,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (13)$$

$$F_{\text{mínima}} = 34,3 \text{ N}$$

$$F_{\text{máxima}} = 8,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (14)$$

$$F_{\text{máxima}} = 83,3 \text{ N}$$

$$F_{\text{media}} = 4,56 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (15)$$

$$F_{\text{media}} = 44,68 \text{ N}$$

Se requieren estas cargas mínimas para poder flexionar el codo sin ninguna carga externa. El momentum en la articulación del codo es generado por los músculos flexores que se encuentran en el segmento del brazo, incluyendo el bíceps, el músculo braquial y el braquiorradial. Estos músculos contrarrestan las cargas aplicadas en la mano y el antebrazo. La contracción de este grupo muscular genera una fuerza (F_m) a través del tendón que los une al hueso Radio, y es esta fuerza la que genera el momento M_c .

Según [8], la carga máxima que la articulación del codo puede soportar en flexión es de 51 kg (499 N) y en extensión es de 52 kg (509.6 N).

Sin embargo, según criterios médicos y de expertos en rehabilitación, se recomienda ciertas medidas para garantizar una adecuada protección de la articulación. Para lograr una protección del 90 por ciento de la articulación, se recomienda una carga máxima de 14.91 kg (146.118 N).

Según [49], la carga que soporta la articulación del codo es especialmente importante para personas que han sufrido lesiones o problemas articulares, ya que un exceso de carga puede agravar o retrasar su recuperación. Los autores también indican que la fuerza ante una falla de la articulación del codo es de 26.53 kg (260 N).

V-A2. Selección del actuador eléctrico: Se requiere un motor con capacidad para generar un movimiento que contrarreste la fuerza ejercida por el paciente, que está compuesta principalmente por la fuerza máxima generada por el paciente, la carga del peso del antebrazo y la estructura.

Según [15], en un estudio estadístico realizado en 2020 con una muestra de 150 individuos (88 hombres y 62 mujeres), se determinó que el promedio de la masa corporal de un hombre ecuatoriano de alrededor de 45 años es de 81.3 kg y de 76.4 kg en mujeres. En base a estos datos, se puede estimar que el peso total de la mano y el antebrazo representa el 1.6 por ciento y el 0.7 por ciento de la masa corporal total, respectivamente.

Por lo tanto, considerando el peso del antebrazo y la mano, se puede determinar el valor de la fuerza ejercida por la carga. Para generar un movimiento que contrarreste esta fuerza, se requiere un motor con la capacidad suficiente.

Basado en el mayor promedio se tiene que:

$$81,3 \cdot 1,6 \% = 1,3 \text{ kg Masa promedio del antebrazo de un ecuatoriano}$$

$$81,3 \cdot 0,7 \% = 0,56 \text{ kg Masa promedio de la mano de un ecuatoriano}$$

La masa de la estructura que agarra el antebrazo es de 1.5kg. Para realizar el cálculo del torque del motor se procede a colocar las fuerzas a lo largo de la platina de 30cm.

Primer análisis con máxima fuerza aplicada en el sistema

F_1 = Fuerza ejercida por la articulación

F_2 = Fuerza atribuida por la masa del antebrazo

F_3 = Fuerza atribuida por la masa de la mano

F_4 = Fuerza atribuida por la masa de la estructura

$$\sum \text{cargas} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (16)$$

$$\sum \text{cargas} = 146,118 \text{ N} + 1,3 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 0,56 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 179,08 \text{ N} \quad (17)$$

Se lleva a cabo la simulación con el software MD Solids para obtener el momento generado al aplicar las cargas. La ubicación de las cargas es determinada por las agarraderas del antebrazo

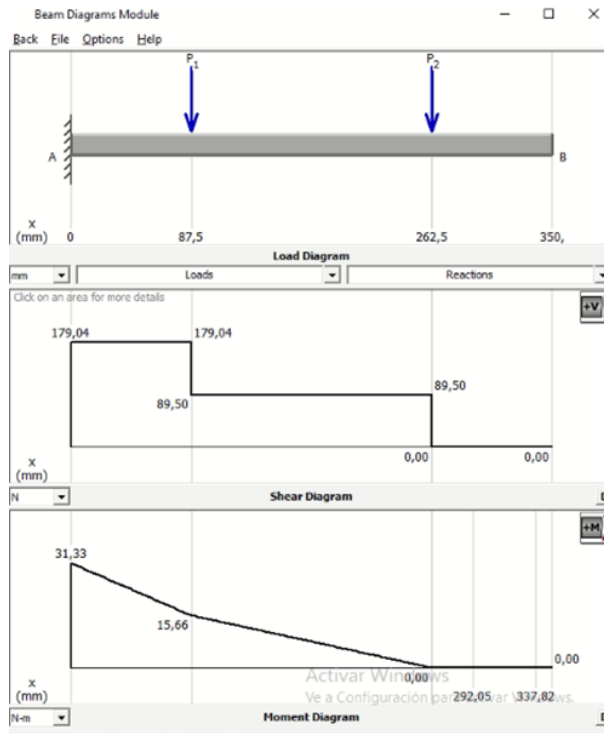


Figura 26. Diagrama de fuerzas al cortante y momento flector. Elaborado por autores

Mediante la simulación, se obtiene que el momento de inercia generado en el punto A es de 31.33 Nm , mientras que en el centroide de la platina se tiene un momento de 15.66 Nm.

Por lo tanto, el torque calculado sirve para seleccionar el motor de nuestro prototipo, y así definiendo como máximo valor de torque será de 47 Nm. Se propuso trabajar con el motor NEMA 23, modelo 57HS112-3504, junto con una caja de reducción de 5:1, tomando en cuenta consideraciones de accesibilidad, factibilidad y reducción de costos

Model No.	Step Angle (°)	Voltage /Phase (V)	Current /Phase (A)	Resistance /Phase (Ω)	Inductance Phase (mH)	Holding Torque (kg.cm)	Detent Torque (g.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Motor Length (mm)	Lead Wires No.	Motor Weight (kg)
57HS112-3504	1.8	2.45	3.5	0.7	3	28	1200	800	112	4	1.7

Gearbox Specification:

Specifications		First stage	Second stage
Gear ratio		4,5,7,9,10	16,20,25,28,35,36,40,45,49,50,63,70,81,90,100
Length	mm	53	70
Rated load	N.m	6	25
Max load	N.m	12	40
Efficiency	%	95	90
Backlash	arcmin	≤15	≤25
Weight	Kg	0.8	1.1
Rated input speed	rpm	3000	3000
Max input speed	rpm	5000	5000
Protection class	IP	65	65
Lubrication		grease(lifelong Lubrication)	grease(lifelong Lubrication)
Noise	dB	≤45	≤45
Life	h	~20000	~20000

Figura 27. Ficha técnica de servo-reductor NEMA 23 [11]

Entre las características principales del motor se destaca su par de 3 Nm. Al añadir la caja de reducción en una relación de 5 a 1, se puede aumentar el par en la salida hasta 15 Nm. Para incrementar aún más el par, se agregaron dos engranajes rectos con una relación de 4 a 1, lo que resulta en un par de diseño de 60 Nm para el prototipo.

V-A3. *Selección del material del prototipo:* En la selección del material para la fabricación de equipos dedicados al sector hospitalario y de salud, se verificaron las normativas aplicadas en esta área. Según la normativa correspondiente, se establece que para el desarrollo de dispositivos, estanterías y mesas de uso clínico se debe utilizar acero austenítico.

Según [21], la institución debe disponer de lavabos, mesas, islas de trabajo, estanterías de almacenamiento de insumos y muebles en general fabricados de acero inoxidable de la serie AISI 304. De acuerdo con [50], actualmente se producen infecciones que se generan por la contaminación de sitios quirúrgicos y del mobiliario utilizado en las diferentes tareas que se desempeñan.

Conforme a estudios estadísticos citados por [12], las especies *Staphylococcus epidermis*, *Staphylococcus haemolyticus* *Staphylococcus saprophyticus* alcanzan el 80 % de los casos de contaminación en hospitales, clínicas y demás instituciones del sector hospitalario.

Es por eso que el acero inoxidable es el material más empleado en la construcción de dispositivos médicos, debido a que posee propiedades antimicrobianas, en particular se utiliza el acero inoxidable AISI 304 [41].

Resistencia mecánica		Punto de fluencia		Elongación	Pruebas de dureza	
Kg/mm ²	Psi	Kg/mm ²	Psi	% Min.	Rockwell B	Vickers
49	69500	18	25500	40	81.7	160

Figura 28. Tabla de propiedades del acero AISI 304[12]

Se determinó que el acero AISI 304 es la mejor opción para la construcción del prototipo. Sin embargo, debido a consideraciones de costos, mecanizado y accesibilidad, se decidió utilizar el acero de transmisión AISI 1018 para este proyecto de prototipo de prueba. A través de este prototipo, se comprobará su funcionalidad y se propondrá un prototipo ideal para la industria médica.

Equivalencia:	ASTM A 29/A29M - 16: 1018		DIN 1.1141		JIS S18C	
Composición Química:	%C	%Mn	%P	%S	----	----
	0.15 - 0.20	0.60 - 0.90	0.040 máx.	0.050 máx.	----	----
Condición de Suministro:	Recocido con una dureza estimada 126 HBN (~ 70 HRB) como estirado en frío (SAE J414a).					
Propiedades mecánicas (aprox. a temperatura ambiente):	Resistencia a la tensión MPa (Lb/in ²)		Límite elástico MPa (Lb/in ²)		% Elongación en 2.0"	
	440 (64,000)		370 (54,000)		15	
					Reducción de área %	
					40	

Figura 29. Tabla de propiedades del acero AISI 1018[42]

La aleación seleccionada tiene una resistencia a la tensión similar a la del acero AISI 304, pero su desventaja es su alto grado de corrosividad. Por lo tanto, se someterá a un proceso de galvanización para reducir su nivel de corrosión y, posteriormente, se aplicará pintura por electrostática para proteger aún más la superficie del material.

V-A4. *Selección de mecanismo de transmisión :* En la transmisión por banda de una máquina, es importante tener en cuenta el centro de inercia para garantizar la estabilidad de la máquina durante su operación. Por lo tanto, es recomendable evitar que el motor esté ubicado directamente en el eje de articulación del codo. En caso contrario, esto podría hacer que el centro de masa de la máquina fuera inestable, lo que podría afectar negativamente su desempeño. Además, también es necesario considerar el criterio de agarre del brazo del paciente. Si se coloca el motor en los costados de la estructura, podría chocar con el brazo del paciente y generar incomodidad o incluso lesiones. Por otro lado, para obtener los parámetros de velocidad necesarios en el diseño de la máquina, se puede recurrir a fuentes especializadas en el tema, como el documento de [20].

Músculo	Parámetro					
	$l_0^M(m)$	$l_s^T(m)$	$\alpha_0(^{\circ})$	$w(m)$	$v_{m\acute{a}x}(m/s)$	$F_{0,i}(N)$
Braquial	0,1044	0,054	0	0	1,044	987,3
Braquiorradial	0,1761	0,133	0	0	1,761	261,3
Bíceps largo	0,188	0,272	0	0	1,88	624,3
Bíceps corto	0,1865	0,192	0	0	1,865	435,6
Tríceps medio	0,1663	0,091	9	0,02602	1,663	624,3
Tríceps lateral	0,1709	0,098	9	0,02673	1,709	624,3
Tríceps largo	0,2377	0,143	12	0,04942	2,377	798,5

Figura 30. Estimación de fuerzas musculares durante el movimiento del brazo humano mediante optimización estático-fisiológica [53]

Al considerar que los músculos responsables de generar el movimiento en la articulación del codo son el braquial y el braquiorradial, se selecciona el valor más pequeño de las velocidades máximas entre estos dos músculos. Y así obtenemos el valor de 1.044 m/s ; este valor lo llevaremos a radianes sobre segundo, dando así:

v = velocidad tangencial

r = radio de la circunferencia

v = velocidad tangencial

ω = velocidad angular

$$v = v = r \cdot \omega \quad (18)$$

$$v = \omega = \frac{v}{r} \quad (19)$$

$$\omega = \frac{1,044 \frac{m}{s}}{0,15 m} = 6,96 \frac{rad}{s} \quad (20)$$

$$6,96 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60 s}{1 min} \cdot \frac{1 rev}{2\pi rad} = 66,46 rpm \approx 67 rpm \quad (21)$$

En el diseño del sistema de rehabilitación, se ha considerado un valor máximo de velocidad de 67 rpm, el cual se obtuvo al analizar la velocidad máxima de los músculos del braquial y braquiorradial. Este valor será ingresado según el criterio del médico para cada paciente, pero como medida de seguridad, el sistema solo se permitirá iniciar y regularse hasta dicha velocidad.

Para reducir los costos de la máquina, se optó por utilizar un mecanismo de transmisión por banda síncrona y se adquirió un kit de banda y piñones de cigüeñal del modelo de auto Chevrolet Aveo Activo 1.6 de la marca Gates, con un número de dientes de 94. Esta medida fue elegida teniendo en cuenta la anatomía del miembro superior.

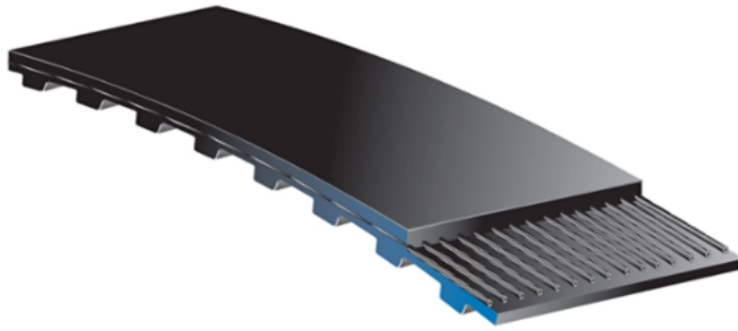


Figura 31. Banda sincrónica [19]

Siguiendo las recomendaciones del fabricante, se sugiere cambiar la banda del sistema de transmisión en función del kilometraje recorrido. En el caso del modelo de auto Chevrolet Aveo Activo 1.6, se debe realizar el cambio de la banda después de recorrer 40 km. Es importante tener en cuenta que el motor del Aveo Activo alcanza un par de torsión de 155 Nm a una velocidad de 4000 rpm, generando así una potencia de 85 KW. Sin embargo, para el prototipo del sistema de rehabilitación, se requiere un par de torsión máximo de 47 Nm a una velocidad de 67 rpm. A partir de estos datos, se puede calcular la potencia máxima que se necesita para el funcionamiento óptimo del sistema.

En el prototipo del sistema de rehabilitación, se ha utilizado una banda síncrona capaz de soportar hasta 200 HP a una velocidad máxima de 10000 rpm. Aunque no es la banda ideal para este sistema debido a su alto tiempo de vida, se decidió utilizarla por razones de costos. En el mercado automotriz ecuatoriano, esta banda tiene un costo mucho menor en comparación con otras opciones. Para calcular las distancias entre centros, se ha considerado que el paso de la banda es de 9,525 mm. [19]

$$L = p \cdot N \quad (22)$$

L = Longitud de la banda
 p = paso de la banda
 N = Numero de dientes

$$P = 2 \cdot \pi \cdot r \quad (23)$$

P = Perímetro de las poleas conductoras
 r = Radio de las poleas

$$C = 895,35 - 175,92 = \frac{719,43}{2} = 359,71mm \quad (24)$$

En el diseño del sistema de rehabilitación, se ha establecido una distancia teórica de 359.71 mm entre los ejes de la banda y la polea. Sin embargo, para abordar la incertidumbre y garantizar la precisión del sistema, se han construido tres estructuras con diferentes tolerancias en relación con el valor teórico. De esta manera, se podrá seleccionar la medida adecuada para el proyecto en cuestión.

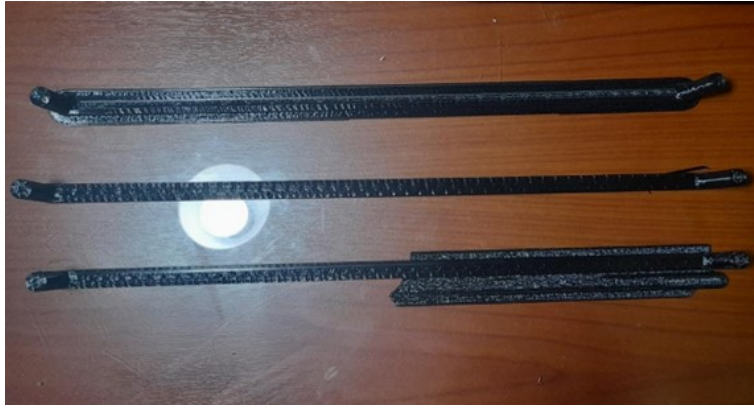


Figura 32. Prototipos impresos en 3D para medir la distancia entre los centros de las poleas conductoras. Elaborados por los autores.

Después de realizar los ensayos correspondientes para ajustar la banda con los separadores de polea, se ha determinado que la distancia a tomar como parámetro para el proyecto en cuestión es de 361 mm. Para llegar a esta conclusión se han llevado a cabo una serie de pruebas que han permitido determinar cuál es la distancia más adecuada para asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

Se ha comprobado que esta distancia permite que la banda trabaje de manera óptima y que no se produzcan fallos en el mecanismo. Con base en este resultado, se ha procedido a realizar las adecuaciones necesarias para ajustar la distancia entre ejes a 361 mm y garantizar así el correcto funcionamiento del proyecto.

V-A5. Cálculo de perno elevador de estructura y tren de engranajes: Para llevar a cabo el siguiente análisis, se realizaron los cálculos correspondientes para seleccionar las piezas vitales que formarán parte del prototipo y que estarán sometidas a altas cargas. Entre estas piezas se encuentran el tren de engranajes y el perno elevador.

En el caso del tren de engranajes, se eligió un material de alta resistencia capaz de soportar cargas elevadas y que garantice el rendimiento del prototipo. Por su parte, el perno elevador fue seleccionado por su capacidad de soportar cargas axiales y radiales, además de contar con una alta resistencia a la fatiga.

Una vez seleccionadas las piezas vitales, se procedió a realizar los cálculos necesarios para garantizar su correcto funcionamiento y su capacidad para soportar las cargas previstas en el diseño del prototipo.

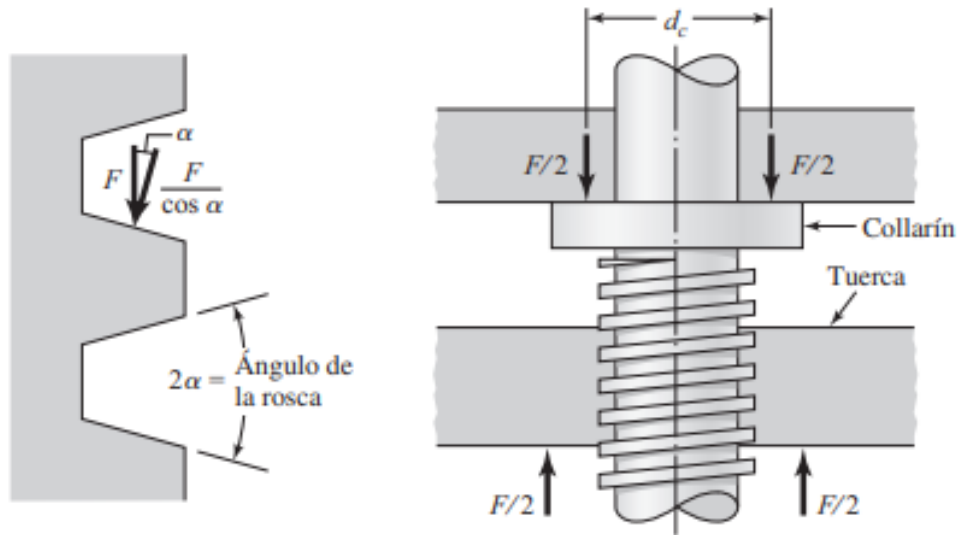


Figura 33. Diagrama de partes de un perno [43]

Para la subida del perno M36:

$F = 137,2 \text{ N}$ (fuerza aplicada)

$d_c = 40 \text{ mm}$ (diámetro de collarín)

$d = 36 \text{ mm}$ (diámetro del perno)

$f = 0,15$ (coeficiente de fricción)

$dp = 34 \text{ mm}$ (diámetro de paso)

$dr = 32 \text{ mm}$ (diámetro de raíz)

El torque de subida del perno se calcula como:

$$T_R = \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot dm}{\pi \cdot dm - f \cdot l} \right) \quad (25)$$

$$TR = \frac{137,2 \text{ N} \cdot 34 \times 10^{-3}}{2 \left(\frac{4 \times 10^{-3} + \pi \cdot 0,15 \cdot 34 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 34 \times 10^{-3} - 0,15 \cdot 4 \times 10^{-3}} \right)} + \frac{137,2 \cdot 0,15 \cdot 40 \times 10^{-3}}{2} \quad (26)$$

$$0,43 \text{ m} + 0,4116 \text{ Nm} = 0,84 \text{ Nm} \quad (27)$$

Para la bajada del perno:

El torque de bajada del perno se calcula como:

$$T_L = \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot f \cdot dm - l}{\pi \cdot dm + f \cdot l} \right) \quad (28)$$

$$TL = \frac{137,2 \text{ N} \cdot 34 \times 10^{-3}}{2 \left(\frac{\pi \cdot 0,15 \cdot 34 \times 10^{-3} - 4 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 34 \times 10^{-3} + 0,15 \cdot 4 \times 10^{-3}} \right)} = 0,67 \text{ Nm} \quad (29)$$

Eficiencia global para elevar la carga:

$$e = \frac{F \cdot l}{2\pi \cdot TR} \quad (30)$$

$$e = \frac{137,2 \cdot 4 \times 10^{-3}}{2\pi \cdot 0,84} = 0,10 \quad (31)$$

Esfuerzo máximo Axial:

$$\sigma = -\frac{4 \cdot 137,2 \text{ N}}{\pi \cdot (32 \times 10^{-3} \text{ m})^2} = -0,17 \text{ MPa} \quad (32)$$

Esfuerzo de apoyo del perno:

$$\sigma_B = -\frac{2 \cdot 0,38 \cdot 137,2 \text{ N}}{\pi \cdot (34 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 4 \times 10^{-3} \text{ m}} = -0,24 \text{ MPa} \quad (33)$$

Esfuerzo ante la flexión del perno:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot 0,38 \cdot 137,2 \text{ N}}{\pi \cdot (32 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 4 \times 10^{-3} \text{ m}} = 0,77 \text{ MPa} \quad (34)$$

Datos para esfuerzos de Von Misses

$$\sigma_x = 0,77 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma_y = -0,17 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\sigma_z = 0 \quad (37)$$

$$\tau_x = 0 \quad (38)$$

$$\tau_{yz} = 0,13 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\tau_{zx} = 0 \quad (40)$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(0,77 - 0)^2 + [0 - (-0,17)]^2 + (-0,17 - 0,77)^2 + 6(0,13)^2} \approx 0,89 \text{ MPa} \quad (41)$$

Esfuerzos planos:

$$\sigma_{1,2} = \frac{-0,17}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-0,17}{2}\right)^2 + (0,13)^2} \approx 0,70, -0,24 \quad (42)$$

Esfuerzos principales de Von Misses

$$\sigma'' = \sqrt{\frac{(0,77 - 0,7)^2 + (0,7 - (-0,17))^2 + (-0,17 - 0,77)^2}{2}} \approx 0,90 \text{ MPa} \quad (43)$$

Esfuerzo al cortante máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{0,77 \text{ MPa} - (-0,24 \text{ MPa})}{2} \approx 0,505 \text{ MPa} \quad (44)$$

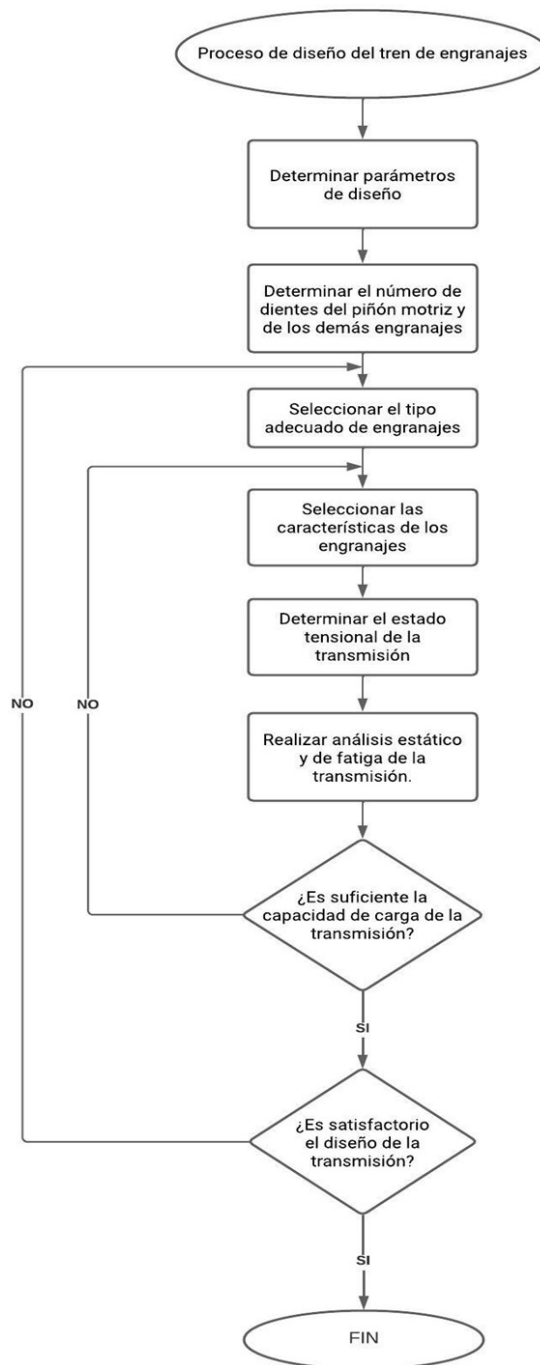


Figura 34. Diagrama de flujo del proceso de selección del tren de engranes. Elaborado por autores.

V-A6. *Diseño y selección del tren de engranes:* El diseño de engranajes es un proceso crítico en el desarrollo de un prototipo, donde se deben considerar diversos factores, tales como la relación de transmisión, el torque, la velocidad, el tamaño y la capacidad de carga. En este caso, se utilizó un motor NEMA 23 como entrada, el cual es un estándar de la industria para motores de alta calidad. Además, se utilizó una caja de engranajes planetarios, que es una solución eficiente y compacta para la transmisión de potencia en aplicaciones de alta carga. La relación de transmisión de 5:1 fue elegida para amplificar el torque del motor, lo que permitió obtener una salida de la caja reductora de 15 Nm. Posteriormente se procede a realizar la conexión de la salida de la caja de reducción del motor Nema 23 a un tren de engranes que consta de dos etapas, con una relación de 2:1 en cada una. Para

lograr esto, se realiza el acoplamiento de un piñón de 13 dientes en paralelo con dos engranes de 30 dientes cada uno, los cuales están conectados en serie a un engrane de 60 dientes. Esta configuración permite obtener el torque necesario para el prototipo. La elección de la relación de engranaje adecuada es fundamental para garantizar el correcto funcionamiento del sistema y la transmisión de la potencia requerida. Además, es importante tener en cuenta la compatibilidad entre los diferentes elementos de la transmisión y su capacidad para soportar la carga de trabajo prevista.

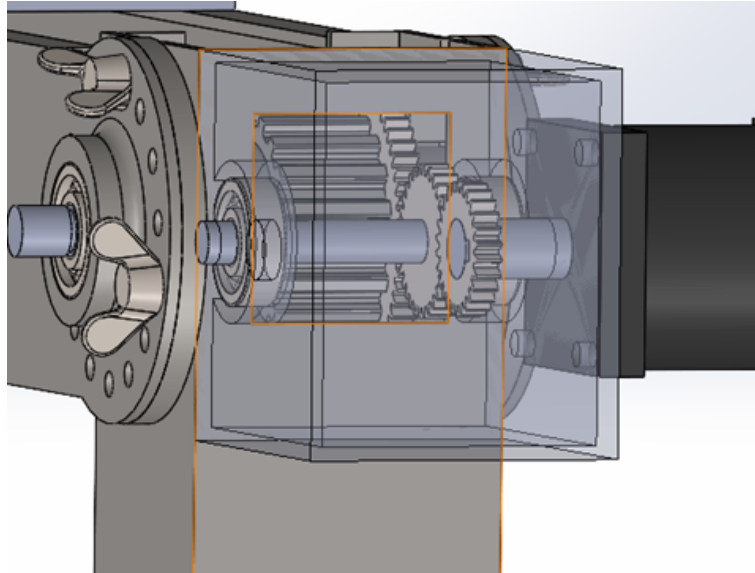


Figura 35. Diseño de ten de engranes acoplado al prototipo

$$N_p = \frac{2k}{3 \sin(20^\circ)} \left(1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2(20^\circ)} \right) = 12,3 \approx 13 \quad (45)$$

En el diseño siguiente, se ha realizado un cálculo para determinar el número mínimo de dientes requerido para el piñón, resultando en la necesidad de al menos 13 dientes. Con base en esta información, se determinó que el número mínimo de dientes para la corona sería de 30 dientes, lo que proporciona una relación de transmisión de aproximadamente 2:1 para la primera etapa del sistema.

En la segunda etapa del sistema, se utiliza un engranaje con 30 dientes y se aplica una relación de transmisión de 2:1, lo que resulta en la necesidad de una corona con 60 dientes. Al multiplicar las relaciones de transmisión de ambas etapas, se obtiene una relación de transmisión total de 4:1.

Para asegurar que las dimensiones del sistema sean adecuadas, se ha decidido utilizar un módulo de 1,125. Esta elección se basa en un análisis detallado:

Primero, calculamos el ángulo de helicoidal β :

$$\tan \beta = \tan \alpha \cos \phi$$

donde ϕ es el ángulo de paso, que en el caso de engranes rectos es $\phi = 0^\circ$:

$$\beta = \tan^{-1}(\tan \alpha \cos \phi) = \tan^{-1}(\tan 20^\circ \cos 0^\circ) = 11,31^\circ$$

Luego, calculamos el paso circular:

$$p_c = \pi m \cos \beta = \pi \cdot 1,125 \cdot \cos 11,31^\circ = 3,609 \text{ mm}$$

Y el paso diametral de los engranes 2 y 3:

$$P_{d2} = \frac{\pi}{\tan \beta} = \frac{\pi}{\tan 11,31^\circ} = 25,729 \text{ mm}$$

$$P_{d3} = \frac{\pi}{\tan \beta} = \frac{\pi}{\tan 11,31^\circ} = 25,729 \text{ mm}$$

Calculamos los diámetros primitivos de los engranes 2 y 3:

$$d_{p2} = z_2 m = 30 \cdot 1,125 = 33,75 \text{ mm}$$

$$d_{p3} = z_3 m = 60 \cdot 1,125 = 67,5 \text{ mm}$$

Luego, calculamos las distancias entre centros de los engranes:

$$a_{12} = \frac{1}{2}(d_{p1} + d_{p2}) = \frac{1}{2}(14,625 + 33,75) = 24,1875 \text{ mm} \quad a_{23} = \frac{1}{2}(d_{p2} + d_{p3}) = \frac{1}{2}(33,75 + 67,5) = 50,625 \text{ mm}$$

En el proceso de verificación del sistema, se determinó que ambos engranajes deben tener los mismos pasos diametrales para garantizar un funcionamiento adecuado. Se llevó a cabo un análisis detallado para confirmar que ambos engranajes cumplieran con este requisito y se encontró que efectivamente se cumplía la condición.

En cuanto al dimensionamiento del sistema, se ha considerado el diámetro del círculo de la cabeza del piñón y el engrane. Este factor es crucial para garantizar la correcta transmisión de fuerza entre los componentes del sistema. Se han realizado cálculos detallados para determinar los diámetros óptimos y asegurar un rendimiento eficiente del sistema.

Diámetro del círculo de piñón = 16.885mm

Diámetro del círculo del engrane = 36.01mm

Durante la fase de análisis de la transmisión, se procedió a efectuar una evaluación exhaustiva de los engranajes correspondientes a la segunda etapa del sistema. Cabe destacar que se excluyó del análisis el engranaje central, ya que su cálculo fue previamente realizado en la etapa anterior.

Para llevar a cabo esta tarea, se emplearon diversas técnicas de inspección y medición para determinar las propiedades físicas y mecánicas de los engranajes. Así obtenemos que el diámetro del círculo del engrane es igual a 69.76mm

Tras haber obtenido el último valor de la evaluación, se procedió a verificar la capacidad del engranaje en cuestión para rotar sin obstrucciones en la caja de poleas dentadas, tomando en consideración las dimensiones de esta. La caja presentaba una medida de 75 mm, y se llevó a cabo un análisis minucioso para determinar si el engranaje sería capaz de girar dentro de ella sin ningún tipo de choque con las paredes.

Se pudo confirmar que, con el valor obtenido, el engranaje sería capaz de rotar sin dificultad en la caja de poleas dentadas, gracias a que su diámetro de cabeza no superaba las dimensiones de dicha caja. Es importante destacar que el diámetro de cabeza del engranaje está directamente relacionado con el valor del módulo, de tal manera que un incremento en este valor provocaría un aumento en el diámetro de cabeza, lo que podría sobrepasar las dimensiones que limitan el ingreso del engranaje en la caja.

Por tanto, se concluye que la elección del valor adecuado del módulo es crucial para garantizar la compatibilidad y el correcto funcionamiento del engranaje dentro del sistema de transmisión. Es fundamental realizar un análisis detallado de las dimensiones y las características de todos los componentes involucrados, a fin de garantizar la eficiencia y la fiabilidad del sistema en su conjunto.

Además, se ha considerado la resistencia de los materiales utilizados en la fabricación de los engranajes para garantizar la durabilidad y fiabilidad del sistema. Cálculos el factor de espesor de aro K_b que es el valor que define el ajuste del esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado, y está en función de la relación del apoyo mb .

$$mb = \frac{tr}{ht} \quad (46)$$

En donde tr es el espesor debajo del diente y ht la profundidad total del diente, para así cumplir la siguiente función.

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases}$$

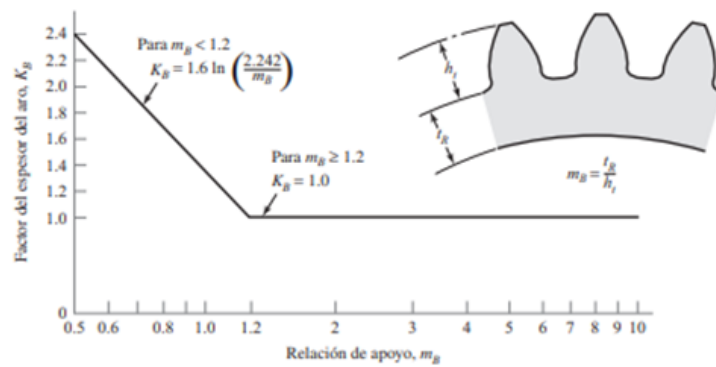


Figura 36. Diagrama de factor de espesor de arco de un engranaje[43]

Piñón:

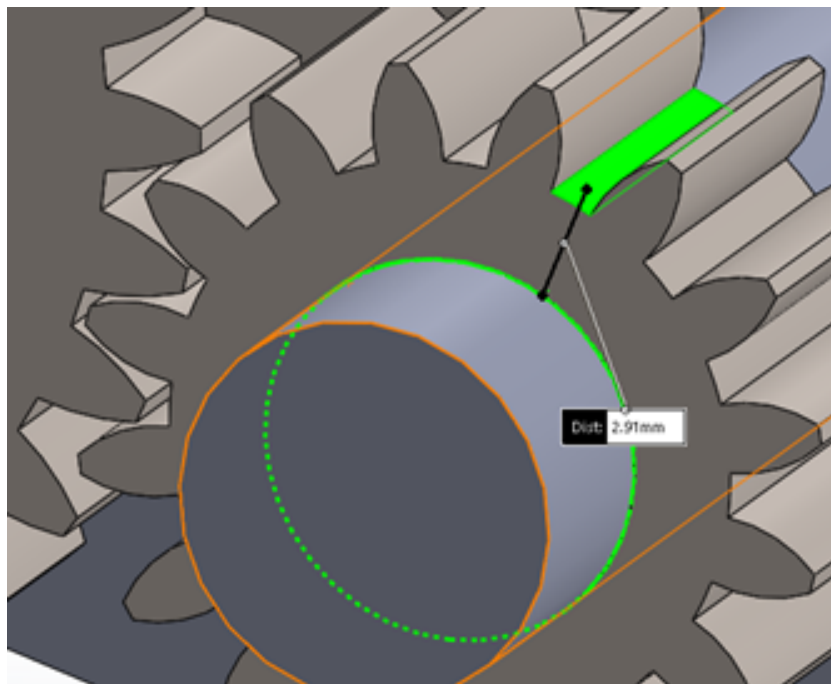


Figura 37. Diseño CAD del piñón motriz. Elaborado por autores

$$mb = \frac{2,91}{a + b} = \frac{2,91}{1,13 + 1,42} = 1,14 \quad (47)$$

$$Kb = 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{1,14} \right) = 1,08 \quad (48)$$

Engrane 1

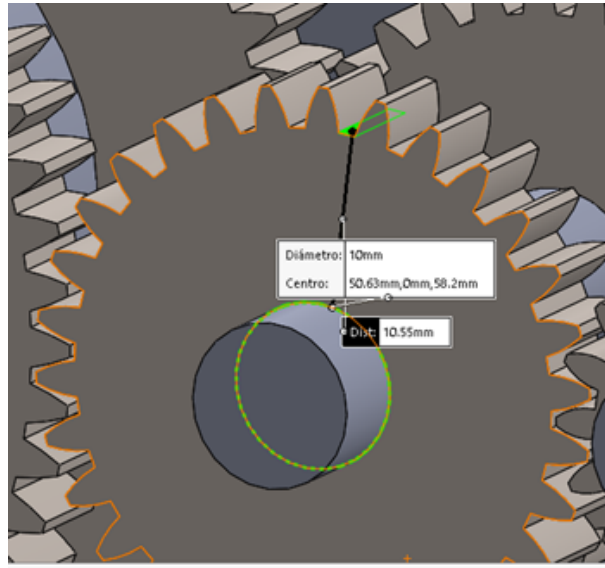


Figura 38. Diseño de engrane 1 acoplado al piñón motriz. Elaborado por autores

El análisis para la obtención del engranaje 1

$$mb = \frac{10,55}{a + b} = \frac{10,55}{1,13 + 1,42} = 4,13 \quad (49)$$

$$Kb = 1 \quad (50)$$

Engranaje 2

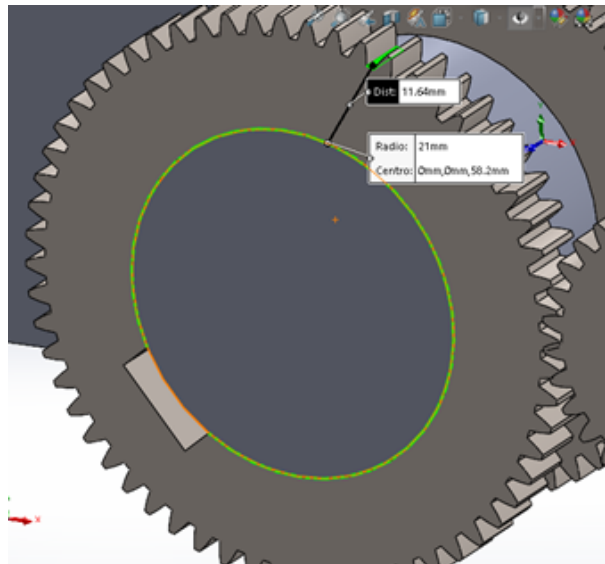


Figura 39. Diseño de engrane 2 conectado a poleas y banda de transmisión. Elaborado por autores.

Siguiendo un análisis similar, se obtiene los datos:

$$mb = \frac{11,64}{a + b} = \frac{11,64}{1,13 + 1,42} = 4,56 \quad (51)$$

$$Kb = 1 \quad (52)$$

Es así como la fuerza transmitida a través de un engrane rotatorio se la puede calcular relacionando el par de torsión y la velocidad angular.

$$H = T\omega = \left(\frac{W_t d}{2}\right)\omega \quad (53)$$

$$H = 47 \text{ Nm} \times 6,96 \text{ radios/s} = 327 \text{ vatios} \quad (54)$$

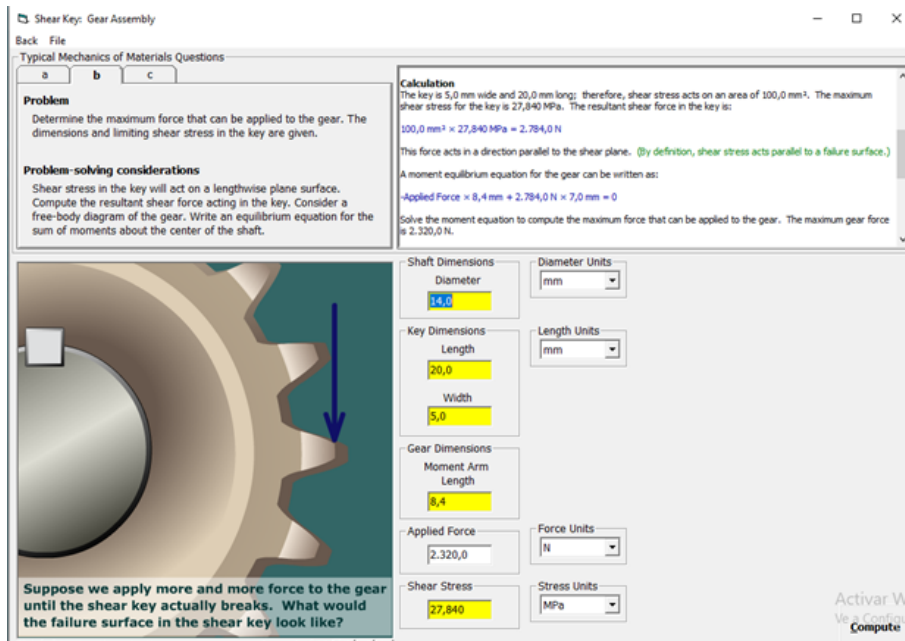


Figura 40. Simulación en software MDSolids del piñón motriz junto con su chaveta. Elaborado por autores

Se llevó a cabo la simulación del piñón motriz a través del uso de herramientas de modelado de elementos finitos. El objetivo principal de esta simulación fue calcular la fuerza máxima a la que cada diente del piñón sería sometido durante su funcionamiento, con el fin de determinar el esfuerzo máximo que experimentaría cada uno de ellos.

Una vez concluida la simulación del piñón, en la que se transmitió un torque específico, se procedió a verificar la capacidad de la chaveta diseñada para soportar la carga a la que sería sometida. En este sentido, se llevó a cabo una comprobación exhaustiva de la capacidad de la chaveta para evitar posibles daños al mecanismo en caso de una sobrecarga.

Una vez se obtuvieron todos los datos necesarios, se procedió a realizar un análisis de la capacidad de carga y resistencia de los engranajes. Este análisis se llevó a cabo utilizando métodos de cálculo y simulación específicos, lo que permitió evaluar la capacidad del sistema para soportar cargas y torque, así como predecir posibles fallos o desgastes en los componentes.

V-A7. Diseño CAD de la estructura: Se planteó la idea de desarrollar un eje roscado como se muestra en la figura 41 que permitiera ajustar la altura del prototipo con el fin de adaptarlo a cualquier medida de miembro superior de los pacientes. Esta propuesta surgió a partir de la necesidad de contar con un dispositivo flexible y versátil, capaz de ajustarse a las características anatómicas de cada persona y garantizar una correcta funcionalidad. Para lograr este objetivo, se diseñó un eje roscado que permitiera realizar ajustes precisos en la altura del prototipo.

Además, se implementaron diversas mejoras en el diseño del prototipo para asegurar su estabilidad y durabilidad. Se utilizaron materiales resistentes y de alta calidad en su fabricación, y se incorporaron elementos de seguridad que evitaban cualquier riesgo de lesión o daño para el usuario. En definitiva, el desarrollo de este eje roscado para variar la altura del prototipo permitió obtener un dispositivo mucho más adaptable y funcional, capaz de adaptarse a las necesidades específicas de cada paciente.

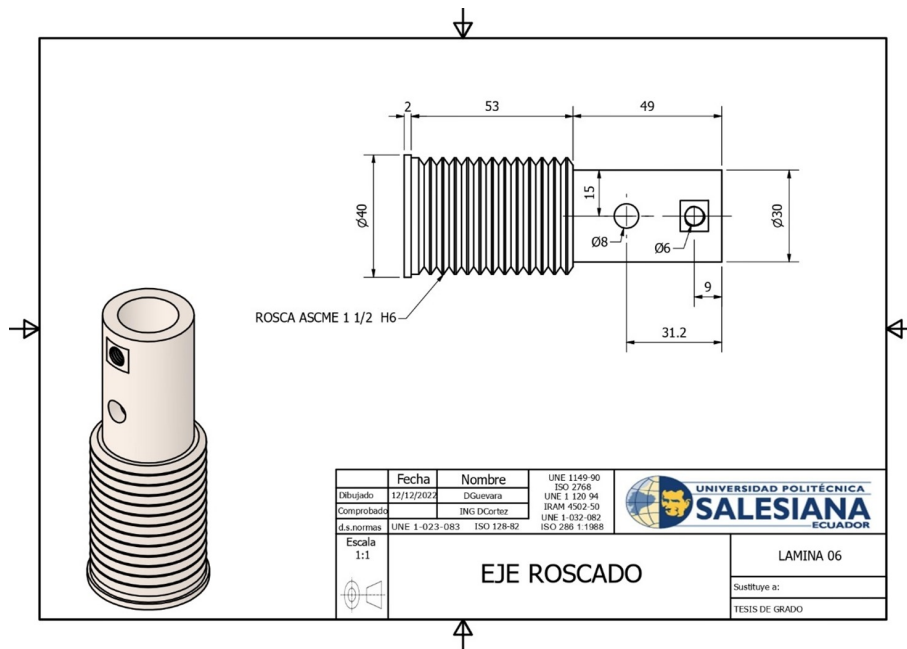


Figura 41. Diseño CAD de eje roscado regulador de altura. Elaborado por autores.

Posteriormente en la figura 42, se tomó en cuenta la medida de la distancia entre poleas obtenida que se ha utilizado para el diseño de la estructura en las serán ensambladas. Se ha tenido en cuenta que la medida de esta estructura debe estar acorde con la medida del brazo y antebrazo promedio, para asegurar la correcta adaptación del sistema a la anatomía humana

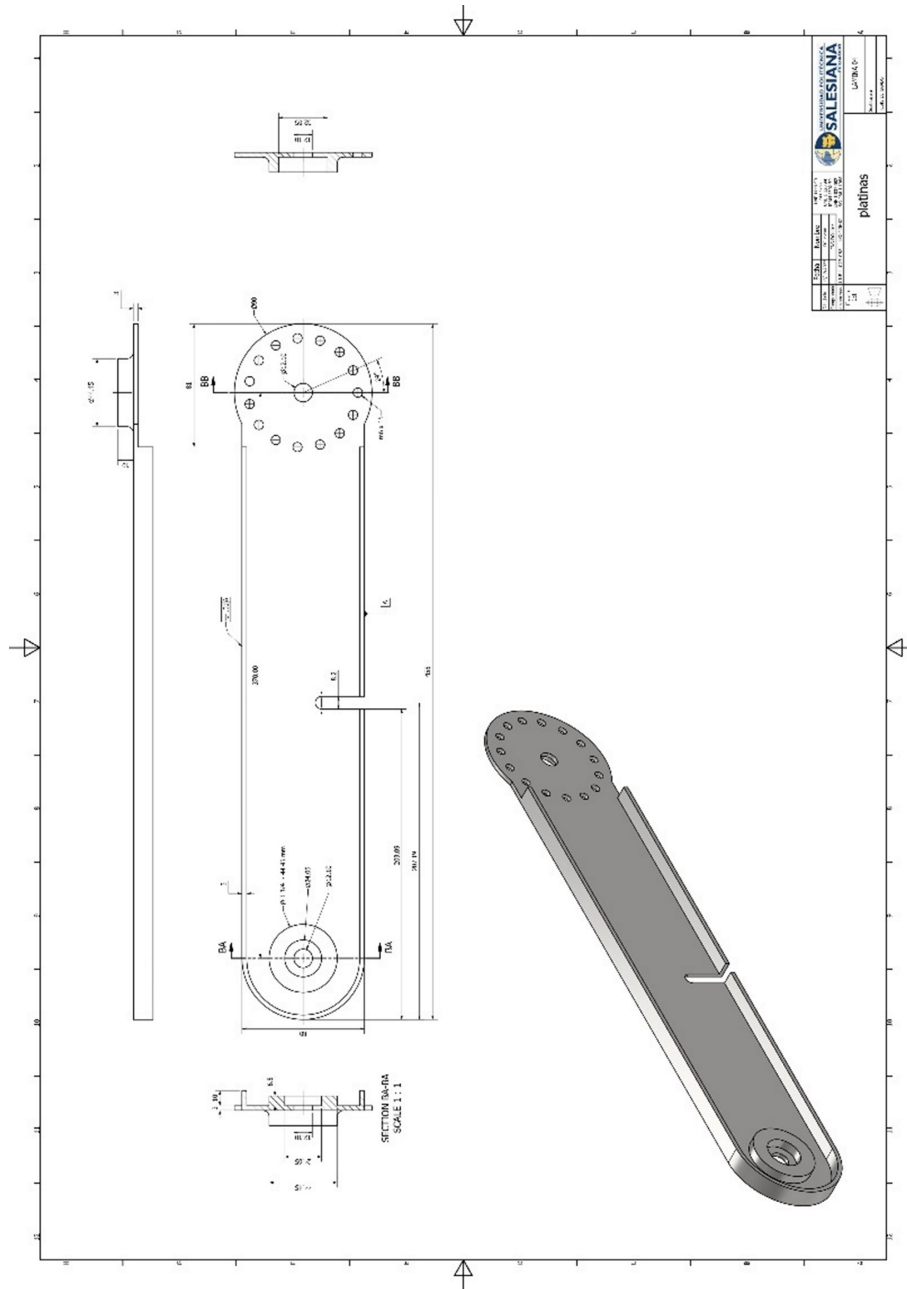


Figura 42. Diseño de platinas, sujetadoras del brazo. Elaborado por autores

Para tratamiento de personas con el brazo afectado, ya sea el izquierdo o el derecho, se ha procedido a generar un diseño estructural que pueda ser adaptable a ambos brazos. De esta forma, se asegura que el sistema pueda ser utilizado por cualquier persona, sin importar su preferencia de mano dominante. Se ha puesto especial énfasis en la ergonomía del diseño, para garantizar la comodidad del usuario. Se ha realizado una perforación en el centro de la platina para acoplar el templador de la banda en el proyecto en cuestión. Además, se ha diseñado una serie de agujeros que permiten tener un grado de libertad del brazo y fijar el sistema en un ángulo preciso para su uso en la rehabilitación. Estos agujeros permiten una mayor adaptabilidad del sistema a diferentes usuarios, ya que pueden ser ajustados en función de las necesidades específicas de cada persona. Además, el diseño cuidadoso de los agujeros permite fijar el sistema en un ángulo exacto para asegurar la correcta rehabilitación del brazo.

La siguiente pieza de la figura 43 fue diseñada con el propósito de acoplarse perfectamente a la polea dentada y, a su vez, servir como la base del tren de engranes del prototipo. Su función principal es la de, permitir la transmisión del torque del motor a través de los engranajes y, finalmente, a la articulación correspondiente

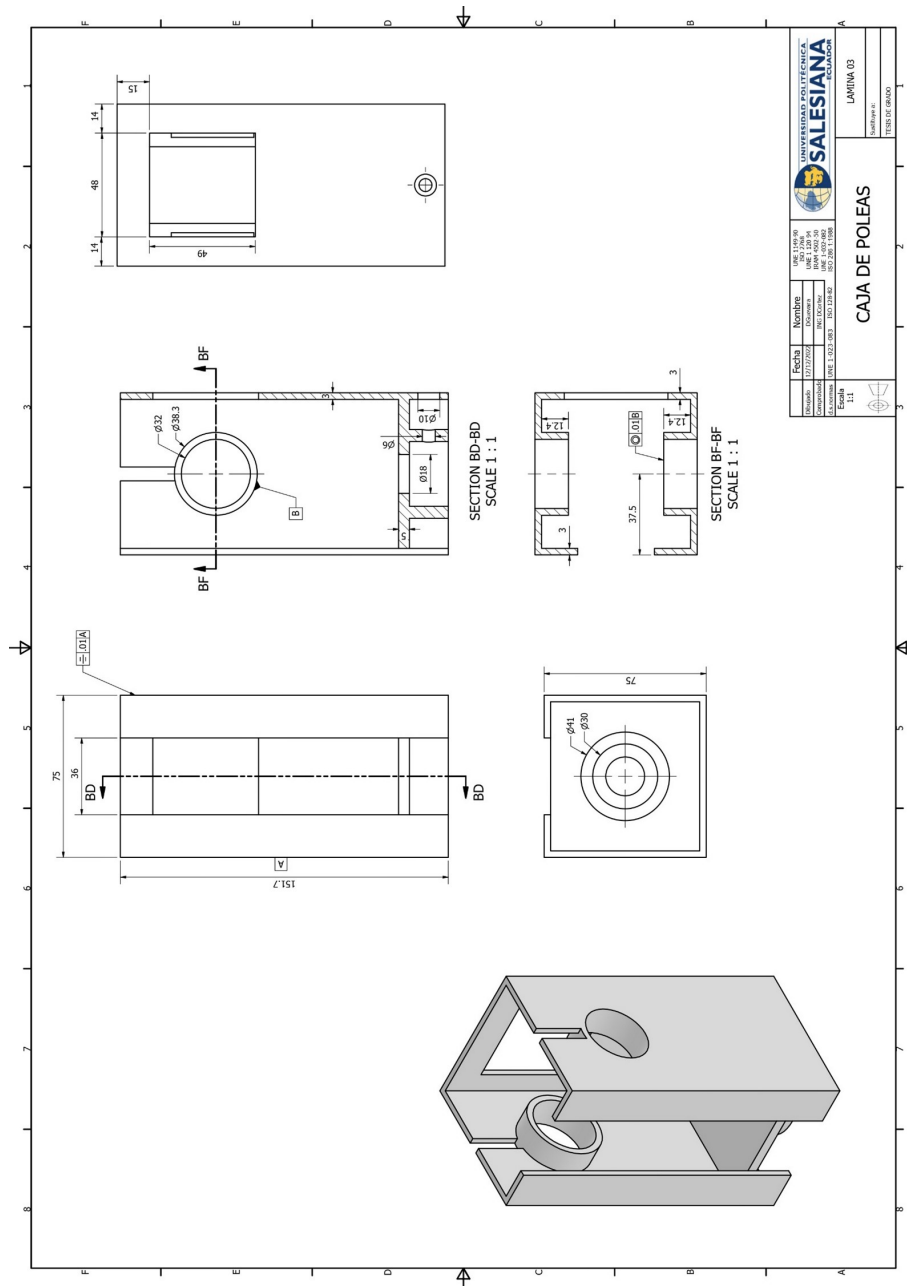


Figura 43. Diseño de caja de poleas motrices. Elaborado por autores.

Este diseño resultó muy efectivo en la práctica, ya que permitió un movimiento preciso y fluido de la articulación, sin ningún tipo de fricción o impedimento. Además, su construcción robusta y resistente asegura su durabilidad y funcionalidad a largo plazo. Cabe destacar que la elección de esta pieza como base del tren de engranes fue el resultado de un riguroso proceso de selección y análisis de diferentes opciones. Se consideraron diversos factores, como la resistencia y durabilidad de los materiales, la facilidad de fabricación y ensamblaje, y la compatibilidad con el motor y las demás partes del prototipo. En resumen, la pieza diseñada para acoplarse a la polea dentada y servir como base del tren de engranes del prototipo resultó ser una solución efectiva y confiable para la transmisión

del torque del motor a la articulación correspondiente.

El siguiente boceto de la figura 44 fue adaptada con un piñón de cigüeñal de un automóvil Chevrolet activo 1.6 para cumplir su función en el prototipo. Para lograrlo, se le acopló una célula de 42 mm, la cual se diseñó cuidadosamente para obtener el agujero del eje de manera precisa y con su respectiva cuña para lograr la mayor sujeción posible.

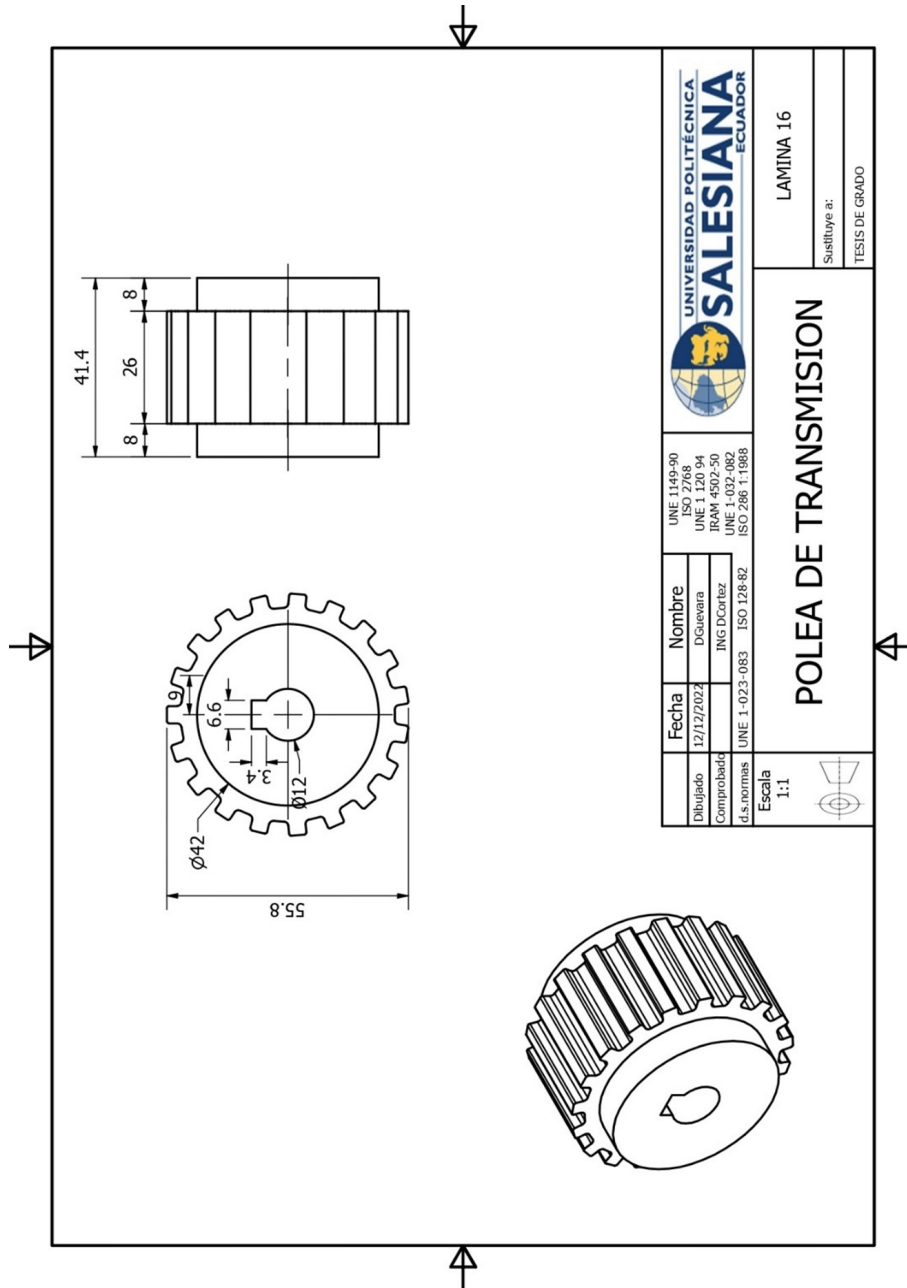


Figura 44. Diseño de poleas motrices encargas de junto con la banda transmitir el toque a la articulación. Elaborado por autores.

El proceso de adaptación de la polea y el piñón de cigüeñal se llevó a cabo con gran detalle, ya que era importante la compatibilidad y el correcto funcionamiento de ambas partes en el prototipo. La célula de 42 mm fue seleccionada por su tamaño y características, las cuales la hacen ideal para el propósito del prototipo. Una vez que se obtuvo el piñón de cigüeñal de un automóvil Chevrolet activo 1.6, se procedió a acoplarlo a la polea, para lo cual se utilizó una técnica de ajuste por presión. De esta forma, se logró una conexión sólida y resistente entre

ambas partes. En resumen, la adaptación de la polea con un piñón de cigüeñal de un automóvil Chevrolet activo 1.6 y la posterior incorporación de la célula de 42 mm fueron esenciales para el funcionamiento del prototipo. La precisión en el diseño del agujero del eje y la cuña para la sujeción de la célula, junto con la técnica de ajuste por presión.

El plano CAD de la figura 45 corresponde a las platinas, estas fueron desarrolladas con la finalidad de que pudieran sujetarse firmemente con unas abrazaderas de fijación, así como de agarrar el antebrazo y transmitir el movimiento a la articulación correspondiente. Este diseño resultó muy útil en diversas aplicaciones, desde la fabricación de prótesis hasta la creación de herramientas para la industria de la medicina.

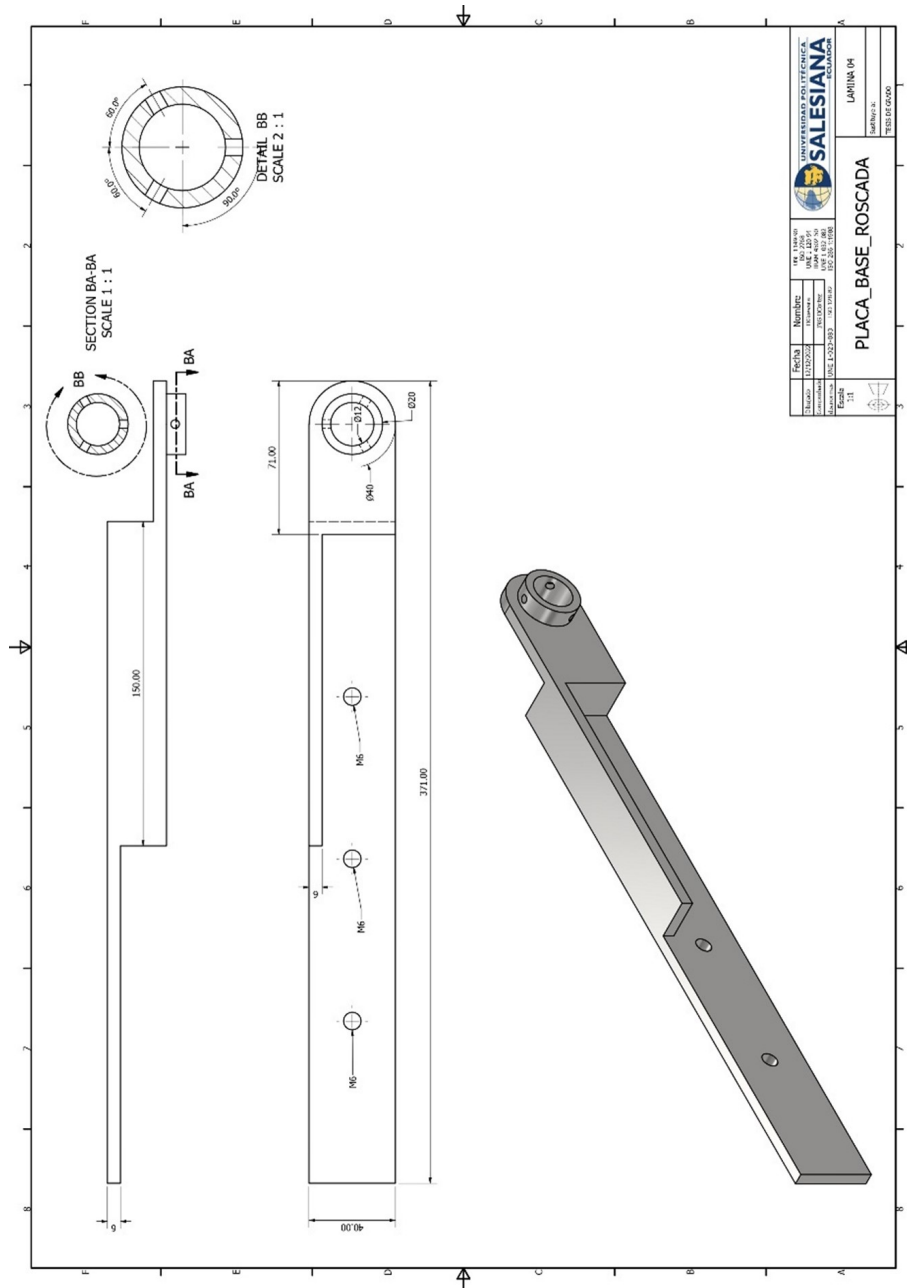


Figura 45. Diseño de platinas sujetadoras de antebrazo. Elaborado por autores.

En particular, las platinas presentan una superficie rugosa que les permite adherirse con mayor eficacia a las abrazaderas de fijación, evitando así cualquier deslizamiento o movimiento indeseado. Además, su forma anatómica

se adapta perfectamente al antebrazo, lo que permite una distribución uniforme de la fuerza y una transmisión del movimiento precisa. Por otra parte, el material utilizado en la fabricación de estas platinas es extremadamente resistente y duradero.

En el presente diseño de la figura 46 se ha llevado a cabo el diseño de los soportes del actuador blando mediante la técnica de manufactura aditiva 3D. Estos soportes, que se muestran en la figura 46 y figura 47, han sido diseñados para ser fijados a la platina de agarre del brazo y transmitir la carga generada por el actuador blando a las platinas del antebrazo, en donde se sitúa otro soporte del actuador blando. De esta forma, se logra generar el movimiento pasivo de flexo-extensión en la articulación del codo. Los prototipos de soportes se han fabricado utilizando material PETG y se han diseñado siguiendo criterios de optimización de masa para garantizar su capacidad de soportar las cargas transmitidas por el actuador.

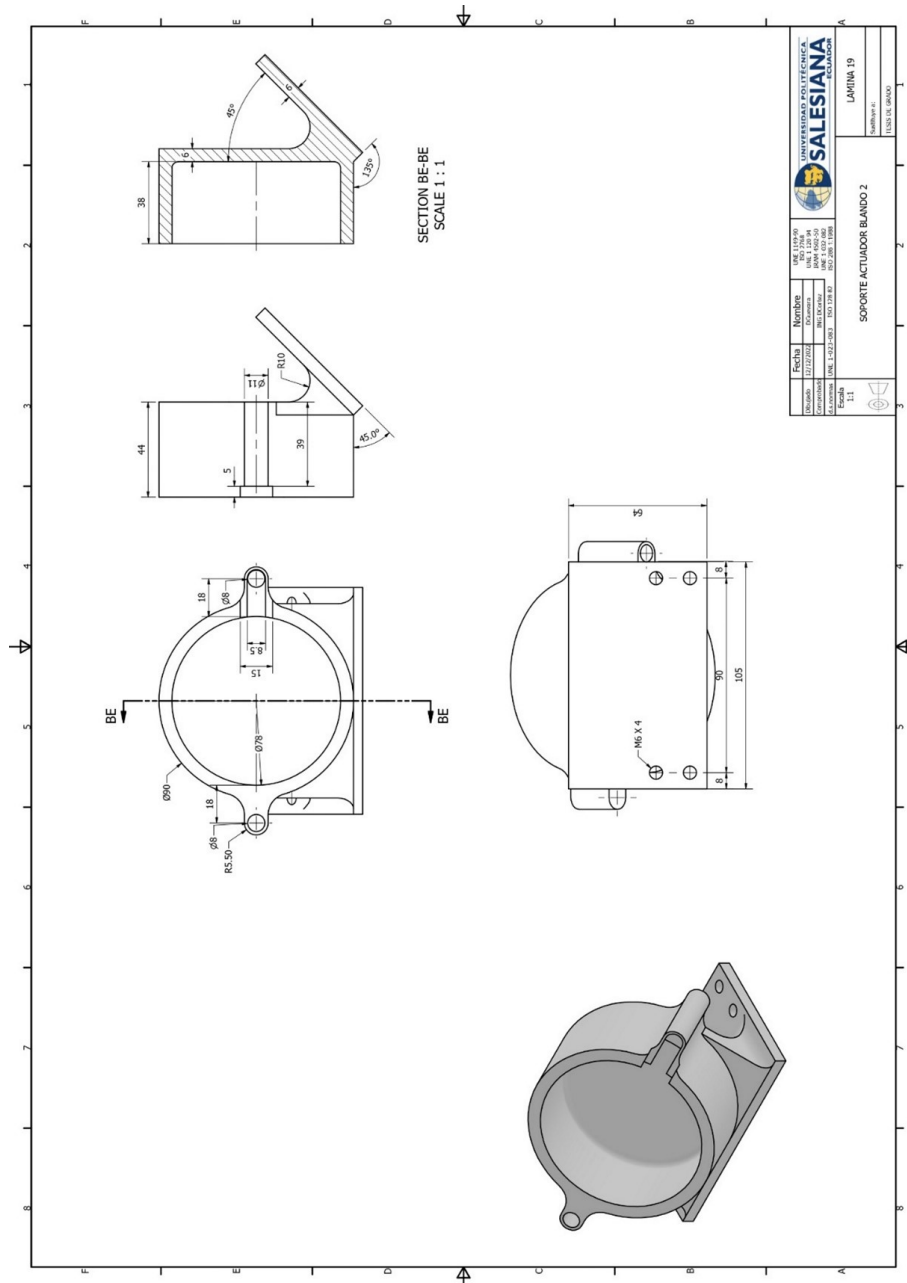


Figura 46. Diseño del soporte de actuador blando platinas del antebrazo. Elaborado por autores.

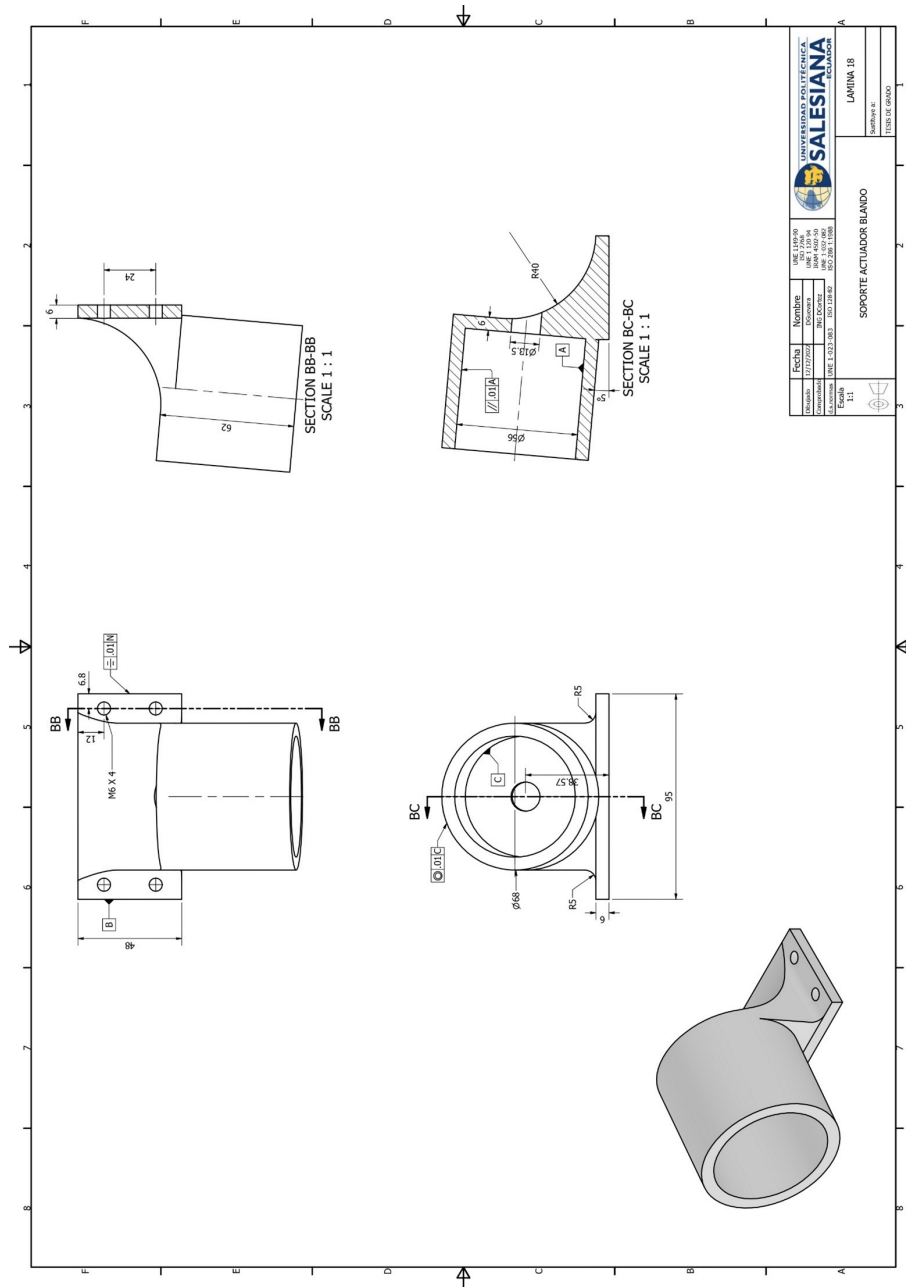


Figura 47. Diseño de soporte de actuador blando acoplado en platina de agarre del brazo. Elaborado por autores

En el diseño planteado, se ha establecido que el primer soporte tenga un ángulo de inclinación de 5° y el segundo soporte tenga un ángulo de inclinación de 45° . De esta forma, se logra generar un recorrido gradual desde los 5° hasta los 45° cuando el actuador blando se deforma por causa de la presión del aire del compresor. Este diseño limita la capacidad del actuador para sobrepasar los grados establecidos, lo que es necesario para resguardar la articulación de codo del paciente y evitar causarle algún daño. Los criterios de seguridad se han tenido en cuenta en todo momento para garantizar que el diseño cumpla con los requisitos necesarios.

V-A8. Modelado matemático del prototipo :

- Cinemática directa del prototipo de rehabilitación Aplicando matrices de transformación homogénea basadas en los grados de libertad, se define la cinemática directa de la estructura del dispositivo. Esto permite calcular

la posición y orientación del extremo del robot en función de las coordenadas de sus juntas y las longitudes de sus enlaces. Es una técnica esencial en la robótica y se utiliza para controlar la posición y el movimiento de un robot. Además, permite que el robot interactúe con su entorno de manera más precisa y eficiente. En la evaluación de las dimensiones del dispositivo, se consideran los grados de libertad que posee, los cuales se miden en ángulos y desplazamientos. Se toma como punto de referencia las coordenadas (0,0,0) y se determina que la altura del dispositivo es de 350 mm en relación con el eje Z. La articulación Q4, al ser extendida, permite que el dispositivo tenga un radio de 750 mm con respecto al eje Y. El grado de libertad Q1 tiene un rango máximo de 180°, mientras que el grado Q2 tiene un desplazamiento máximo de 50mm. El grado de libertad Q3 tiene un máximo de 45°, y, por último, el grado de libertad Q4 cuenta con 120° de libertad sin un tope mecánico. Sin embargo, al introducir el tope mecánico, el grado de libertad Q4 se reduce a 90°. Todo esto es esencial en la planificación y diseño de estructuras de dispositivos robóticos.

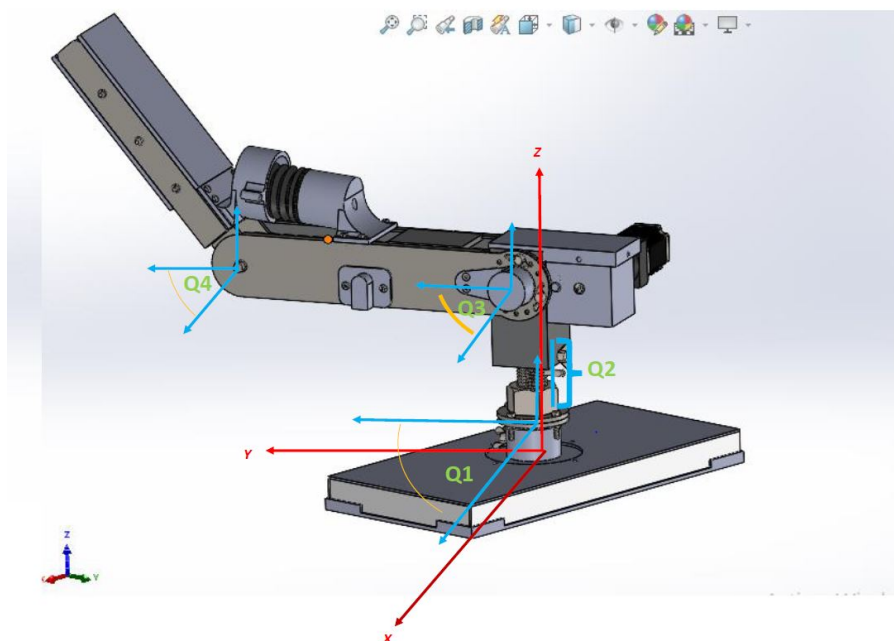


Figura 48. Gráfica de los grados de libertad del prototipo de rehabilitación. Elaborada por los autores.

En el siguiente planteamiento de las matrices de transformación homogénea directa, se aborda el tema de manera detallada, tomando en cuenta los grados de libertad del sistema en cuestión. Para ello, se realizó un análisis exhaustivo de las diferentes variables que intervienen en el proceso de transformación, con el fin de establecer una metodología clara y efectiva.

Se consideraron factores como la posición y orientación de los elementos en el espacio, las coordenadas cartesianas, las rotaciones y las traslaciones, entre otros aspectos relevantes. A partir de esta información, se plantearon las matrices de transformación homogénea directa correspondientes, teniendo en cuenta cada uno de los grados de libertad que influyen en el proceso.

El objetivo principal de este planteamiento es proporcionar una herramienta útil para el diseño y la implementación de sistemas de control y automatización que requieren de la transformación de coordenadas. Las matrices de transformación homogénea directa resultan fundamentales en este tipo de aplicaciones, ya que permiten realizar cálculos precisos y eficientes de la posición y orientación de los elementos en el espacio.

```

>> H01
H01 =
[cos(q1), -sin(q1), 0, 0]
[sin(q1), cos(q1), 0, 0]
[0, 0, 0, 1]
[0, 0, 0, 1]

H12 =
[1, 0, 0, 0]
[0, 1, 0, 0]
[0, 0, 1, l1 + q2]
[0, 0, 0, 1]

H23 =
[-4458529838789353/4503599627370496, 0, sin(q3), 0]
[0, 1, 0, 0]
[-sin(q3), 0, cos(q3), 0]
[0, 0, 0, 1]

H34 =
[1, 0, 0, l2]
[0, 1, 0, 0]
[0, 0, 1, 0]
[0, 0, 0, 1]

H45 =
[cos(q4), 0, sin(q4), 0]
[0, 1, 0, 0]
[-sin(q4), 0, cos(q4), 0]
[0, 0, 0, 1]

H56 =
[1, 0, 0, l3]
[0, 1, 0, 0]
[0, 0, 1, 0]
[0, 0, 0, 1]

```

Figura 49. Matrices de transformación homogéneas de cinemática directa del prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores.

```

>> pretty(H06)
/
cos(q1) #3      cos(q1) #2      cos(q1) #1
-----, -sin(q1), -----, -----
4503599627370496      4503599627370496      4503599627370496

sin(q1) #3      sin(q1) #2      sin(q1) #1
-----, cos(q1), -----, -----
4503599627370496      4503599627370496      4503599627370496

-sin(q3 + q4), 0, cos(q3 + q4), l1 + q2 - l3 sin(q3 + q4) - l2 sin(q3)
0, 0, 0, 1
\

where
#1 == 4458529838789353 l2 + 4458529838789353 l3 cos(q4) + 4503599627370496 l3 sin(q3) sin(q4)
#2 == 4458529838789353 sin(q4) - 4503599627370496 cos(q4) sin(q3)
#3 == 4458529838789353 cos(q4) + 4503599627370496 sin(q3) sin(q4)

```

Figura 50. Resolución de matrices de transformación homogéneas de prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores.

En cuanto a los grados de libertad, se establecen de manera predefinida para ajustarse a los grados de libertad de las articulaciones del codo. Debido a esta predefinición, no se lleva a cabo una cinemática inversa Denavit-Hartenberg, ya que los grados ya están determinados previamente. Este enfoque se basa en la consideración de que las articulaciones del codo tienen un número fijo de grados de libertad, lo que simplifica la implementación del diseño. Aunque este enfoque es menos flexible que otros enfoques de cinemática inversa, su simplicidad lo hace atractivo para ciertas aplicaciones, especialmente aquellas en las que la precisión y la flexibilidad son menos críticas que la simplicidad y la facilidad de uso.

- Volumen de trabajo del prototipo rehabilitador

$$V_{trabajo} = \pi r^2 h = \pi (0,75)^2 0,350 = 0,61850 \text{ m}^3 \quad (55)$$

Se puede comparar el volumen de trabajo del dispositivo con el de un robot cilíndrico RPP. El dispositivo tiene un alcance máximo de 350 milímetros en el eje Y, mientras que el robot cilíndrico RPP tiene un alcance

máximo en el eje radial. Además, el dispositivo tiene un rango máximo de movimiento de 180° en el eje Q1, mientras que el robot RPP solo puede girar en el eje R. A pesar de las diferencias, ambos dispositivos comparten características similares en términos de su capacidad para realizar tareas en un espacio de trabajo limitado.

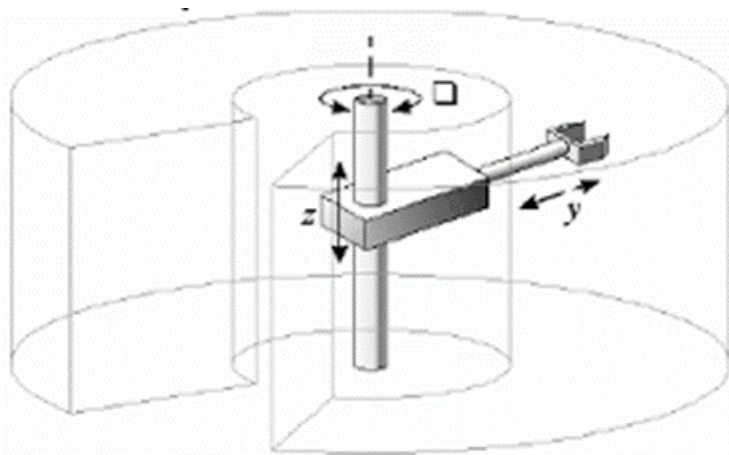


Figura 51. Área de trabajo de un robot cilíndrico.[2]

V-A9. *Diseño del actuador blando:* Inicialmente se desarrolló un prototipo funcional que utilizaría un actuador blando para ejercer el movimiento mediante la aplicación de presión. Si bien el primer diseño funcionó correctamente, no ofrecía un amplio grado de libertad, y se determinó que dicho actuador no era viable para el proyecto, lo que impulsa a la necesidad de cambiarlo por un actuador blando tipo fuelle.

En el diseño del primer prototipo del actuador blando, se utilizaron diseños estándar previamente establecidos en investigaciones realizadas por un equipo de rehabilitación de muñeca. En este análisis se consideró la presión que el actuador blando debía ejercer, para lo cual se calculó la fuerza ejercida por el paciente durante la rehabilitación pasiva. La fuerza generada se determinó utilizando la siguiente ecuación, donde se tomó en cuenta un valor de fuerza de 179 N y el área se calculó en base a la geometría del actuador en corte transversal y su profundidad. Además, se realizaron pruebas y ajustes en el prototipo para asegurar su funcionalidad y eficacia en la rehabilitación de pacientes con lesiones en la muñeca.:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{179 \text{ N}}{90 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}} = 0,05 \text{ MPa} \quad (56)$$

En el diseño del primer prototipo del actuador blando, se utilizó un diseño estándar previamente establecido en una investigación efectuada por un equipo de rehabilitación de la articulación de muñeca. Debido a que las medidas de este prototipo eran a escala menor por la anatomía de la muñeca, se decidió aumentar su tamaño a una escala de 3:1 por un coeficiente de seguridad, dado que las medidas del codo y la fuerza a ejercer en el codo son mayores que en la muñeca. Este aumento en la escala permitió una mejor adaptación del prototipo a las dimensiones de la articulación del codo y una mayor capacidad para soportar cargas más pesadas. Asimismo, se realizaron pruebas exhaustivas en el prototipo en la escala aumentada para verificar su eficacia y funcionalidad en la rehabilitación de pacientes con lesiones en el codo.

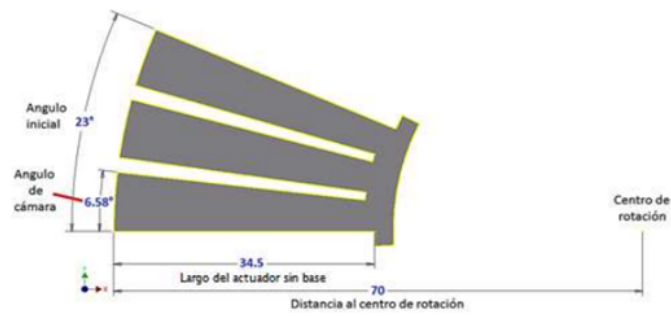


Figura 52. Dimensiones de actuador blando que se utilizó como guía para realizar el prototipo de la investigación.[45]

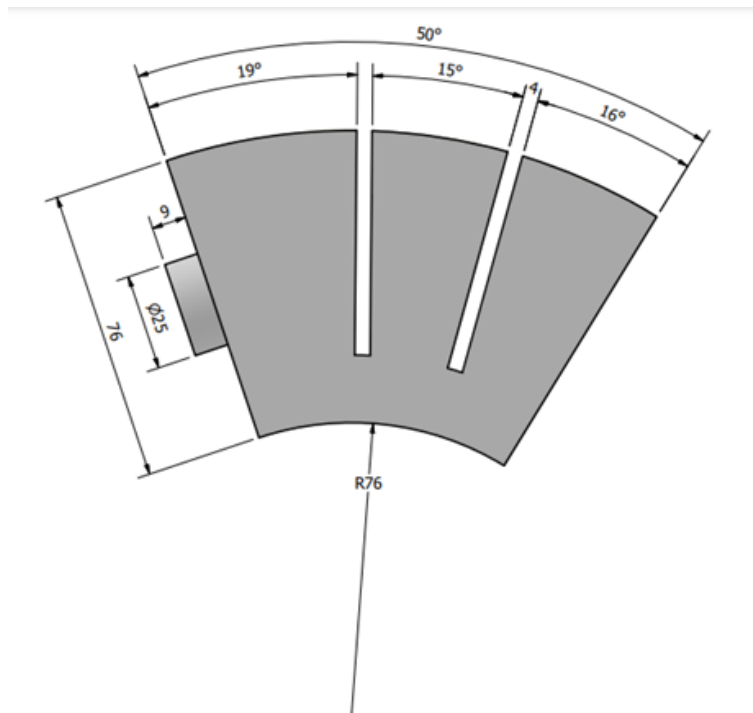


Figura 53. Dimensiones del primer prototipo de actuador blando llevado a una escala 3:1. Elaborado por los autores.

En la fabricación del actuador blando, se utilizó un proceso conocido como litografía. Este proceso implica la creación de moldes positivos y negativos del actuador, y se inició diseñando el modelo en un software de diseño asistido por ordenador (CAD). Posteriormente, se procedió a la impresión en 3D de los moldes. Una vez obtenidos los moldes, se procedió a llenar el espacio entre ellos con silicone RTV2C25, un material resistente y flexible que se utilizó en la fabricación del actuador blando. Este proceso se llevó a cabo en condiciones controladas para garantizar que el material se distribuyera uniformemente y se curara adecuadamente para obtener un producto final. Para asegurar la eficacia y seguridad del actuador blando, se realizaron pruebas exhaustivas en el mismo después de su fabricación.

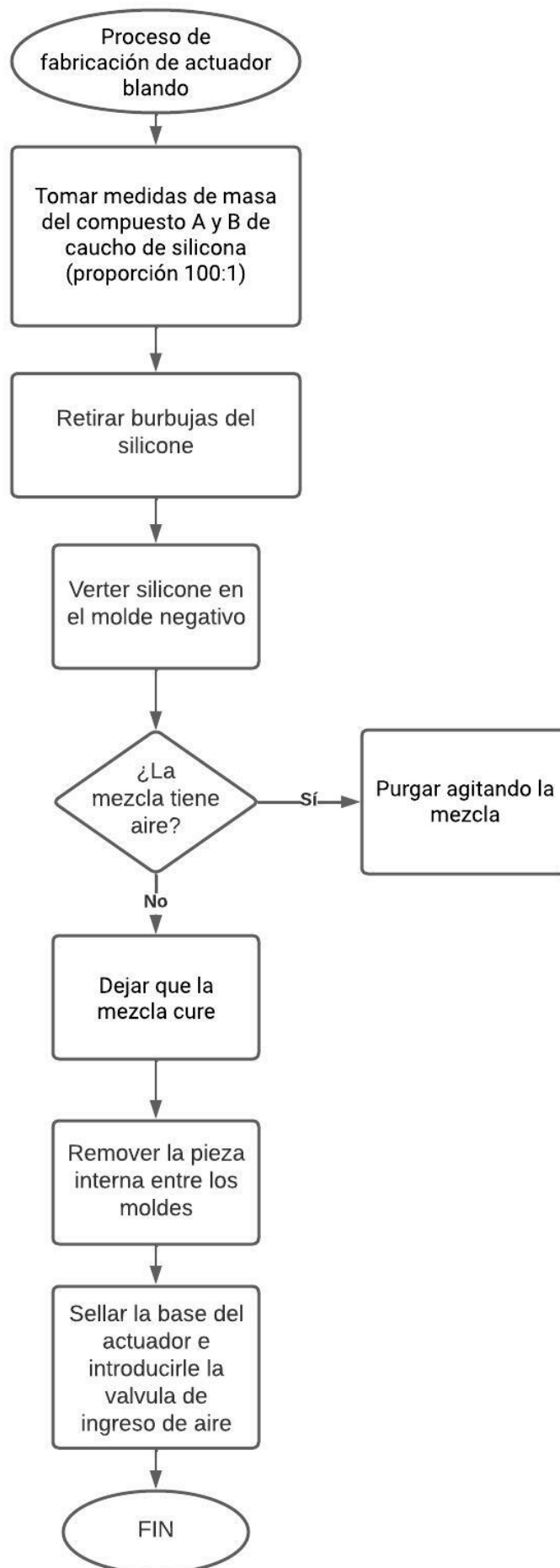


Figura 54. Diagrama de flujo del proceso de fabricación aplicando el método de litografía para obtener la pieza del actuador blando. Elaborado por los autores.

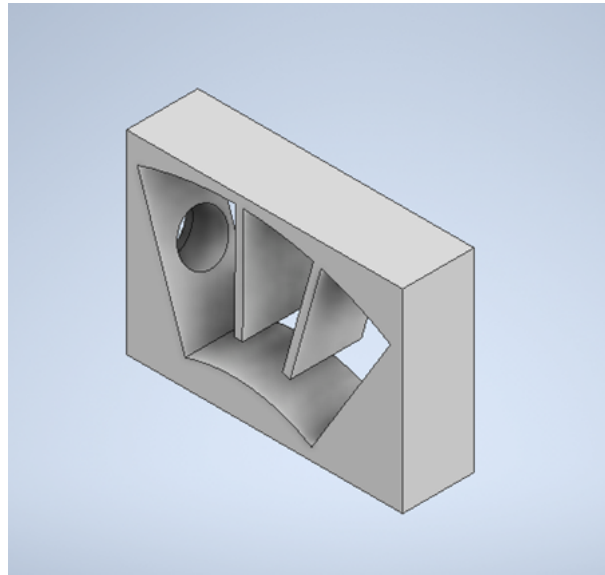


Figura 55. Diseño de molde negativo del actuador blando. Elaborado por los autores.

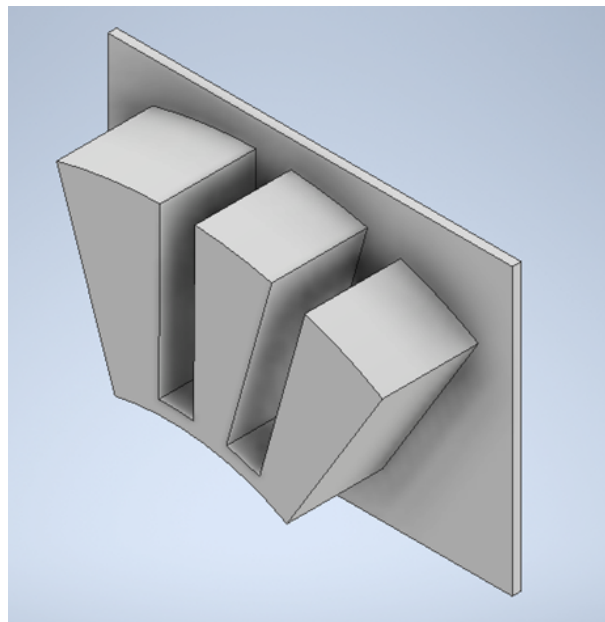


Figura 56. Diseño del molde en positivo del actuador blando. Elaborado por los autores.

ESPECIFICACIONES

Apariencia:	Blanco
Relación de mezcla:	100:1.5 AL PESO; 100 partes A + 1.5 partes B
Vida de la mezcla:	30 - 40 minutos @ 25°C
Tiempo de curado:	3 - 5 horas @ 25°C
Curado total:	10 - 12 horas @ 25°C
Dureza - Hardness:	25 ± 2 Shore A
Viscosidad mezcla:	20000 - 22000 cp @ 25°C
Elongación:	> 480 %
Resistencia a la tracción:	> 3.8 MPa
Resistencia a la rotura:	> 23 kN/m

Figura 57. Ficha técnica del caucho silicona RTVC25.FALTACVITA

Para analizar el comportamiento del actuador blando después de haber sido redimensionado, se llevó a cabo una simulación exhaustiva para verificar su resistencia y capacidad para soportar cargas elevadas. Esta simulación se realizó con el objetivo de identificar posibles fallas en el diseño del prototipo.

En la primera simulación, se aplicó una carga de 0,15 MPa, un valor elevado que corresponde al aumento de escala del prototipo. Los resultados de la simulación indicaron que el esfuerzo máximo de Von Mises fue de 0,792 MPa, lo cual está dentro del límite de tracción de la silicona RTV2C25 utilizada en la fabricación del actuador.

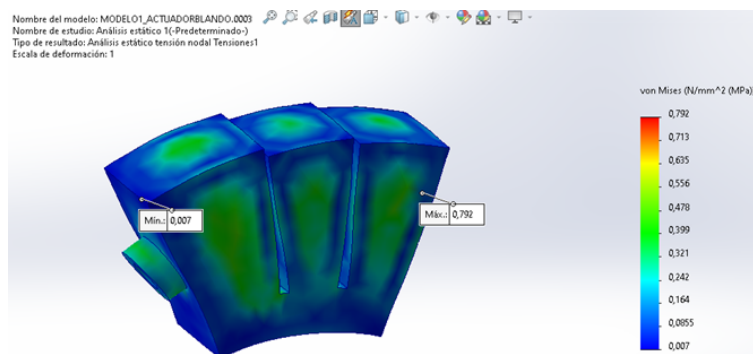


Figura 58. Análisis estático del primer prototipo del actuador blando aplicando cargas internas de presión. Elaborado por autores.

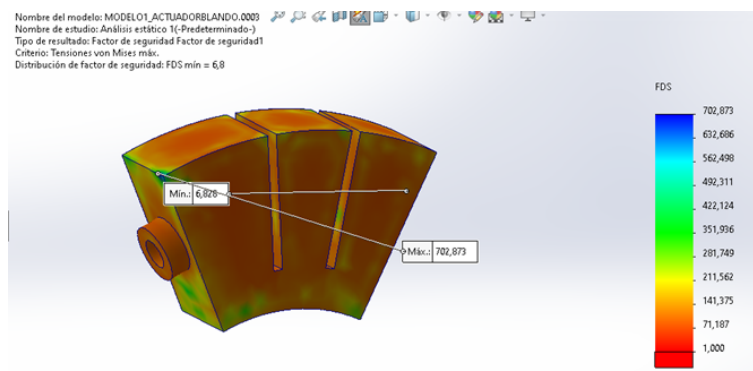


Figura 59. Factor de seguridad del prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.

El valor del coeficiente de seguridad del actuador blando fue de 6.8, el cual se encuentra dentro de los rangos aceptables según el estudio realizado. Se pudo observar que la celda más crítica en el análisis se encuentra en la última posición, y es en esa celda donde se presenta el valor mínimo del coeficiente de seguridad. Este resultado será tomado en cuenta para futuras mejoras.

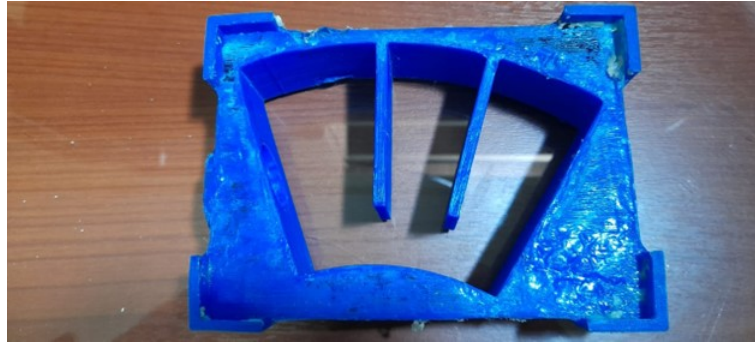


Figura 60. Molde negativo para realizar pieza por método de litografía. Elaborado por autores.

Después de haber completado el diseño asistido por computadora (CAD) y simulado los moldes del actuador blando, se procede a fabricar los moldes mediante la técnica de manufactura aditiva, específicamente la impresión en 3D. Una vez que estos moldes han sido impresos, se inicia el proceso de litografía para obtener la pieza de silicona deseada. La litografía es ampliamente utilizada en la fabricación de dispositivos médicos y en la producción de piezas de alta precisión para diversas aplicaciones industriales.



Figura 61. Primer prototipo realizado por método de litografía. Elaborado por autores.

Luego de completar el proceso de litografía, se logró obtener el primer modelo del prototipo de actuador blando. Para evaluar su rendimiento, se aplicó una presión de 0.15 Mpa o 21,75 PSI. Los resultados mostraron que el movimiento generado por el actuador fue mínimo, desplazándose solo de 50° a 60°. Este resultado indica que es necesario realizar mejoras en el diseño y ajustar la presión aplicada para lograr un mayor rango de movimiento en el actuador.



Figura 62. Ensayos de presión del prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.



Figura 63. Aplicación de presión en actuador blando, observando deformaciones y grados de libertad. Elaborado por autores.

Por esta razón, se decidió aumentar la presión aplicada al actuador blando a un valor dos veces mayor que el valor predefinido de 21,75 PSI, es decir, 43,5 PSI. Sin embargo, durante las pruebas con esta presión, el actuador falló al generar un movimiento mayor del esperado, de 50° a 80°.



Figura 64. Ensayo destructivo del prime prototipo de actuador blando. Elaborado por autores.

Después de la falla que se produjo en el actuador blando, en la zona de transición entre la celda 2 y la 3, en la cual el material superó su límite elástico y de resiliencia hasta llegar a la fractura, se procedió a la inserción de una malla para reforzar las paredes internas del actuador en los puntos críticos. Este refuerzo se puede apreciar en la figura 64. Posteriormente, se llevó a cabo un tercer ensayo en el que se aplicó una presión de 43,5 PSI, la cual es el doble del valor predeterminado de 21,75 PSI. En este caso, el actuador se deformó de 50° a 75° sin llegar a sufrir fracturas.



Figura 65. Prototipo actuador blando, reforzado con mallas internas y sometido a presión. Elaborado por autores.

Seguidamente de llevar a cabo un exhaustivo análisis, se ha llegado a la conclusión de que el actuador diseñado no es funcional para la rehabilitación de codo en un rango de 0 a 90°, ya que no permite generar los grados requeridos para dicha rehabilitación. Esto se debe a que el grado mínimo del actuador es fijo y su grado máximo no alcanza un alto grado de libertad, lo que limita su capacidad de movimiento.

Después del análisis previo, se tomó la decisión de seleccionar el actuador tipo fuelle basándose en estudios realizados en el brazo robótico Kyma, como se puede observar en la figura 66 y 67. Este tipo de actuador permite una mayor libertad de movimiento en la articulación del codo, ya que su modelo se puede encoger hasta un 75 por ciento de su dimensión estandarizada.

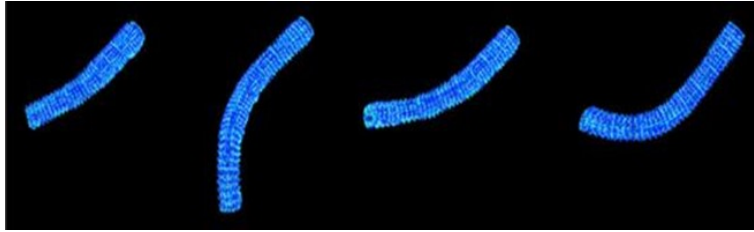


Figura 66. Robot Kyma [13]



Figura 67. Robot Kyma [13]

Posteriormente, se realizó el cálculo de la presión necesaria para generar el movimiento de empuje en la articulación.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{179 \text{ N}}{\pi(0,038 \text{ m})^2} = 39458,08 \text{ Pa} = 0,03 \text{ MPa} \quad (57)$$

Se ha tomado como referencia el diámetro menor del actuador para llevar a cabo este análisis. En primer lugar, se ha procedido a calcular la presión máxima ante la ruptura con el fin de estimar la presión que no debe ser aplicada en el actuador. Para ello, se ha aplicado la ecuación de Barlow, que relaciona la presión máxima ante la ruptura con el espesor de la pared del cilindro y su diámetro externo e interno. De esta manera, se ha obtenido una estimación de la presión máxima que el actuador puede soportar sin sufrir daños estructurales

$$P = \frac{2st}{(d - 2t)SF} \quad (58)$$

$$P = \frac{2 \cdot 580,15 \cdot 2,5}{(50 - 2 \cdot 2,5) \cdot 1,5} = 42,97 \text{ PSI} \quad (59)$$

En el proceso de diseño del actuador tipo fuelle, se aplicó la ecuación de Barlow para calcular la presión máxima ante la ruptura del material. Se tomó en cuenta el límite elástico ante la rotura del material (S), el espesor del prototipo (t), el diámetro del actuador (d) y el factor de seguridad (SF). Para el análisis se consideró el diámetro menor de los espirales del fuelle. El factor de seguridad se definió por criterio propio. Con esta información se pudo obtener la presión máxima a la que se debe someter el actuador sin llegar a la ruptura de este.

Con este análisis se pudo estimar la presión a la cual no deberá sobrepasar nuestro actuador ante la ruptura, teniendo en cuenta que la presión máxima que soporta la manguera que sirve para el transporte del aire hacia el actuador soporta 80 bar o 1160,3 PSI.

Se realizó el cálculo del caudal necesario en base a la distancia de carrera, que consume el actuador blando.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4LP} = \frac{\pi(7,8 \text{ cm})^2}{4 \times 20,1 \text{ cm} \times 0,5} = 480 \text{ cm}^3/\text{carrera} \quad (60)$$

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	6.1	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.49	N/D
Módulo cortante	2.9	N/mm ²
Densidad de masa	1000	kg/m ³
Límite de tracción	13.7871	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	9.23737	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	0.00067	/K
Conductividad térmica	0.14	W/(m·K)

Figura 68. Ficha técnica del caucho del prototipo a simular

Considerando las propiedades mecánicas del caucho que se encuentran en la librería de SolidWorks, se compararon con las fichas técnicas del caucho natural vulcanizado para comprobar su similitud en las propiedades mecánicas. Se encontró que ambos materiales presentan una semejanza en sus propiedades mecánicas.

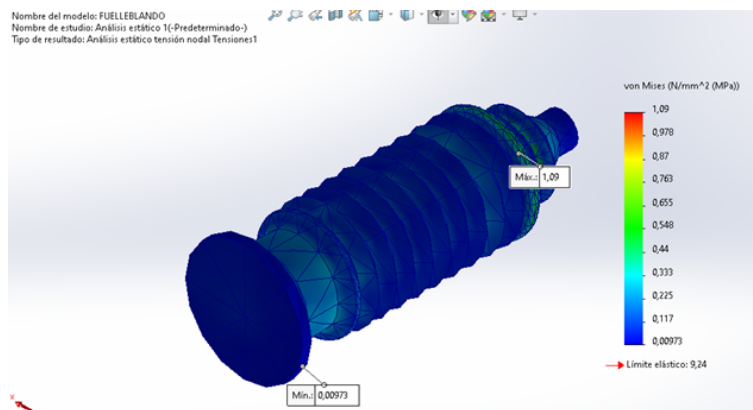


Figura 69. Análisis estático, aplicando presión en las paredes internas del actuador. Elaborado por los autores.

Posterior a realizar la simulación con la presión de diseño previamente calculada a través de la ecuación número, se pudo observar que el esfuerzo máximo de Von Misses es de 1,09 MPa. Este valor se encuentra por debajo del límite del caucho natural vulcanizado que es igual a 4 MPa. Es decir, el prototipo del actuador puede soportar la presión aplicada sin superar el límite de resistencia del material.

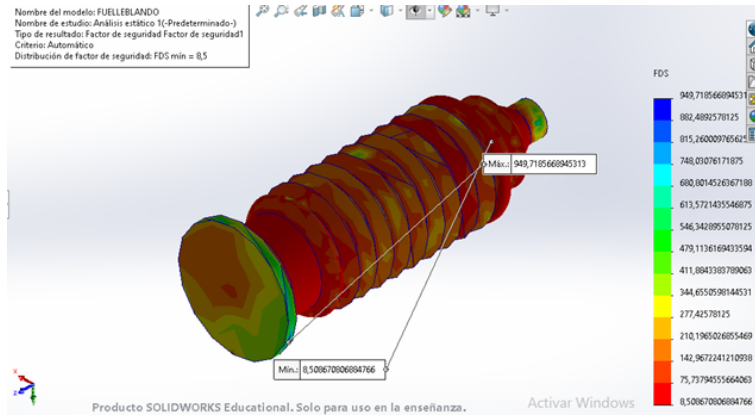


Figura 70. Coeficiente de seguridad del actuador blando tipo fuele. Elaborado por los autores.

Después del análisis y evaluación correspondiente, se determinó que el factor de seguridad del segundo prototipo es de 8,5, lo que representa una mejora significativa en comparación con el primer prototipo. Este valor se obtuvo al calcular la relación entre el esfuerzo máximo soportado por el material del actuador y la carga máxima esperada en el uso de este. Esta mejora en el factor de seguridad se traduce en una mayor confiabilidad y seguridad en el uso del prototipo en aplicaciones de rehabilitación de codo.



Figura 71. Actuador en estado inerte sin presión aplicada Elaborado por los autores.

En el proceso de validación del actuador, se tomaron medidas del mismo en su forma natural, sin estirarlo ni encogerlo, para poder compararlas con las medidas una vez que se sometió al cálculo de presión estimado. De esta manera, se puede determinar si hubo algún cambio significativo en las dimensiones del actuador debido a la presión aplicada.



Figura 72. Actuador sometido a cargas de presión sin llegar a su máxima deformación. Elaborado por los autores.

Una vez que se aplicó una presión de 0.03 Mpa o 4.35 PSI al actuador tipo fuelle, se pudo observar que éste se estiró de 142mm a 191.78mm, generando un empuje lineal. Sin embargo, para el propósito del estudio, se requería que el actuador alcanzara su máxima longitud. Por lo tanto, se continuó aplicando presión hasta que el actuador dejó de estirarse y se llegó a una presión estimada de 0.05 Mpa o 7.28 PSI, lo que permitió alcanzar una distancia máxima de 205.80 mm sin que exista deformación permanente.

Además, se realizó una gráfica de la relación entre la presión y la longitud del actuador, para poder visualizar de manera más clara el comportamiento de este. La gráfica mostró una relación lineal, lo que indica que el actuador tiene un comportamiento predecible y controlable.

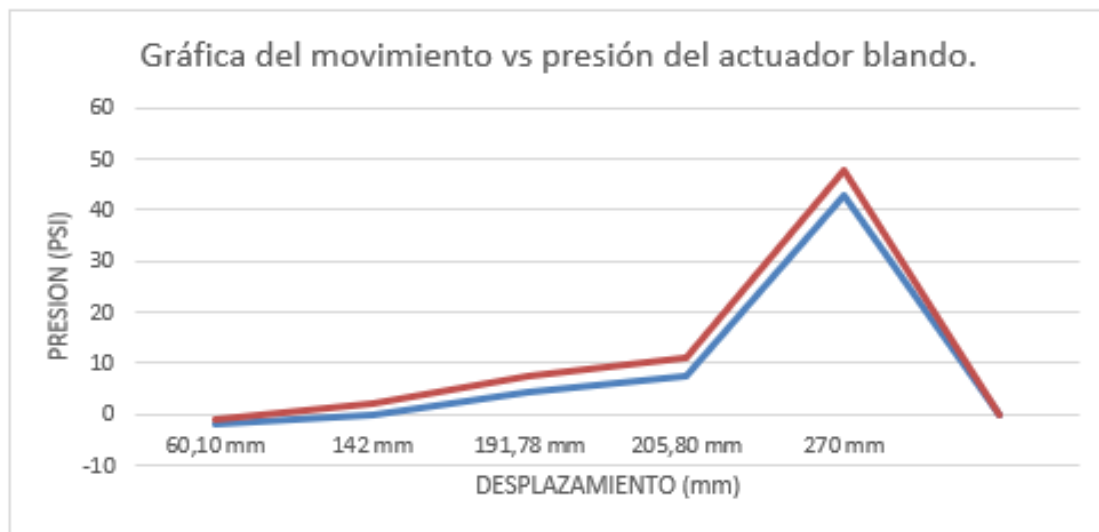


Figura 73. Tabla de datos recopilados de presión aplicada vs desplazamiento del actuador blando. Elaborado por autores.

Estos resultados permiten validar la elección del actuador tipo fuelle para la rehabilitación de codo, ya que se logró una mayor libertad de movimiento en la articulación y se obtuvo un factor de seguridad mayor al primer prototipo realizado.



Figura 74. Actuador sometido a cargas de presión a su máxima deformación ante la ruptura. Elaborado por los autores.

Se definieron las distancias del actuador mediante un análisis preciso. La medida del actuador en compresión interna, es decir el actuador retraído, fue de 60.10 mm, considerando que se agregó un tapón de 8 mm de espesor. Se procedió a calcular el 75 por ciento de 205 mm y restarlo de la medida máxima, lo que resultó en un valor de 51.25 mm. De esta manera se verificó que el actuador cumple con el porcentaje de retracción necesario en un grado aproximado. Esta verificación es de gran importancia para garantizar el correcto funcionamiento del actuador en su aplicación final.



Figura 75. Actuador sometido a fuerzas de compresión reduciendo su tamaño un 75 %. Elaborado por los autores.

Después de haber realizado el análisis correspondiente, se llevó a cabo un ensayo destructivo empírico del actuador blando. Para realizar el ensayo destructivo, se utilizó un equipo de prueba de presión, el cual fue conectado al actuador blando y se fue incrementando gradualmente la presión hasta llegar al valor máximo calculado previamente. Durante el ensayo se midieron constantemente las deformaciones del actuador y se observó su comportamiento ante la presión aplicada.

En el ensayo no normalizado se permitió verificar la capacidad del actuador blando para soportar la presión máxima calculada, así como también se pudo detectar posibles fallas o debilidades en la estructura del prototipo. Los resultados obtenidos del ensayo fueron comparados con los valores teóricos calculados previamente y se pudo constatar la precisión del análisis realizado.

Este tipo de ensayos destructivos son fundamentales en el proceso de diseño y desarrollo de prototipos, ya que permiten evaluar la resistencia y durabilidad de los materiales utilizados. Para ello se aplicó la presión máxima ante la ruptura previamente calculada, que es de 42,97 PSI. El objetivo de este ensayo fue verificar si el actuador fuese capaz de soportar la presión máxima estimada y si cumpliría con los requerimientos de seguridad



Figura 76. Actuador sometido a fuerzas de presión máxima establecidas en previos cálculos. Elaborado por los autores.

Antes de que transcurrieran 10 segundos desde la aplicación de la presión máxima, se produjo la falla del actuador blando. Este fallo fue observado y registrado mediante el uso de un equipo de medición y monitoreo, el cual permitió registrar el momento exacto en el que se presentó la falla, así como la magnitud de la presión que fue aplicada en el ensayo. Este tipo de ensayos destructivos son de gran importancia en el desarrollo de prototipos y sistemas mecánicos, ya que permiten evaluar la resistencia y la capacidad de carga de los materiales y componentes utilizados, y en este caso, conocer los límites y el comportamiento del actuador ante situaciones extremas.



Figura 77. Ruptura del actuador blando por aplicación de fuerzas de presión máxima. Elaborado por los autores.

V-A10. Instalación del actuador blando en el prototipo rehabilitador: En el prototipo de rehabilitación, el actuador blando se instalará de acuerdo con las siguientes especificaciones. Al momento de accionar la electroválvula, se abrirá el paso del aire proveniente del compresor, generando una presión en el actuador que empujará la platina del antebrazo y así lograr el movimiento deseado. Es importante considerar el correcto montaje y fijación del actuador para evitar posibles fallas mecánicas o desajustes en su funcionamiento.

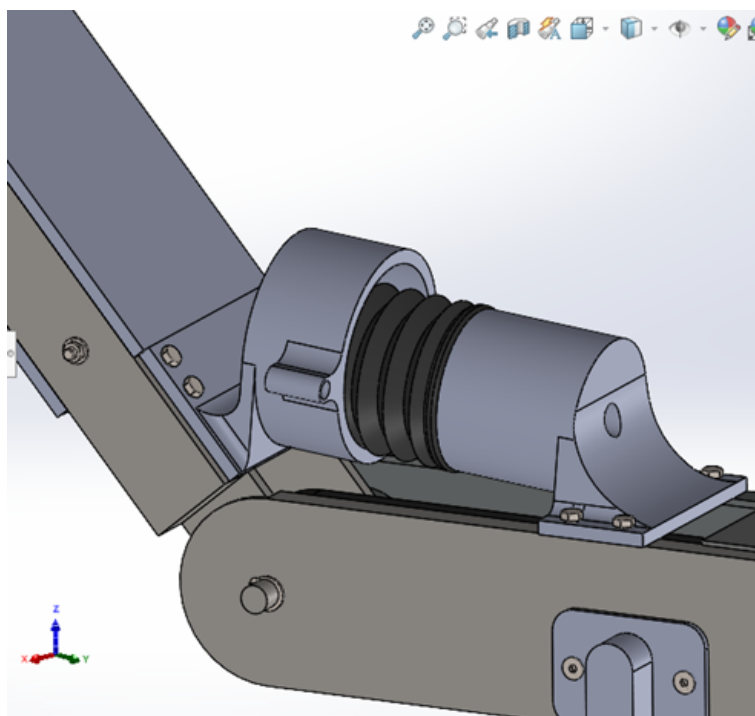


Figura 78. Diseño de instalación de actuador blando en prototipo de rehabilitación. Elaborado por los autores.

Luego de haber realizado un análisis detallado, se pudo estimar la presión máxima que soporta la manguera que transporta aire hacia el actuador, lo cual permitió calcular el caudal necesario en base a la distancia de carrera que consume el actuador blando. Además, se realizó una simulación para comprobar si existe alguna falla mecánica en el actuador, utilizando como material el caucho natural vulcanizado y comparando sus propiedades mecánicas con las que se encuentran en la librería de SolidWorks. Con el análisis de la simulación, se determinó que el esfuerzo máximo de Von Mises no superó el límite del caucho natural vulcanizado.

El prototipo del actuador blando tiene un factor de seguridad superior al primer prototipo desarrollado y se midió la longitud del actuador sin estirarlo ni encogerlo para su comparación cuando se sometió a la presión calculada. Posteriormente, se realizó un ensayo destructivo al actuador blando para determinar su resistencia ante la presión máxima calculada previamente.

En conclusión, el actuador blando tipo fuelle seleccionado cumple con los requerimientos necesarios para su aplicación en el prototipo de rehabilitación, debido a que puede soportar la presión máxima necesaria para generar el empuje lineal requerido en la platina del antebrazo sin presentar deformación permanente. Además, la comparación de las propiedades mecánicas del material del actuador con el caucho natural vulcanizado demuestra que es adecuado para su uso en esta aplicación.

Sin embargo, aún es necesario realizar pruebas adicionales para validar su eficacia en un entorno clínico y determinar su utilidad en la rehabilitación de pacientes con lesiones en el codo.

En el siguiente esquema se muestra el funcionamiento neumático del actuador, donde el pulso de control ON/OFF es enviado a través de un Arduino Uno. El Arduino Uno es una placa de desarrollo que utiliza un microcontrolador AVR de la compañía Atmel, y es utilizado en una variedad de proyectos para el control y monitoreo de dispositivos electrónicos. El pulso de control ON/OFF se utiliza para controlar la apertura y cierre de una electroválvula que controla el suministro de aire comprimido al actuador blando

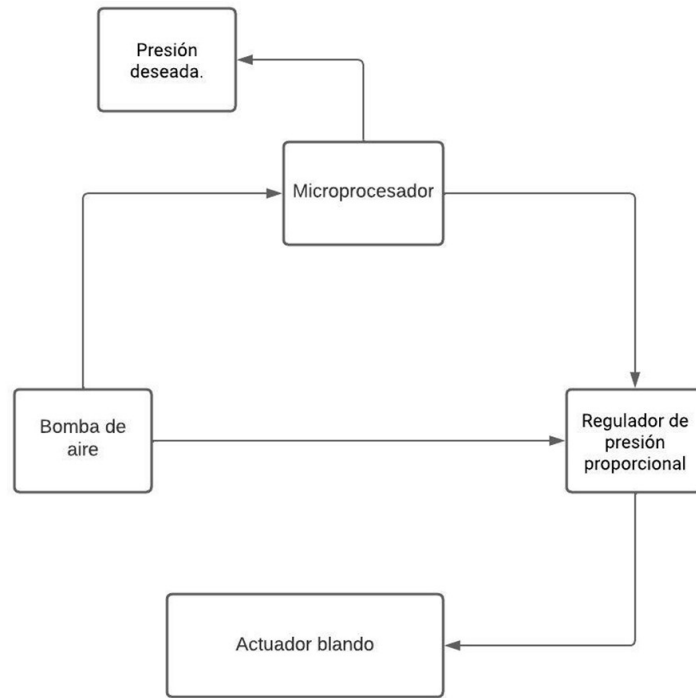


Figura 79. Diagrama de flujo de conexiones del actuador blando Elaborado por los autores.

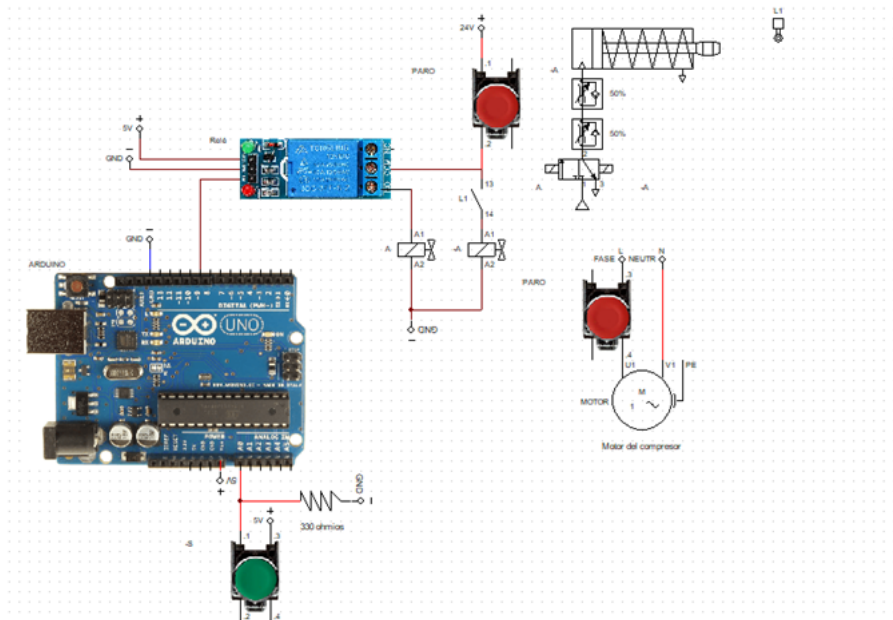


Figura 80. Esquema electro neumático del actuador blando. Elaborado por autores.

En el diagrama que se presenta a continuación se detalla el esquema eléctrico utilizado en el prototipo, en el cual se utiliza un sistema de control por botoneras para su funcionamiento básico. Sin embargo, en el desarrollo del prototipo de rehabilitación, el pulso de activación de la electroválvula será enviado por el Arduino Uno, en función de los parámetros de la terapia de rehabilitación pasiva requerida.

V-A11. Análisis estático de la estructura: En el presente análisis estático, se lleva a cabo el examen de los esfuerzos cortantes en una pieza sometida a cargas antes del movimiento. Este proceso permite el estudio de posibles fallas mecánicas en el prototipo y la predicción de qué piezas podrían presentar fallas ante la presencia de estas cargas. Se espera que este análisis proporcione información crucial para la optimización del diseño del prototipo y su posterior fabricación, garantizando la seguridad y el rendimiento óptimo del producto final. Además, se realizarán pruebas de simulación para evaluar la durabilidad y resistencia del prototipo en diferentes situaciones de carga, lo que permitirá un análisis más detallado de su desempeño y una mayor precisión en las predicciones de fallas mecánicas. Y el análisis del tren de engranajes se realizó mediante simulaciones numéricas que permitieron estudiar su comportamiento ante diferentes cargas y condiciones de operación. Se utilizaron herramientas de modelado y simulación para obtener información detallada sobre las fuerzas, tensiones y deformaciones que experimentan las piezas del sistema.

Además, se evaluaron diferentes materiales y geometrías de los engranajes para determinar la combinación óptima que asegure un funcionamiento confiable y eficiente del sistema. En base a los resultados obtenidos, se realizó un diseño detallado del sistema de engranajes, incluyendo la selección de los materiales, las dimensiones y las tolerancias de fabricación. Se verificó la resistencia y durabilidad del sistema mediante pruebas de laboratorio y se realizaron ajustes necesarios para optimizar su rendimiento.

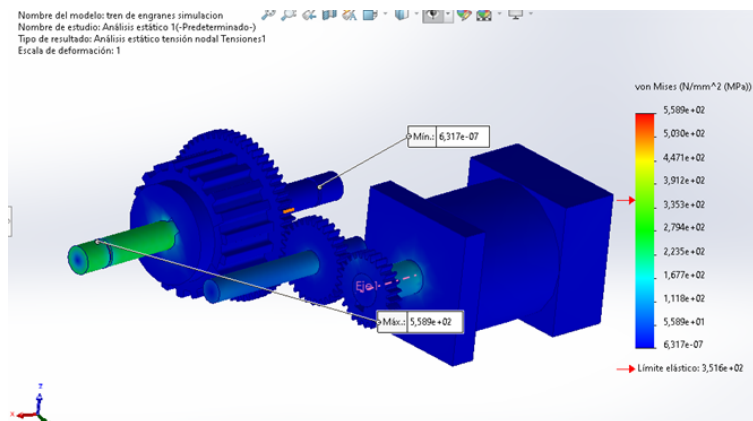


Figura 81. Análisis estático de pares de torsión aplicado a ejes y engranes del sistema de reducción. Elaborado por autores.

Después de realizar el análisis de esfuerzos en el prototipo, se pudo observar que la máxima concentración de esfuerzos de Von Misses se encontró en los ejes, lo que resultó en un esfuerzo máximo de 5,89 MPa. Sin embargo, se pudo comprobar que el material utilizado es capaz de soportar un máximo esfuerzo de deformación de 370 Mpa, lo que significa que los ejes y piñones seleccionados son adecuados para soportar los torques aplicados en el prototipo

En el análisis posterior se llevó a cabo una simulación estática individual para la estructura debido a limitaciones de la licencia del software SolidWorks. Se aplicaron los correspondientes torques en los ejes y fuerzas en el conjunto de piezas para evaluar la resistencia y estabilidad de la estructura ante las cargas esperadas durante el uso del prototipo.

En este análisis estático se evaluaron las deformaciones y esfuerzos máximos que se generan en la estructura al someterla a las cargas mencionadas. Para ello, se utilizaron técnicas de análisis de elementos finitos (FEA) y se consideraron las propiedades mecánicas del material utilizado en la fabricación de la estructura.

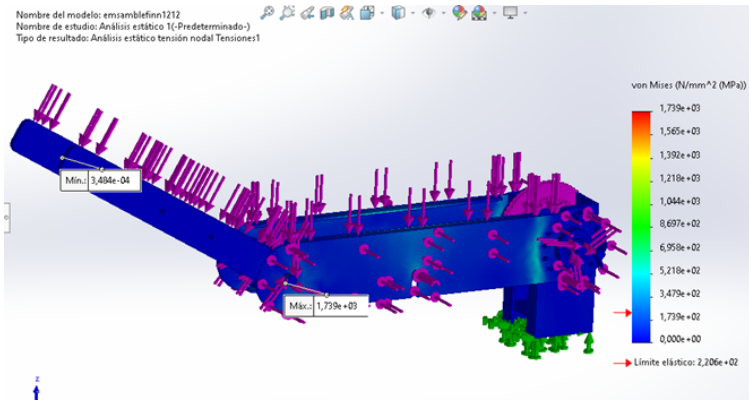


Figura 82. Demostración de aplicación de cargas y pares en prototipo de rehabilitación. Elaborado por autores.

Durante el análisis de esfuerzos, se pudo identificar una de las zonas de mayor concentración de esfuerzos de Von Mises en el sistema, y ésta se ubicó en la zona del templador. Esto se debió a que el perno que ajusta el templador a la placa fue sometido a una fuerza de 5315 N, la cual se define en función de las fuerzas estandarizadas para ajustes de pernos. En este caso, se utilizó un perno M8 de grado 4.6 para sostener el templador en su lugar. Con el objetivo de garantizar una adecuada distribución de esfuerzos en la estructura, se realizó un análisis más detallado de la zona del templador. Se consideraron diferentes alternativas de diseño, como la utilización de un perno de mayor diámetro o un material de mayor resistencia. Además, se evaluó la posibilidad de incluir una geometría más compleja en el diseño del templador para mejorar la distribución de esfuerzos.

Se pudo verificar que la estructura es capaz de soportar las cargas aplicadas sin sufrir deformaciones plásticas o fallas en sus componentes. Además, se encontró que los esfuerzos máximos se concentran en las zonas de mayor carga, como los ejes y las uniones de las piezas

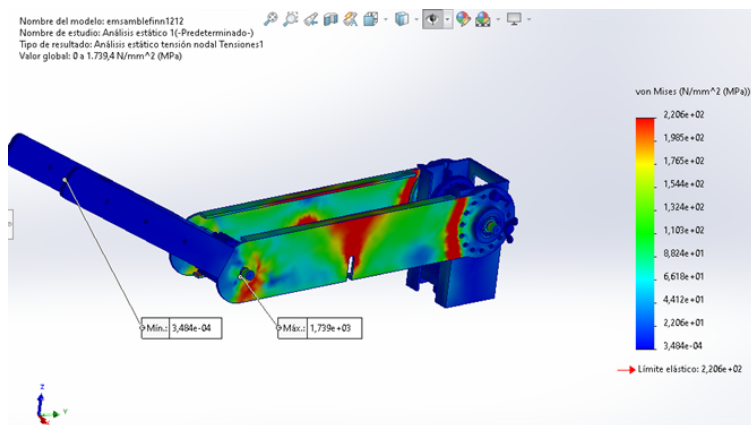


Figura 83. Análisis estático y verificación de esfuerzos máximos del prototipo de rehabilitación. Elaborado por autores.

En el análisis realizado, se encontró que el esfuerzo máximo se dió en una determinada zona y fue de 1,739 MPa, lo que significa que no se superó el límite elástico del material. Este resultado es importante ya que permite asegurar que la pieza pueda soportar las fuerzas a las que se verá sometida en el prototipo sin sufrir deformaciones permanentes. Cabe destacar que este análisis se realizó con el objetivo de asegurar la resistencia y durabilidad del sistema en su conjunto, y se tomaron en cuenta diversos factores como las cargas que actúan en la zona del templador y las propiedades mecánicas del material utilizado en su fabricación. De esta manera, se pudo comprobar que el perno M8, grado 4.6 utilizado es adecuado para las fuerzas a las que se verá sometido en el prototipo, y que la zona del templador es lo suficientemente resistente para soportar las cargas que se aplicarán en su uso.

Por otro lado, se observó que el desplazamiento máximo del prototipo fue de 3 mm, y que este se dio a causa de la fuerza que ajusta el templador. Dicha fuerza se calculó en base a las fuerzas estandarizadas para ajustes de pernos, tomando en cuenta que el perno que sostiene el al templador es un M8 de grado 4.6. Cabe mencionar que el desplazamiento obtenido se encuentra dentro de los límites permitidos y no representa un problema para el funcionamiento del prototipo.

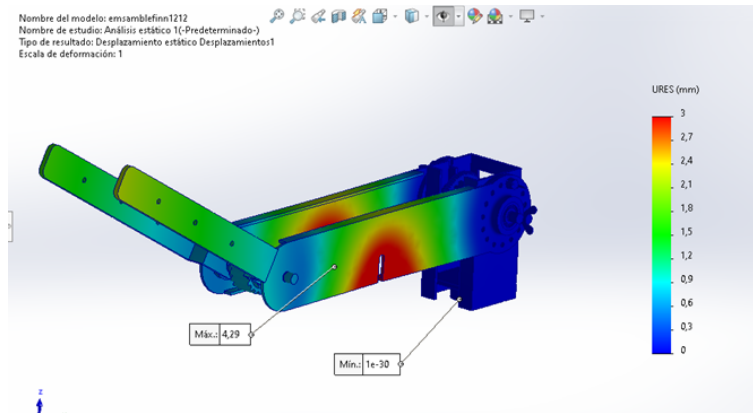


Figura 84. Análisis de desplazamiento del prototipo por aplicación de fuerzas. Elaborado por autores.

Posterior se llevó a cabo una evaluación de los soportes del actuador blando, ya que esta pieza juega un papel crítico en la transmisión de la presión del actuador a la articulación del codo para producir movimientos de flexión y extensión. Debido a que está hecha de material plástico, es esencial realizar análisis precisos para garantizar que pueda soportar las fuerzas y las cargas necesarias para la terapia de rehabilitación.

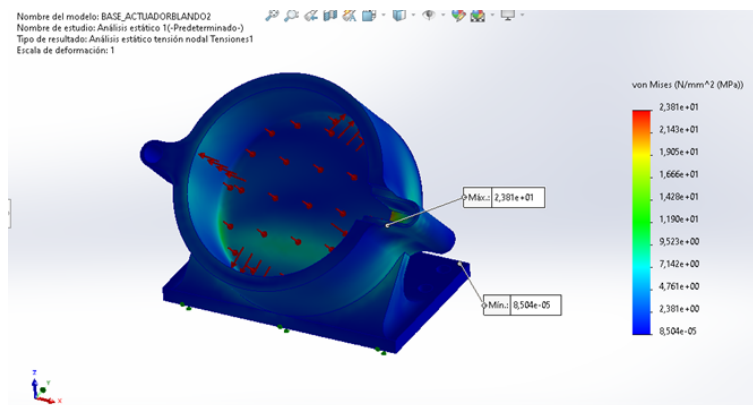


Figura 85. Análisis estático del soporte actuador blando. Elaborado por autores.

Una vez realizada la simulación se obtuvo un esfuerzo máximo de Von misses de 2,38 MPa y verificando que el límite elástico del PETG es de 47Mpa, la pieza está dentro de los parámetros adecuados para soportar la carga de presión al efectuarse el movimiento flexo-extensión del actuador blando.

Después de realizar la simulación como se lo puede observar en la figura 85, se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Misses de 2,38 MPa en la pieza de soporte del actuador blando. Es importante destacar que se verificó que el límite elástico del material utilizado (PETG) es de 47 MPa, lo que indica que la pieza está dentro de los parámetros aceptables para soportar la carga de presión generada durante el movimiento de flexo-extensión del actuador blando

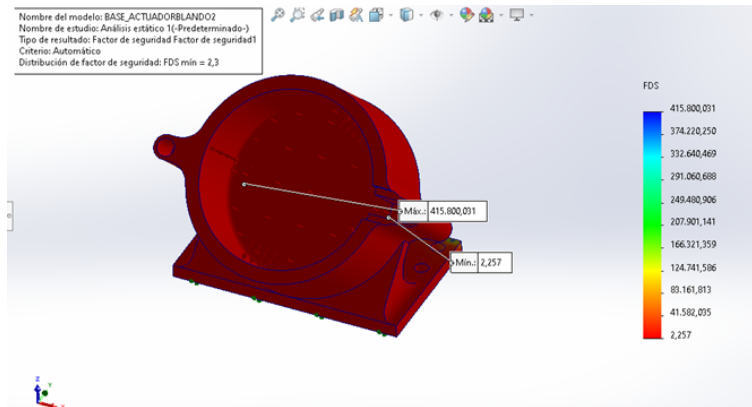


Figura 86. Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en soporte del actuador blando. Elaborado por autores.

En la simulación realizada, se obtuvo un coeficiente de seguridad de 2,37 para la pieza, lo cual se considera bajo, aunque aceptable dentro de los rangos permitidos. Cabe mencionar que el coeficiente de seguridad aceptable es mayor a 1, según se puede observar en la figura 86.

La siguiente pieza que se analizó es el soporte del extremo opuesto del actuador blando, el cual también cumple una función importante en el prototipo. Esta pieza también está fabricada con un material plástico y es crucial realizar su análisis, ya que transmite la presión del actuador blando para ejercer el movimiento de flexo-extensión en la articulación del codo.

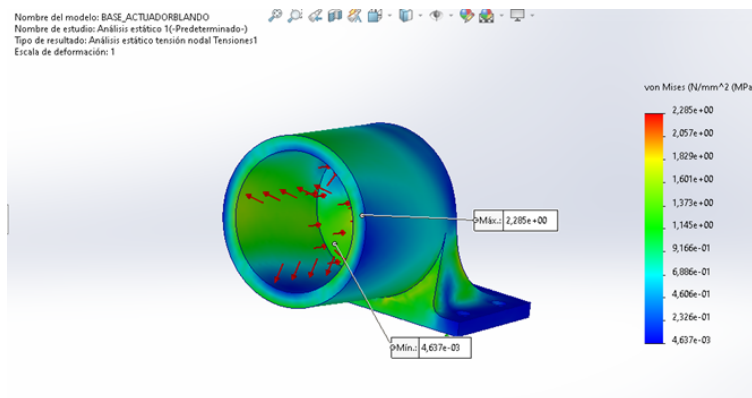


Figura 87. Análisis estático de soporte del extremo inferior del actuador blando. Elaborado por autores.

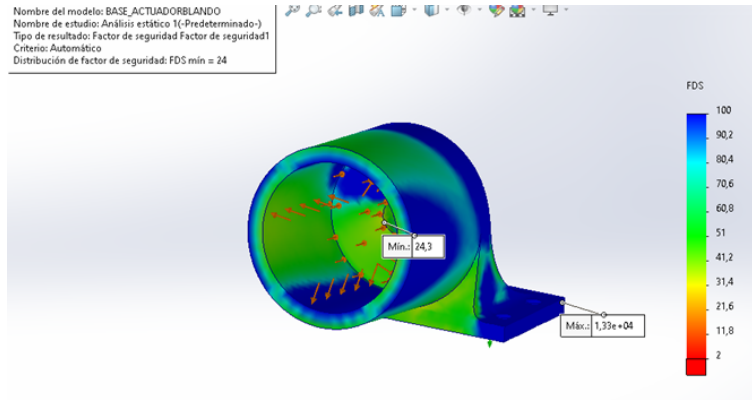


Figura 88. Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en soporte del extremo inferior del actuador blando. Elaborado por autores.

Después de realizar la simulación correspondiente figura 87, se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 2,85 MPa, lo que verifica que la pieza es capaz de soportar la carga de presión al efectuarse el movimiento de flexo-extensión del actuador blando. Además, el coeficiente de seguridad de la pieza es de 24, lo que se considera aceptable dentro de los rangos de coeficiente de seguridad aceptable (mayor a 1), tal y como se muestra en la figura 88.

En el análisis siguiente se estudió la pieza del tapón del actuador blando, la cual estará sometida a cargas de presión mayores a 21 PSI. Se realizó una simulación correspondiente para verificar su resistencia a la presión. Los resultados indicaron que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 0,28 MPa, lo cual es significativamente menor que el esfuerzo máximo permitido del material PETG, que es de aproximadamente 47 Mpa. Por lo tanto, se concluye que el tapón del actuador blando puede soportar la presión aplicada sin problemas.

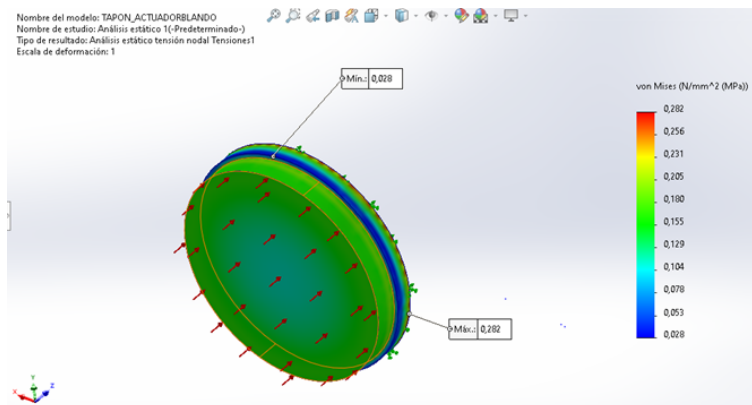


Figura 89. Análisis estático de tapón de sellado del actuador blando. Elaborado por autores.

Luego de la simulación, se pudo constatar que el tapón del actuador blando mantiene un coeficiente de seguridad alto, lo que indica que esta pieza tiene una buena capacidad para soportar cargas de presión y generar el movimiento de la articulación del paciente de manera segura. Es importante destacar que, debido a su función crucial en el prototipo, cualquier falla en esta pieza podría tener consecuencias negativas en la articulación del paciente, lo que resalta la importancia de garantizar su resistencia y durabilidad mediante análisis y pruebas rigurosas.

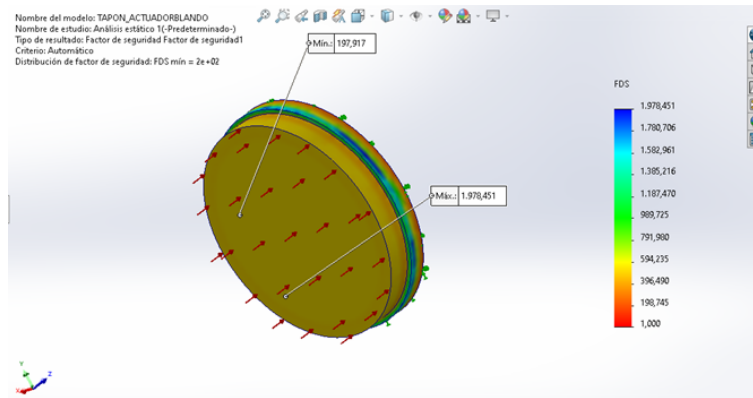


Figura 90. Análisis de distribución de factor de seguridad FDS en tapón de sellado del actuador blando. Elaborado por autores.

En el proceso de diseño y fabricación de un prototipo, es fundamental realizar análisis y simulaciones para verificar la resistencia y capacidad de las piezas y componentes para soportar las cargas y fuerzas a las que serán sometidos en su funcionamiento. Estos análisis se realizan utilizando software especializado en simulación y modelado 3D, como SolidWorks, que permiten realizar simulaciones estáticas, análisis de tensiones y deformaciones, entre otros.

En el caso específico del prototipo en cuestión, se han realizado diversas simulaciones para verificar la resistencia y capacidad de las diferentes piezas que lo conforman. Se han analizado los trenes de engranes, los soportes del actuador blando, el tapón del actuador blando, entre otros componentes.

Cada simulación permite obtener resultados específicos, como el esfuerzo máximo de Von Mises, el desplazamiento máximo, el coeficiente de seguridad, entre otros. Estos resultados son comparados con las características y propiedades de los materiales utilizados en la fabricación de las piezas, para verificar si están dentro de los límites aceptables y si las piezas pueden soportar las cargas y fuerzas a las que serán sometidos. Una vez que se obtienen los resultados de las simulaciones, se realiza una evaluación de estos y se toman las decisiones pertinentes.

En caso de que una pieza no cumpla con los requerimientos de resistencia y capacidad, se procede a modificar el diseño o a utilizar un material diferente que permita alcanzar los niveles de resistencia y capacidad requeridos. En cambio, si los resultados son satisfactorios, se procede a la fabricación y ensamblado del prototipo.

V-A12. Análisis de esfuerzos y simulación de fatiga del tren de engranes: En las piezas críticas del prototipo se realizó un análisis estático para determinar los esfuerzos de Von Mises a los que se sometieron. Se identificó que los ejes de las poleas dentadas eran piezas críticas y se procedió a realizar un análisis de esfuerzos cortantes en estos ejes. Dado que estos ejes de las poleas dentadas están conectados en una relación de transmisión de 1:1, ambos ejes se someten a esfuerzos similares y mantienen el mismo diámetro.

Para calcular el diámetro mínimo requerido de un eje que se va a someter a un par de torsión, se utilizó la siguiente ecuación. Para nuestro análisis, se utilizó la ecuación del cálculo del diámetro mínimo de un eje sometido a un par de torsión, tomando en cuenta que el momento más crítico es el momento de romper la inercia. Además, se consideraron datos como el torque generado, el cual fue de 47 Nm, y el esfuerzo máximo permisible del material, el cual es de 370 Mpa. Es importante realizar este tipo de análisis en las piezas críticas del prototipo, ya que cualquier falla en estas piezas puede ocasionar daños a la integridad física del paciente. Por ende, es necesario asegurar que todas las piezas estén diseñadas y fabricadas de acuerdo con los estándares necesarios y que puedan soportar las cargas a las que serán sometidas en su uso.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} \quad (61)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 47 \text{ Nm}}{370 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \pi}} = 0,004 \text{ m} \quad (62)$$

Se sabe que el diámetro del eje ($\varnothing D$) es igual al doble del radio del eje (C) por lo tanto, se puede expresar la ecuación de la siguiente manera:

$$\varnothing D = 2c = 2 \cdot 0,00432 \text{ m} = 0,008 \text{ m} = 8 \text{ mm} \quad (63)$$

Se decidió utilizar un diámetro de eje de 12 mm para las poleas del prototipo debido a criterios de seguridad y para evitar trabajar con valores mínimos. Aunque el cálculo indicaba que el diámetro mínimo necesario era de 8 mm, se optó por utilizar un diámetro mayor para tener un margen de seguridad adicional y evitar posibles fallas en el prototipo durante su operación. Es importante tener en cuenta que, en el diseño y construcción de cualquier prototipo o maquinaria, la seguridad es un factor crucial y debe ser considerado en todo momento para prevenir accidentes y asegurar un correcto funcionamiento del equipo.

Así se procedió a realizar los siguientes análisis.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} = \frac{47 \text{ Nm} \cdot 0,006 \text{ m}}{\frac{1}{2}\pi(0,006 \text{ m})^4} = 138 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$f_s = \frac{370 \text{ MPa}}{138 \text{ MPa}} = 2,68 \quad (65)$$

Se llevó a cabo el cálculo del factor de seguridad del eje de transmisión, el cual determina si el material utilizado es capaz de soportar la carga a la que está expuesto sin sufrir deformaciones plásticas o roturas. Tras realizar los cálculos pertinentes, se obtuvo un valor superior a 1, lo que indica que el eje es capaz de soportar la carga sin sufrir daños.

Es importante destacar que, en este tipo de análisis, se busca siempre asegurar un margen de seguridad suficiente para evitar fallos o roturas inesperadas, lo que podría tener graves consecuencias en el correcto funcionamiento del sistema. Por lo tanto, se concluye que el eje de transmisión utilizado en el prototipo cumple con los requerimientos de resistencia y seguridad necesarios para su correcto funcionamiento.

Luego el cálculo del eje del piñón motriz del tren de engranes, teniendo en cuenta que el valor del torque que se va a transmitir es de 15 N.m, según la ficha técnica del motor NEMA 23 utilizado en el prototipo. Este valor es importante ya que permite dimensionar adecuadamente el eje del motor, asegurando que este pueda transmitir el torque de manera segura y eficiente sin sufrir fallas por fatiga u otro tipo de deformación.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} \quad (66)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 15 \text{ Nm}}{370 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \pi}} = 0,003 \text{ m} \quad (67)$$

Se sabe que el diámetro del eje ($\varnothing D$) es igual al doble del radio del eje (C), por lo tanto, se puede expresar la ecuación de la siguiente manera:

$$\varnothing D = 2c = 2 \cdot 0,003 \text{ m} = 0,006 \text{ m} = 6 \text{ mm} \quad (68)$$

Se decidió aumentar el diámetro del eje que conecta el eje motriz al tren de engranes a 14 mm por razones de seguridad, ya que se buscó no trabajar con valores mínimos. El cálculo del diámetro se realizó considerando el torque máximo del motor y el esfuerzo máximo permisible del material utilizado para el eje.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} = \frac{15 \text{ Nm} \cdot 0,007 \text{ m}}{\frac{1}{2}\pi(0,007 \text{ m})^4} = 27,84 \text{ MPa} \quad (69)$$

Es necesario un alto factor de seguridad para el eje del piñón motriz, ya que es el encargado de transmitir el torque al sistema. Por lo tanto, se realizó un análisis para determinar el diámetro mínimo que asegure un adecuado funcionamiento.

$$f_s = \frac{370 \text{ MPa}}{27,84 \text{ MPa}} = 13,3 \quad (70)$$

En el análisis del eje 2 del engranaje central entre el piñón motriz y la polea dentada, se consideró la relación de transmisión 2:1. Esto significa que este engranaje tiene un torque de 30 N.m. Los cálculos se realizaron para garantizar un alto factor de seguridad, ya que este eje es crítico en la transmisión de torque en el sistema.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} \quad (71)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 30 \text{ Nm}}{370 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \pi}} \approx 0,004 \text{ m} \quad (72)$$

Se sabe que el diámetro del eje ($\varnothing D$) es igual al doble del radio del eje (C), por lo tanto, se puede expresar la ecuación de la siguiente manera:

$$\varnothing D = 2C = 2c = 2 \cdot 0,004 \text{ m} = 0,008 \text{ m} = 8 \text{ mm} \quad (73)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{TC}{J} = \frac{30 \text{ Nm} \cdot 0,010 \text{ m}}{\frac{1}{2}\pi(0,010 \text{ m})^4} = 19,09 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$f_s = \frac{370 \text{ MPa}}{19,09 \text{ MPa}} = 19,38 \quad (75)$$

Siguiendo un criterio de seguridad para no trabajar con valores mínimos, se estableció un diámetro de 10 mm para el eje analizado. Este eje forma parte del engrane central que conecta el piñón motriz con la polea dentada y se tuvo en cuenta la relación de transmisión 2:1, lo que implica que el torque en este engrane es de 30 Nm.

En la figura 91, se utilizó una tabla para comparar los valores de los ejes calculados con los ejes estandarizados. Este proceso se llevó a cabo para determinar las medidas estándares de los ejes que se montarán en la caja de poleas y en el tren de engranajes, con base en criterios de selección por factores de seguridad. La selección de las medidas estándares de los ejes es una tarea crítica en la fabricación de componentes mecánicos de alta precisión, ya que garantiza el correcto funcionamiento del sistema en el que se insertarán.

Para realizar esta tarea, se requiere un conocimiento profundo de los principios de ingeniería mecánica, así como de los estándares y normas aplicables. Además, es necesario tener acceso a herramientas y técnicas avanzadas de análisis y diseño, como el modelado por computadora y la simulación por elementos finitos, que permiten evaluar el desempeño de los componentes en condiciones extremas y optimizar su diseño en consecuencia.

Tabla de medidas - Medidas en mm										
Diámetro del eje	Referencia	Peso	Longitud	Materiales ¹⁾			Tolerancia	Redondez	Paralelismo	Profundidad de la capa templada
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión ¹⁾					
d_{iW}		kg/m	$L_{máx}$		X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18	h_6	t_1	$t_2^{2)}$	$R_{H^{3)}$
							μm	μm	μm	mm
4	W 4	0,1	2 500	●	--	●	0- 8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3 600	●	--	●	0- 8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4 000	●	●	●	0- 8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4 000	●	●	●	0- 9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4 000	●	●	●	0- 9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6 000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6 000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6 000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6 000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6 000	●	--	--	0-11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6 000	●	●	●	0-11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6 000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6 000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6 000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6 000	●	●	●	0-13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6 000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6 000	●	--	--	0-16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6 000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6 000	●	●	●	0-16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6 000	●	●	●	0-19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6 000	●	●	●	0-19	8	13	2,2

1) Los ejes se fabrican de forma estándar en acero bonificado. De acero resistente a la corrosión sólo sobre consulta y como ejecución especial.
2) Medición de diferencias de diámetro.
3) Según DIN 6 773, parte 3.
4) Reducción de la capacidad de carga para rodamientos lineales a bolas debido a la dureza menor de los ejes (véase Dureza de la superficie de rodadura en aceros especiales, página 5).

Figura 91. Tabla de ejes macizos de aceros normalizados. [52]

Después de llevar a cabo el proceso de comparación entre los valores de los ejes calculados y los ejes estandarizados, se determinaron las medidas estándares que cumplían con los criterios de selección por factores de seguridad. Estas medidas estándares son fundamentales para garantizar que los ejes se adapten de manera adecuada y precisa a la caja de poleas y al tren de engranajes. Con base en estas medidas, se procedió a la compra de los ejes y se planificó su mecanizado, el cual debía cumplir con altos estándares de calidad y precisión para asegurar la integridad del sistema mecánico. Una vez que se completó el proceso de mecanizado, se procedió al ensamblado de los ejes con herramientas de precisión para asegurar que cada componente se integrara de manera correcta y sin errores.

Luego de la fase de análisis estático, se procedió a realizar un estudio de fatiga en los ejes y engranajes del sistema. El objetivo fue evaluar la resistencia del material frente a las cargas repetitivas a las que se somete durante su operación normal. Para llevar a cabo el estudio de fatiga, se realizaron pruebas de carga cíclica en los componentes mecánicos utilizando un banco de pruebas especializado. Durante estas pruebas, se registraron datos como la carga aplicada, el número de ciclos y la deformación del material.

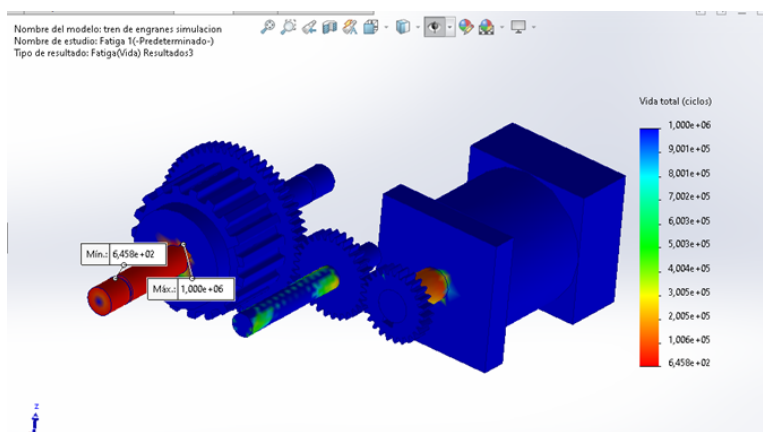


Figura 92. Análisis de fatiga del tren de engranes del prototipo rehabilitador de codo. Elaborado por los autores.

V-A13. *Diagrama de flujo de control:* El diagrama muestra cada paso del proceso de forma clara y concisa, desde el encendido del sistema hasta la detección del tope del final de carrera. Se puede apreciar que el proceso comienza con la activación del sistema y la posición del brazo en 0°, seguido del ingreso de los datos de rehabilitación.

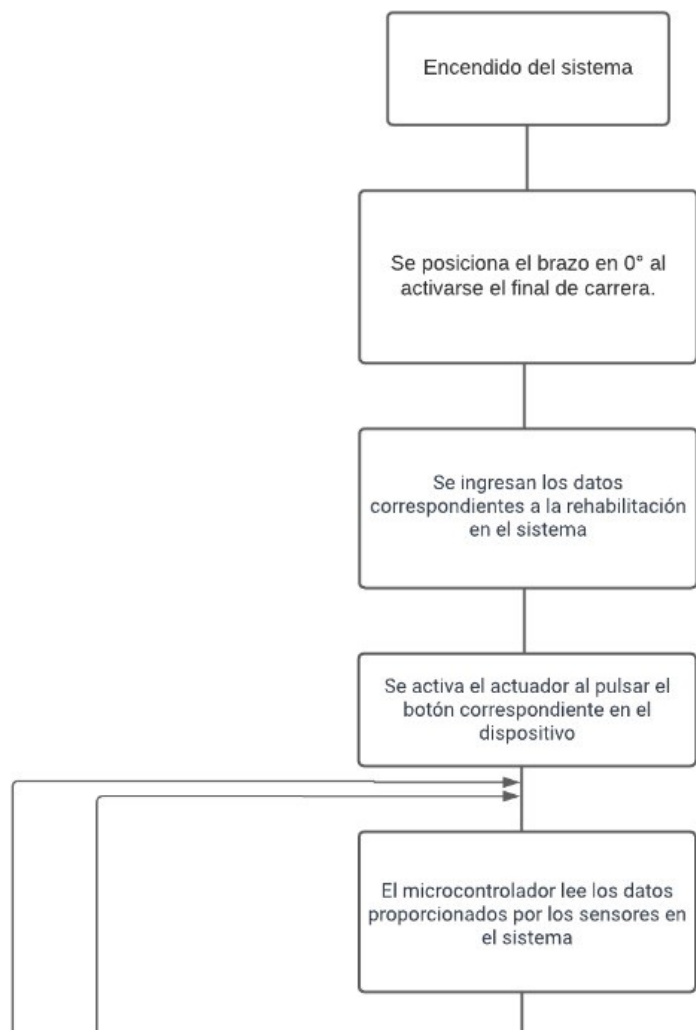


Figura 93. Diagrama de flujo parte 1. Elaborado por los autores.

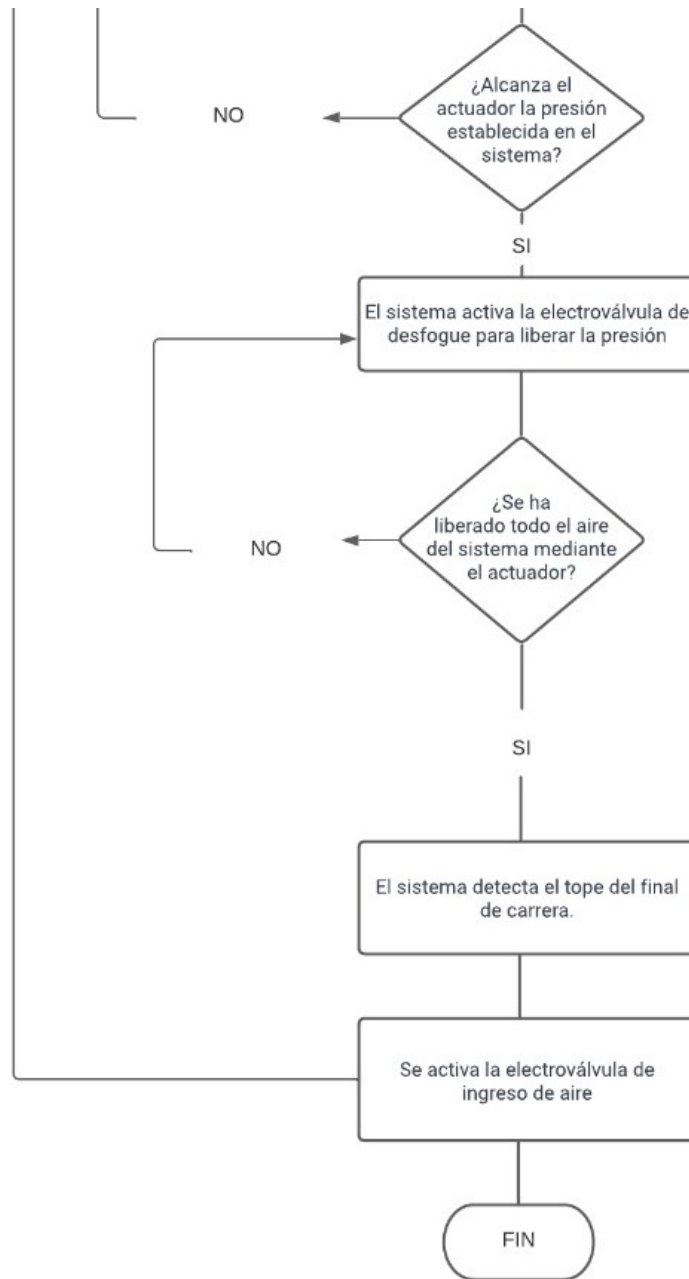


Figura 94. Diagrama de flujo parte 2. Elaborado por los autores.

V-A14. *Selección de protecciones eléctricas, cables y fuente de alimentación:* En el desarrollo del prototipo rehabilitador, se consideró cuidadosamente el amperaje del actuador NEMA 23 para su conexión segura y efectiva en el sistema. El NEMA 23 es capaz de manejar una corriente máxima de 4 A, y para asegurar que se mantenga dentro de los límites de seguridad, se incorporó un diferencial de corriente multivoltaje en el circuito.

El diferencial de corriente multivoltaje es un dispositivo de medición que permite monitorear la corriente continua (DC) que fluye a través del circuito del NEMA 23. Este dispositivo es capaz de detectar cualquier desequilibrio en la corriente, lo que podría indicar una sobrecarga o un cortocircuito. Si se detecta una sobrecarga o un cortocircuito, el diferencial de corriente multivoltaje activa un sistema de protección para desconectar el circuito, evitando daños al actuador y al sistema en general.

La incorporación de estas protecciones es fundamental para garantizar la seguridad y el correcto funcionamiento del prototipo rehabilitador. La detección temprana de sobrecargas o cortocircuitos evita daños en los componentes y, en última instancia, ayuda a prolongar la vida útil del sistema.

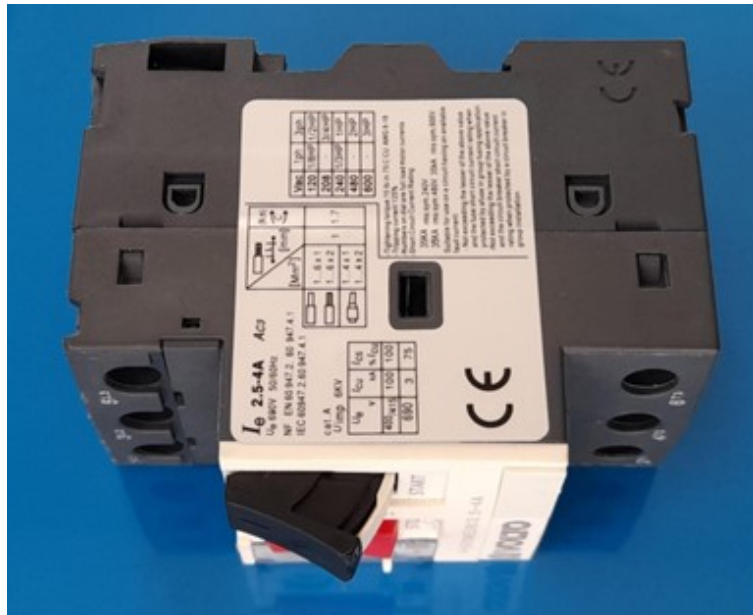


Figura 95. Guardamotors de 2.5 a 4 A. Elaborado por autores

Adicional se conectó en la entrada de la alimentación un fusible por medida de seguridad para así ante cualquier sobrecarga del sistema, evitar que se dañe la fuente de alimentación.

En cuanto a las conexiones, se seleccionó específicamente el uso de cable #18 para garantizar una capacidad adecuada de corriente. Este tipo de cable es capaz de soportar corrientes de hasta 7 A, lo que lo hace ideal para las aplicaciones en las que se utilizará el prototipo.

Es importante destacar que se optó por un sobredimensionamiento del cable, en este caso, el uso de cable 18, por razones de seguridad. Al seleccionar un cable que es capaz de soportar más corriente de la necesaria, se reduce el riesgo de sobrecalentamiento y fallas en las conexiones. De esta manera, se asegura un funcionamiento seguro y confiable del sistema.

FOTO	CALIBRE / AWG	DIAMETRO EN MM	CONSUMO DE CORRIENTE	EJEMPLOS
	6	16mm	Muy alto	Aires acondicionados centrales, equipos industriales (se requiere instalación especial de 240 volts).
	8	10mm	Alto	Aires acondicionados, estufas eléctricas y acometidas de energía eléctrica.
	10	6mm	Medio - alto	Secadoras de ropa, refrigeradores, aires acondicionados de ventana.
	12	4mm	Medio	Hornos de microondas, licuadoras, contactos de casas y oficinas, extensiones de uso rudo.
	14	2.5mm	Medio - bajo	Cableado de iluminación, contactos de casas, extensiones reforzadas.
	16	1.5mm	Bajo	Extensiones de bajo consumo, lámparas.
	18	1mm	Muy bajo	Productos electrónicos como termostatos, timbres o sistemas de seguridad.

Figura 96. Tabla de cables eléctricos [9]

Además, se llevó a cabo un proceso de selección y prueba minucioso para seleccionar los conectores adecuados y garantizar una conexión confiable y segura en todo momento. Esto se logró mediante la utilización de conectores de alta calidad que fueron cuidadosamente seleccionados para que sean compatibles con el cable #18.

V-A15. Implementación de HMI para ingresos de datos: El código es un programa de Python que utiliza la biblioteca Tkinter para crear una GUI. Tkinter es una biblioteca estándar de Python para crear interfaces gráficas de usuario. La GUI tiene tres pantallas diferentes que se pueden cambiar haciendo clic en botones. Cada pantalla se define como una clase separada que hereda de la clase tk.Frame.

La primera pantalla se llama pantalla home y contiene dos botones para navegar a la pantalla de configuración o a pantalla home2. La segunda pantalla se llama pantalla home2 y contiene tres botones para seleccionar la velocidad (alta, media o baja) y un cuadro de entrada para establecer un tiempo determinado. También hay dos botones para volver a la pantalla de inicio o ir a la siguiente pantalla. La tercera pantalla se llama pantalla config y tiene tres cuadros de entrada para establecer los valores iniciales de velocidad (alta, media y baja) y dos botones para aceptar los cambios o volver a la pantalla de inicio.

La clase principal se define como una subclase de la clase tk.Tk. La clase principal inicializa la ventana raíz y define la geometría de la GUI. También contiene un diccionario de todos los marcos (frames) disponibles en la GUI. La función showframe se utiliza para cambiar el marco actual de la GUI al marco especificado. Además, el código define algunas variables de velocidad iniciales que se utilizan en pantallahome2 y pantallaconfig. Las variables se definen como constantes globales en la parte superior del código y se utilizan en los métodos de la clase pantallahome2 y pantallaconfig para establecer los valores de velocidad iniciales.

```

1 import tkinter as tk
2 velocidad_baja_inicial=5
3 velocidad_media_inicial=6
4 velocidad_alta_inicial=7
5 """
6 app= tk.Tk()
7 palabra=tk.StringVar(app)
8 entrada=tk.StringVar(app)
9
10 app.geometry("600x300")
11 app.configure(background="black")
12 tk.Wm.wm_title(app,"Hola")
13 def hola():
14     print("Hola")
15     print(entrada.get())
16     palabra.set(entrada.get())
17
18 tk.Button(
19     app,
20     text="Click",
21     font=("Courier",14),
22     bg="#00a8e8",
23     fg="white",
24     command=hola
25 ).pack(
26     fill=tk.BOTH,
27     expand=True,
28 )
29 tk.Label(
30     app,
31     text="hey",
32     fg="white",
33     bg="black",
34     justify="center",
35     textvariable=palabra
36 ).pack(
37     fill=tk.BOTH,
38     expand=True,
39 )
40
41 tk.Entry(
42     app,
43     fg="white",
44     bg="black",
45     justify="center",
46     textvariable=entrada
47 ).pack(
48     fill=tk.BOTH,
49     expand=True,
50 )
51
52 app.mainloop()
53
54
55 """
56
57
58 class principal(tk.Tk):
59     def __init__(self,*args,**kwargs):
60
61         super().__init__(*args,**kwargs)
62
63         self.configure(bg="black")
64         self.title("Principal")
65         self.geometry("600x300")
66         self.columnconfigure(0,weight=1)

```


V-A16. *Ensamblaje de prototipo mecánico:* Después de completar el ensamblaje del prototipo mecánico, se realizó una exhaustiva revisión del sistema para verificar que todos los componentes estuvieran correctamente instalados y ajustados. Se comprobó que los pernos estuvieran apretados con el torque adecuado para evitar fallas en los componentes por una mala sujeción. Además, se graduó la tensión en la banda sincrónica utilizando un templador y se verificó que la unión en el tren de engranes no presentara ninguna fuga. Posteriormente, se procedió a soldar la caja de engranes a la caja de poleas con gran cuidado para evitar deformaciones y asegurarse de que la unión estuviera lo suficientemente resistente para soportar las cargas del sistema en funcionamiento.

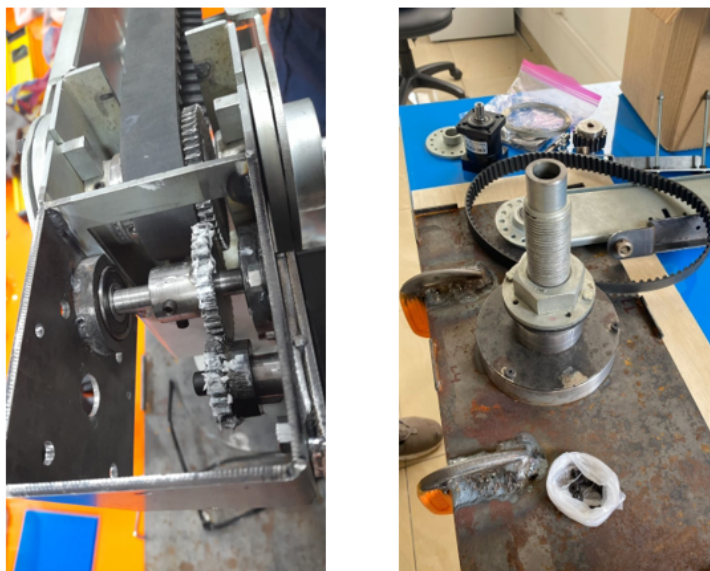


Figura 98. Ensamble del tren de engranes al eje de la polea conductora y este a su vez a la banda de transmisión. Elaborado por autores.

Luego, se realizaron pruebas para comprobar que los grados de libertad se ajustaran a los topes mecánicos y que no hubiera fricción que pudiera causar desgaste o fallo prematuro de las piezas. Este proceso incluyó la verificación del correcto funcionamiento de todos los componentes, desde el motor hasta los engranajes y poleas, para garantizar que el prototipo mecánico estuviera listo para su uso en el sistema final.



Figura 99. Ensamble de prototipo mecánico del dispositivo rehabilitador de codo. Elaborado por autores.

V-A17. *Prueba y resultados:* Se llevaron a cabo análisis de la estructura electromecánica con el propósito de instalar un actuador blando que permitiera la realización del movimiento de flexoextensión con fines rehabilitatorios. Los resultados obtenidos demuestran que la implementación del actuador blando fue exitosa y que, mediante la aplicación de una presión adecuada, se logró ejercer la fuerza necesaria para la rehabilitación de la articulación en cuestión.



Figura 100. Diferentes posiciones del actuador. Elaborado por autores.

VI. CRONOGRAMA

A continuación se realiza el cronograma que detalla todas las actividades que se llevaron a cabo durante el desarrollo del proyecto.

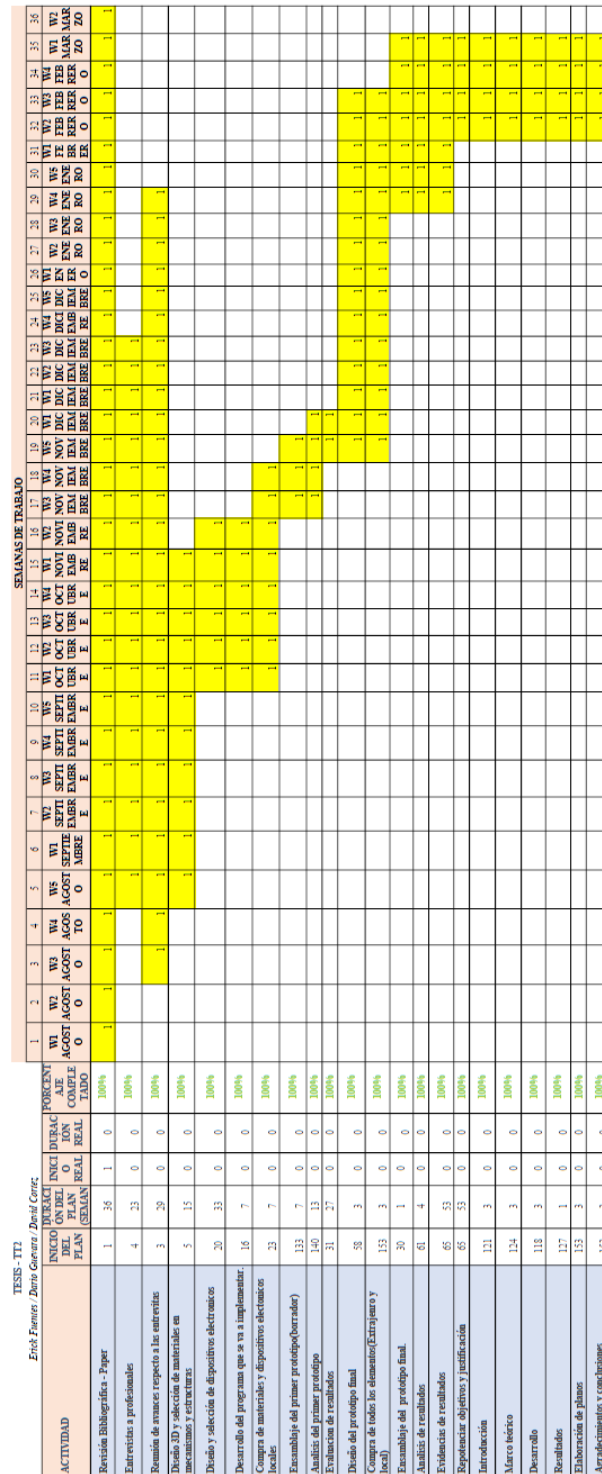


Figura 101. Cronograma. Elaborado por los autores.

VII. PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DE LA TESIS			\$1.500
DISPOSITIVO REHABILITADOR DE CODO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
Motor NEMA 23 57BYGH112-3004 3.0Nm 3A 1.8 grados	1	\$65	\$65
Driver DM542	1	\$30	\$30
Caja reductora de engranajes planetaria con salida tipo brida Ratio 5:1 Input:22mm	1	\$80	\$80
Rodamiento 6312	1	\$40	\$40
Rodamiento 6202	4	\$1,50	\$6
Rodamiento 61901	10	\$2	\$20
Rodamiento 6200	2	\$3	\$6
Lámina de Acero de transmision 1mx2m	1	\$22	\$22
Lámina de acero de transmision 3 mm de 1mx2m	1	\$11	\$11
Alquiler de taller de manufactura(Horas)	60 horas	\$15	\$900
Electroválvula biestable 5/2	1	\$35	\$35
Acoples de valvula 3/8, manguera neumática	*	\$40	\$40
Sensor de presion 0,5 - 40 bar	1	\$65	\$65
Botón paro de emergencia	1	\$20	\$20
Pernos,tuercas,esparragos,machuelos,brocas,anillos planos y de presión	*	\$40	\$40
Cableado,fuente de alimentación,sensores,finales de carrera,luces piloto	*	\$70	\$70
Movilización	*	\$40	\$50
TOTAL DEL PROYECTO			\$1.500

Figura 102. Elaborado por autores.

VIII. CONCLUSIONES

- A través de la lectura y el análisis de la literatura especializada en reumatología, que es la rama de la medicina encargada de estudiar las articulaciones del cuerpo humano, se evaluaron los movimientos necesarios para la rehabilitación del codo tras sufrir un traumatismo, cirugía, artroplastia, artritis u otras enfermedades que pueden afectar esta articulación. Para ello, se llevó a cabo un análisis de los grados de libertad y las fuerzas máximas y mínimas que se aplican al codo durante la rehabilitación, con el objetivo de determinar las fuerzas que aseguren una protección del 90% de la articulación. Posteriormente, se procedió a dimensionar la máquina de rehabilitación para la población del país. Para ello, se analizaron las estaturas promedio de la población y se realizaron estudios biomecánicos para estimar la medida del miembro superior en base a la estatura.
- Después de finalizar el proceso de dimensionamiento del dispositivo rehabilitador, se llevó a cabo el diseño mecánico del mismo, considerando parámetros fundamentales para el diseño, como lo son la ergonomía, adaptabilidad, resistencia ante fuerzas aplicadas, amplitud, seguridad y durabilidad. El diseño se realizó utilizando software especializado como SolidWorks e Inventor; Se diseñaron al menos dos prototipos a una escala menor, los cuales se imprimieron en el proceso de manufactura 3D. Estos prototipos se analizaron minuciosamente para seleccionar el más adecuado en función de los parámetros de diseño establecidos. Una vez seleccionado el modelo, se llevaron a cabo los análisis necesarios para verificar su capacidad para soportar las fuerzas y pares de torsión a los que estaría sometido. Para ello, se realizaron análisis de estática y fatiga, con el fin de optimizar el modelo y rediseñar las piezas que estaban en los límites de ruptura. Después de haber realizado la simulación estática del rediseño y haber mejorado las piezas que estaban en los límites de ruptura, se procedió a verificar que el prototipo cumplía con los estándares de factor de seguridad requeridos para garantizar su correcto funcionamiento y seguridad durante su uso.
- Luego de completar el proceso de diseño, se llevó a cabo la fabricación y mecanizado del prototipo del dispositivo rehabilitador. Se realizaron pruebas de carga y esfuerzos en las piezas del prototipo para evaluar su resistencia y capacidad para soportar las fuerzas y pares de torsión a los que estaría sometido en su funcionamiento. Los resultados obtenidos en las pruebas mostraron que el dispositivo cumplía con los estándares requeridos de resistencia y durabilidad.
- La instalación del sensor de presión y el control del actuador blando mediante las electroválvulas 5/2 permitió obtener mediciones precisas de la presión generada por el dispositivo rehabilitador y ajustar adecuadamente los parámetros de control necesarios para obtener los movimientos deseados. Los ensayos realizados demostraron que el dispositivo era capaz de ofrecer una amplia gama de grados de deformación y fuerzas necesarias para la rehabilitación del codo. En resumen, el dispositivo rehabilitador diseñado y fabricado cumplió con los estándares requeridos.
- Una vez finalizado el diseño y construcción del prototipo, se procedió a validar su funcionamiento mediante el uso de software CAE (Computer-Aided Engineering). Esto permitió verificar que el dispositivo cumplía con los requisitos de diseño y que estaba en capacidad de soportar las cargas y esfuerzos a los que estaría sometido durante la terapia de rehabilitación del codo. Además, se instaló un HMI (Human Machine Interface) para visualizar el funcionamiento del equipo y realizar la terapia en base a los estándares del área médica de la reumatología.
- Se ha logrado implementar un dispositivo rehabilitador que utiliza un actuador blando para permitir la rehabilitación del codo en un rango de movimiento de 0 a 90 grados. El médico podrá aplicar la terapia de rehabilitación ajustando el tiempo en minutos y los grados en sexagesimales a través del dispositivo. Además, el dispositivo está configurado para no exceder una velocidad de 67 rpm y ofrece tres opciones de velocidad: alta, media y baja. Con estas características, el dispositivo puede proporcionar una solución de rehabilitación efectiva para los pacientes que necesitan mejorar su movilidad del codo.
- En conclusión, para el desarrollo de un equipo de rehabilitación se requiere la colaboración de profesionales de diversas áreas, como ingeniería mecatrónica, fisioterapia y reumatología. Este proyecto es una aplicación de los conocimientos adquiridos en la carrera de mecatrónica en la Universidad Politécnica, que son utilizados para diseñar y construir dispositivos que ayuden en la recuperación de pacientes.

IX. RECOMENDACIONES

- Antes de iniciar una sesión de terapia con el dispositivo rehabilitador, es importante asegurarse de que las platinas del antebrazo estén colocadas en su posición inicial de cero grados (0°). Esto permitirá al dispositivo tener una referencia precisa desde la cual iniciar la terapia y garantizar que los movimientos realizados sean adecuados y seguros para el paciente. Es recomendable verificar esta posición antes de cada sesión de terapia para evitar posibles errores o desviaciones en los resultados. Además, es importante recordar que cualquier ajuste en la posición inicial de las platinas debe ser realizado por un profesional de la salud capacitado y autorizado para ello.
- Es importante que se verifique la capacidad del dispositivo de rehabilitación para adaptarse a diferentes tipos de pacientes, considerando aspectos como la altura, el tamaño de las extremidades y la capacidad de movimiento. Se debe tomar en cuenta las variaciones antropométricas de la población, para lo cual se pueden utilizar tablas y gráficos antropométricos para determinar los rangos de dimensiones que deben ser cubiertos por el dispositivo. Asimismo, se deben considerar las posibles limitaciones de movimiento del paciente, y ajustar el dispositivo de manera adecuada para permitir una rehabilitación.
- Se recomienda que el paciente se siente en la silla adecuada antes de utilizar el dispositivo de rehabilitación, con el fin de prevenir posibles accidentes y lesiones. Además, es importante que el paciente reciba instrucciones claras y precisas sobre el uso del dispositivo antes de comenzar la terapia para asegurar un uso seguro y efectivo. También se debe verificar que la silla sea adecuada para el paciente, teniendo en cuenta su tamaño y altura, y se deben tomar medidas adicionales de seguridad para evitar caídas y movimientos bruscos durante el tratamiento.
- Es crucial verificar que los agarres del brazo y el antebrazo estén correctamente ajustados al paciente para garantizar que el dispositivo pueda transmitir efectivamente el movimiento a la articulación. De lo contrario, podría resultar en una rehabilitación inadecuada o ineficaz. Las empuñaduras deben estar bien sujetas y colocadas para garantizar la máxima comodidad y seguridad para el paciente durante el proceso de rehabilitación. Además, se recomienda revisar regularmente las empuñaduras durante las sesiones de terapia para asegurarse de que permanezcan en la posición correcta y no se aflojen con el tiempo.
- Es importante monitorear el progreso del paciente durante la terapia de rehabilitación y hacer ajustes necesarios en el dispositivo. Estos ajustes pueden incluir cambios en la intensidad del entrenamiento o la duración de la terapia, según el progreso del paciente y su capacidad para tolerar la rehabilitación. Para hacer esto, se puede utilizar software especializado que permita el seguimiento del progreso y el ajuste del dispositivo en tiempo real. Además, se recomienda realizar evaluaciones regulares para evaluar el progreso del paciente y determinar si es necesario hacer ajustes adicionales en el dispositivo o en la terapia en sí.
- Es importante tener en cuenta que el prototipo fue diseñado con el objetivo de crear un dispositivo de rehabilitación para el miembro superior, y se incorporaron los grados de libertad correspondientes. Sin embargo, en el estudio llevado a cabo la articulación motriz al codo, con el fin de desarrollar un plan para mejorarlo y añadir un módulo para la muñeca y la mano en el futuro.

X. ANEXOS



Figura 103. Portada del programa en HMI. Elaborado por autores.

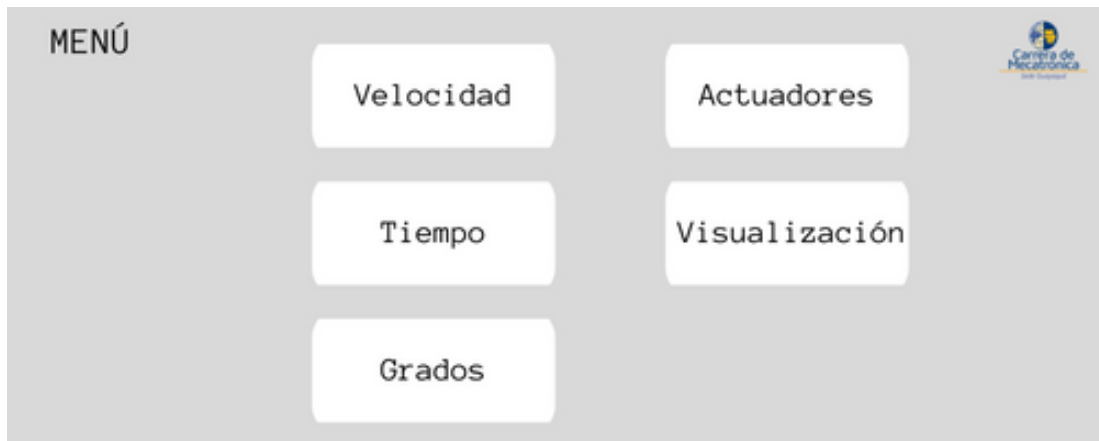


Figura 104. Menú del programa. Elaborado por autores.



Figura 105. Digitalización del tiempo de rehabilitación. Elaborado por autores.

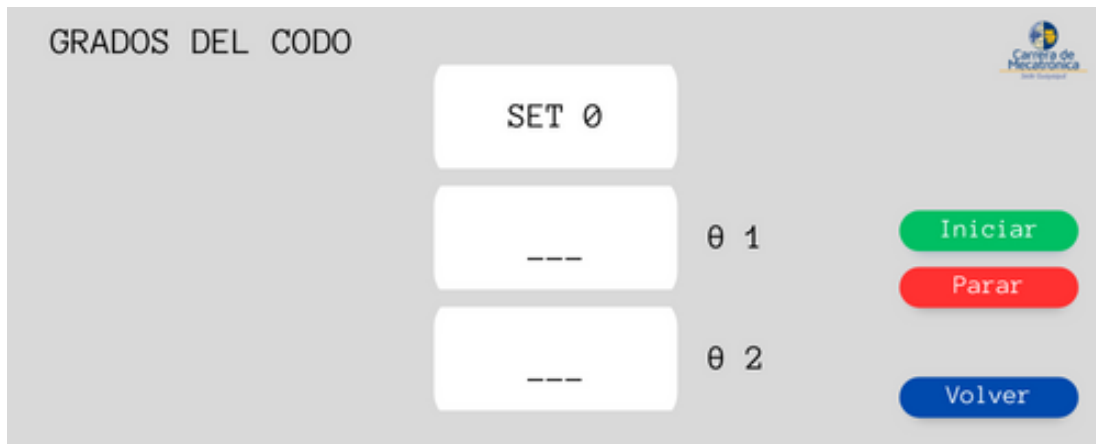


Figura 106. Digitalización de los grados del codo. Elaborado por autores.



Figura 107. Visualización del antebrazo a 90 grados. Elaborado por autores.

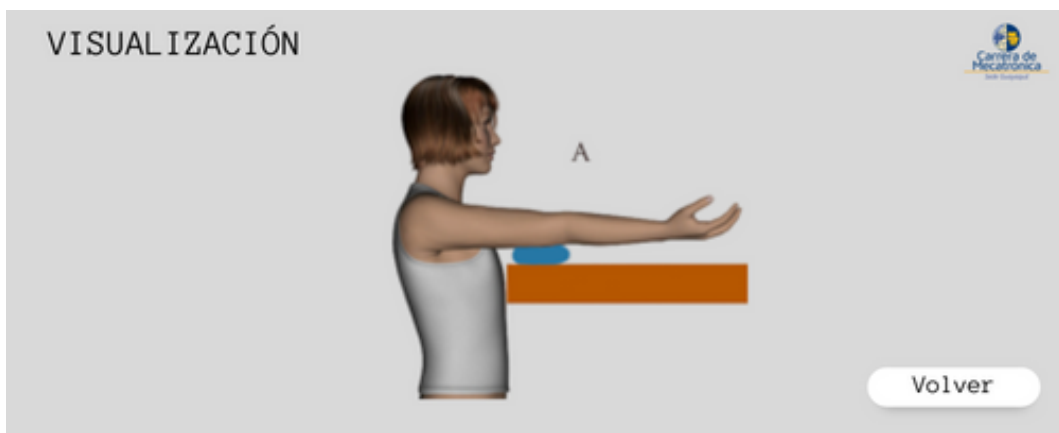


Figura 108. Visualización del antebrazo a 0 grados. Elaborado por autores.

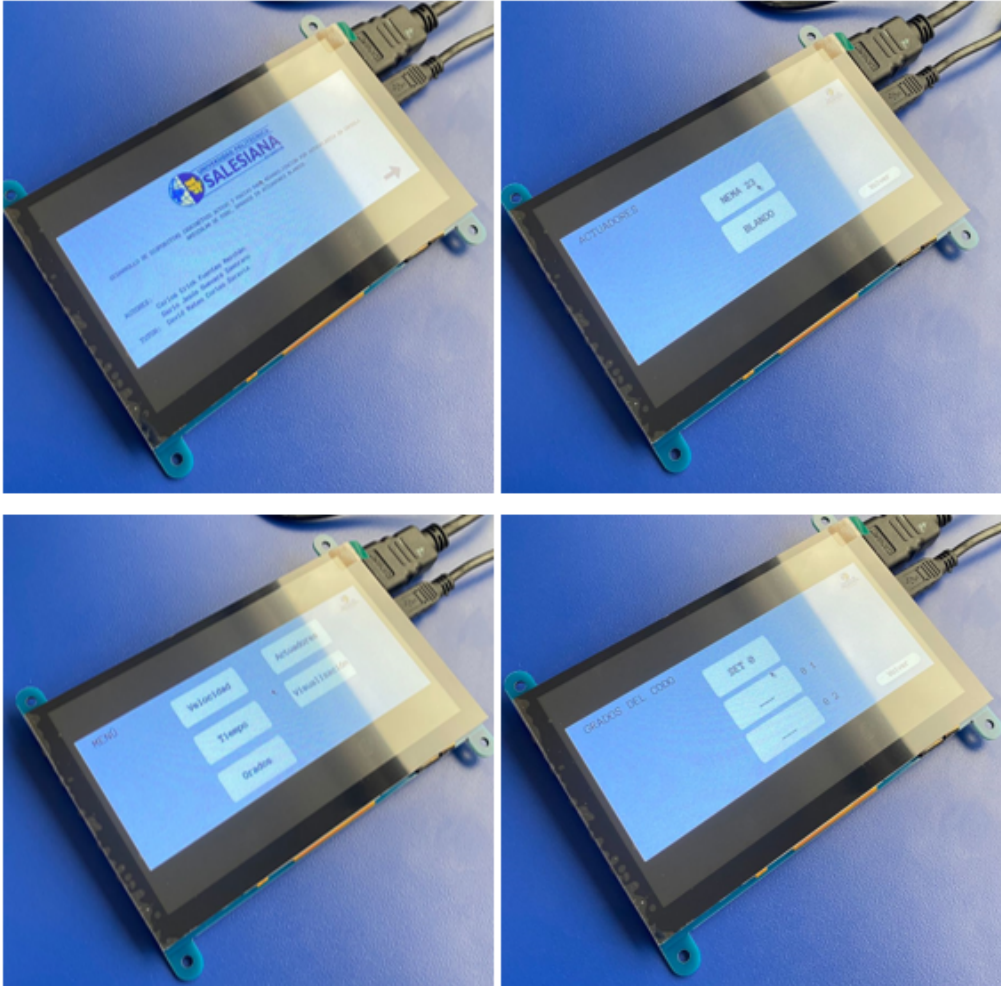


Figura 109. Visualización en el HMI. Elaborado por autores.



Figura 110. Mecanizado de rectificado de tubos para introducir rodamiento. Elaborado por autores.



Figura 111. Mecanizado interno del tubo base de la estructura. Elaborado por autores.

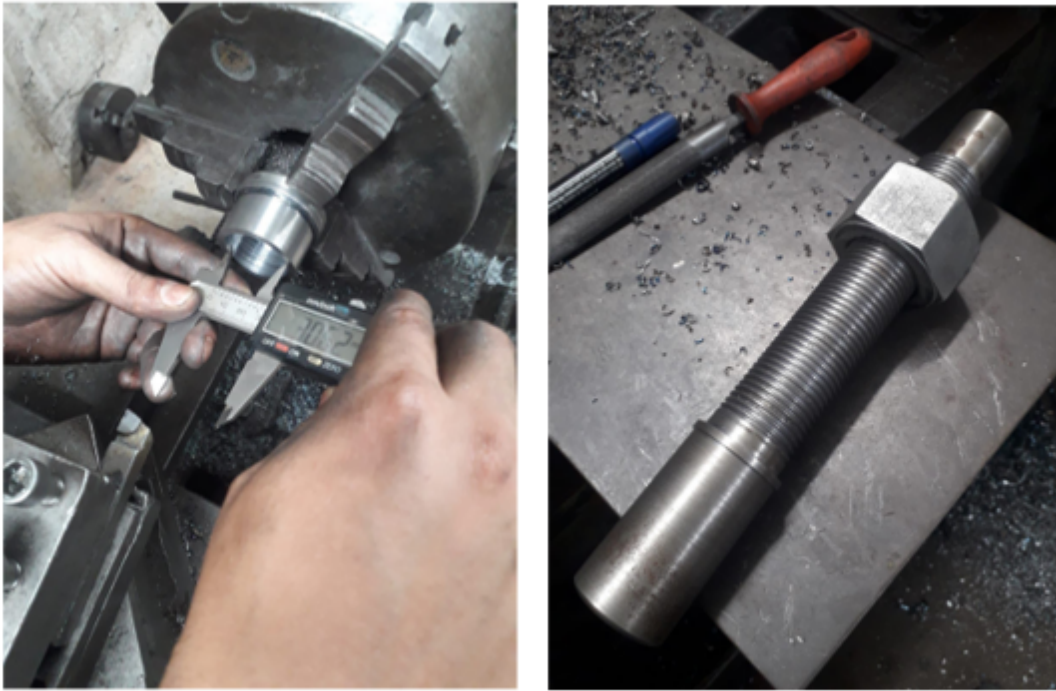


Figura 112. Toma de medidas para mecanizar con tolerancias dimensionales. Elaborado por autores.



Figura 113. Uso del torno para rectificación de piezas. Elaborado por autores.



Figura 114. Comprobación de medidas de las piezas con sus respectivos planos. Elaborado por autores.



Figura 115. Corrección y pulido de piezas mecánicas. Elaborado por autores.

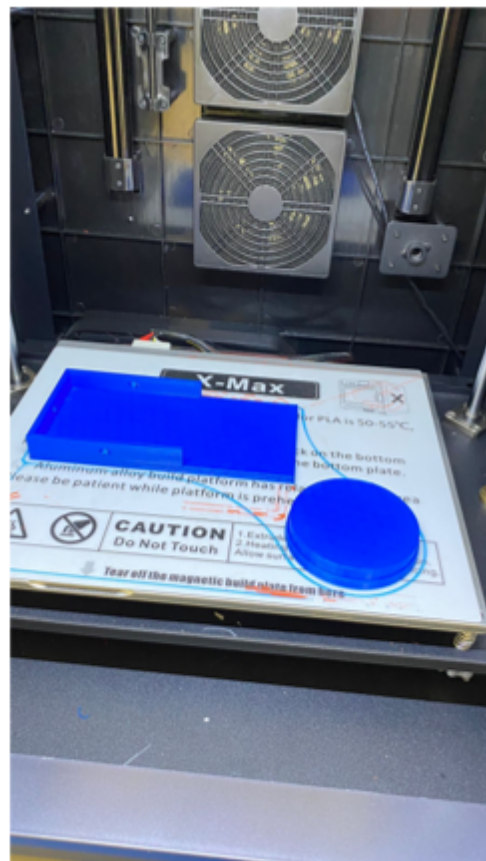
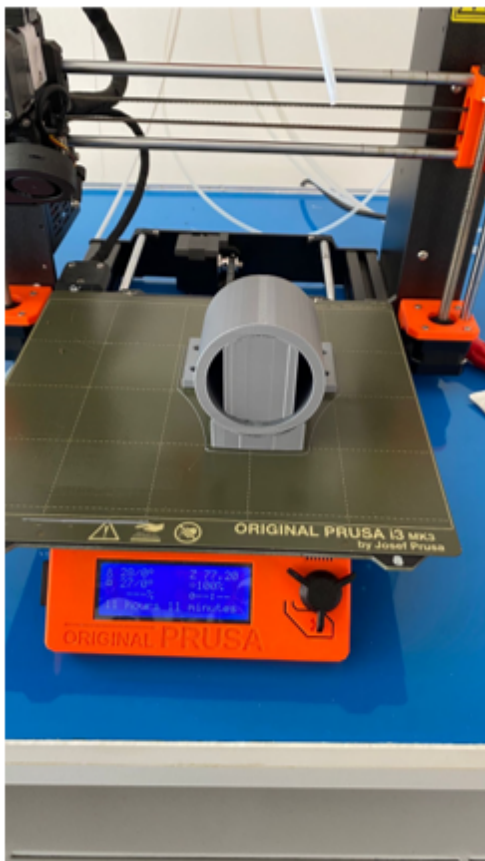


Figura 116. Fabricación de piezas por medio del proceso de manufactura impresión 3D. Elaborado por autores.

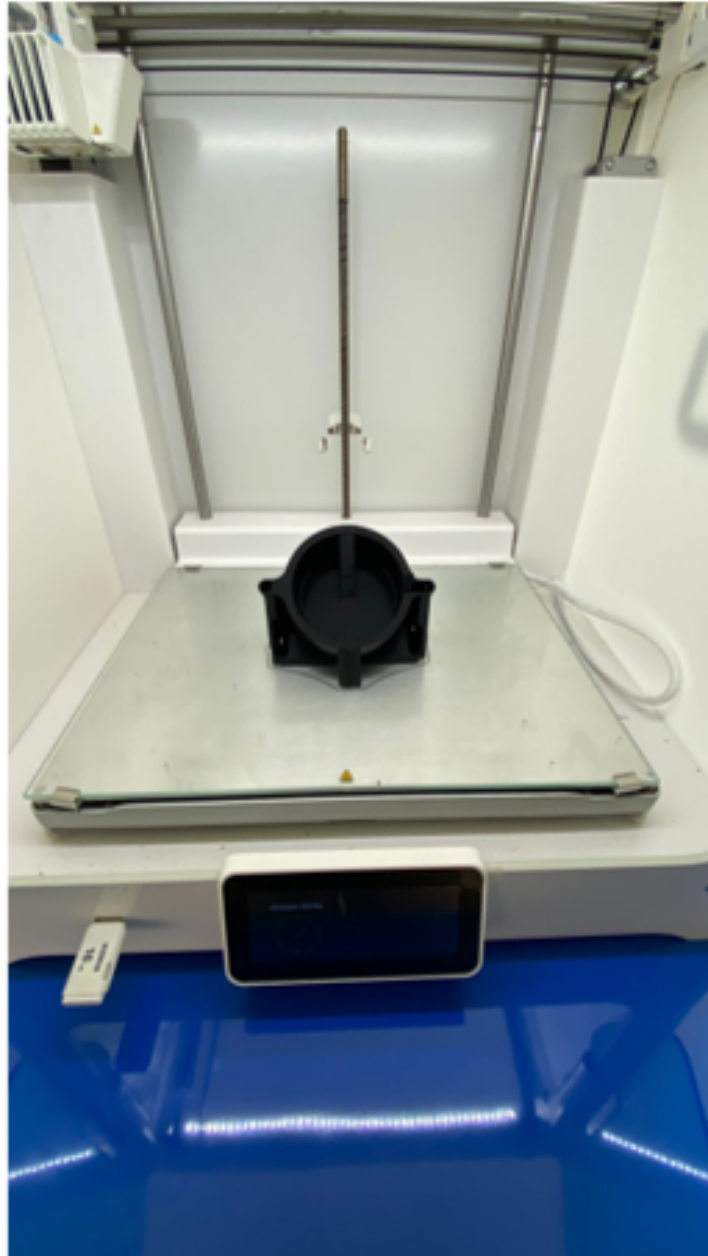


Figura 117. Impresión 3D de soporte de actuador blando. Elaborado por autores.

REFERENCIAS

- [1] 3D, C., *Caso de éxito: La tecnología de Ansys en el diseño de buques navales*, <https://www.prototicad3d.com/2021/12/caso-de-exito-la-tecnologia-de-ansys-en.html>, s/f.
- [2] Allonrobots.com, *Cylindrical robot type*, <https://www.allonrobots.com/cylindrical-robot/>, Recuperado el 2 de marzo de 2023, s/f.
- [3] J. L. Andréu, T. Otón y J. Sanz, «Tratamiento de situaciones clínicas difíciles en pacientes con artritis reumatoide: cáncer,» *Reumatología clínica*, vol. 5, n.º Suppl 1, págs. 44-47, 2009. DOI: 10.1016/j.reuma.2008.12.004. dirección: <https://doi.org/10.1016/j.reuma.2008.12.004>.
- [4] ANSYS, *ANSYS Products*, <https://www.ansys.com/products>, Recuperado el 27 de febrero de 2023, s/f.

- [5] Autodesk, *Autodesk Inventor*, <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>, Recuperado el 27 de febrero de 2023, s/f.
- [6] AV Electronics, *Fin de carrera KW11-3Z*, <https://avelectronics.cc/producto/fin-de-carrera-kw11-3z-5a-250v/>, s/f.
- [7] C. Avshmeip, *SOLIDWORKS Simulation “4 consejos para mejorar tus simulaciones”*, SOLIDWORKS LATAM y España, mayo de 2021. dirección: https://blogs.solidworks.com/solidworkslatamyesp/solidworks-blog/simulacion/solidworks_simulation/solidworks-simulation-4-consejos-para-mejor-tus-simulaciones/.
- [8] BIOMECANICA DE CODO, *Biomecánica de codo*, [Presentación de diapositivas], Slideshare.net, s/f. dirección: <https://es.slideshare.net/TraumaHCM/biomecanica-de-codo-55721819>.
- [9] CEAC, *¿Qué tipos de cables eléctricos existen?* <https://www.ceac.es/blog/que-tipos-de-cables-electricos-existen>, mayo de 2019.
- [10] Com.mx, *Motor a pasos Nema 23 3.5Nm 500 oz-in*, <https://innoindustrial.com.mx/producto/motor-a-pasos-nema-23-3-5nm-500-oz-in/>, Recuperado el 9 de marzo de 2023, s/f.
- [11] DEC Motor, *Nema 23 planetary gearbox geared stepper motor*, <https://www.dec-motor.com/nema-23-planetary-gearbox-geared-stepper-motor-product/>, s/f.
- [12] C. Díaz, J. Molina y L. Rojas, «Estudio microbiológico de superficies en áreas de atención de la salud en Bogotá, Colombia,» *Revista Chilena de Infectología*, vol. 32, n.º 6, págs. 646-652, 2015.
- [13] M. Díaz-Carrasco Díaz, «Modelado mediante análisis de elementos finitos de Kyma, un robot manipulador blando,» Tesis de mtría., Universidad Politécnica de Madrid, 2018.
- [14] J. A. Diego-Mas, *Análisis biomecánico estático coplanar*, Disponible online: <https://www.ergonautas.upv.es/metodos/biomecanica/biomecanica-ayuda.php>, Ergonautas, Universidad Politécnica de Valencia, 2015.
- [15] J. A. Diego-Mas, *Biomecánica - Esfuerzos Estáticos Coplanares*, https://www.upv.es/entidades/MTF/infou/tlm/Biomecanica/documentos/6_Esfuerzos_Estaticos_Coplanares.pdf, Universidad Politécnica de Valencia, s/f.
- [16] Ediciónmedica, *Ecuador necesita más reumatólogos*, Ediciónmedica, Recuperado el 13 de septiembre de 2022., diciembre de 2015. dirección: <https://www.edicionmedica.ec/secciones/profesionales/ecuador-necesita-m-s-reumat-logos-869657D>.
- [17] S. Flores, A. Jiménez, C. Ordoñez y G. Cucalón, *Tendencias actuales en el uso de tecnología en la educación*, <https://www.educaronline.com/tendencias-actuales-en-el-uso-de-tecnologia-en-la-educacion/>, 2022.
- [18] S. Flores, A. Jiménez, C. Ordoñez y G. Cucalón, *Tendencias actuales en el uso de tecnología en la educación*, <https://www.educaronline.com/tendencias-actuales-en-el-uso-de-tecnologia-en-la-educacion/>, EducarOnline.com, 2022.
- [19] Gates Corporation, *Rubber synchronous belts*, Captura de pantalla de Gates, s/f. dirección: https://www.gates.com/es/es/power-transmission/synchronous-belts/rubber-synchronous-belts.p.9257-000000-000000.html?fl-teethcount_int=83%20%5C%20--%5C%20103&fl-teethcount_int=83%5C%20--%5C%2095&fl-topwidthmm_double=24.4%5C%20--%5C%2029.2.
- [20] K. Holzbaur, W. Murray y S. Delp, «A model of the upper extremity for simulating musculoskeletal surgery and analyzing neuromuscular control,» *Annals of Biomedical Engineering*, vol. 33, n.º 6, págs. 829-840, 2005. DOI: 10.1007/s10439-005-3320-7.
- [21] ISO 9001, *Sistema de gestión de la calidad. Requisitos*, ISO, Asociación Española de Normalización y Certificación, 2015.
- [22] J. M. Izurieta Freire y M. E. León Calle, *Campaña de Mercadeo Social sobre Artritis Reumatoide Proyecto Integrador*, Docplayer.Es, s/f. dirección: <https://docplayer.es/63698991-Campana-de-mercadeo-social-sobre-artritis-reumatoide-proyecto-integrador-julia-maria-izurieta-freire-michelaine-estefanny-leon-calle.html>.
- [23] I. A. Kapandji, *Fisiología Articular*, 6th ed. Madrid: Médica Panamericana, 2006.
- [24] Mayo Clinic, *Codo de tenista*, <https://www.mayoclinic.org/es-es/diseases-conditions/tennis-elbow/symptoms-causes/syc-20351987>, feb. de 2019.
- [25] Mayo Clinic, *Codo de golfista*, <https://www.mayoclinic.org/es-es/diseases-conditions/golfers-elbow/symptoms-causes/syc-20372868>, sep. de 2022.

- [26] K. L. Moore, A. F. Dalley y A. M. Agur, *Clinically Oriented Anatomy*, 7th ed. Philadelphia, PA: Lippincott Williams & Wilkins, 2014.
- [27] Mortgage y Corporation, *Fisiología del codo*, Mortgage y Corporation, 2010.
- [28] J. Narváez, M. Intriago, G. Maldonado, R. Guerrero y C. Rios, «Megadosis de vitamina D: Definición y eficacia en el metabolismo óseo, riesgo de fractura y caídas,» *RevReumDia*, vol. 15, n.º 1, oct. de 2019.
- [29] D. A. Neumann, *Fundamentos de Rehabilitación Física*, 3rd ed. Madrid: Elsevier Health Sciences, 2013.
- [30] M. Nordin y V. Frankel, *Biomecánica Básica del Sistema Musculoesquelético*. Madrid: McGraw Hill, 2004.
- [31] Nutrición Especializada, *Tabla de requerimientos nutricionales para hombres*, <https://www.nutricionespecializada.com/m/tablahombres.html>, Recuperado el 7 de marzo de 2023, s/f.
- [32] OrthoInfo, *Cubital Tunnel Syndrome*, <https://orthoinfo.aaos.org/en/diseases--conditions/cubital-tunnel-syndrome/>, s/f.
- [33] OrthoInfo, *Radial Head Fractures*, <https://orthoinfo.aaos.org/en/diseases--conditions/radial-head-fractures/>, Recuperado el 27 de febrero de 2023, s/f.
- [34] PhET Interactive Simulations, *MD Solids*, <https://phet.colorado.edu/en/simulation/md-solids>, Recuperado el 27 de febrero de 2023, s/f.
- [35] *Producto sin título*, <https://es.aliexpress.com/i/1005001670783718.html>, s/f.
- [36] *Programa de análisis y simulación - INVENTOR NASTRAN®*, agosto de 2015.
- [37] Programas-gratis.net, *Descargar MDSolids 4.1.0 Gratis para Windows*, <https://mdsolids.programas-gratis.net/>, s/f.
- [38] Rheumatology.org, *La Genética y las Enfermedades Reumáticas*, Rheumatology.org, Recuperado el 7 de marzo de 2023., s/f. dirección: <https://www.rheumatology.org/I-Am-A/Patient-Caregiver/Diseases-Conditions/Living-Well-with-Rheumatic-Disease/La-Genetica-y-las-Enfermedades-Reumaticas%7D>.
- [39] Roboticsec.com, *RASPBERRY PI4 B 2GB*, <https://roboticsec.com/producto/raspberry-pi4-b-2gb/>, Recuperado el 9 de marzo de 2023, s/f.
- [40] Rome Co Industrial, *4V320-10 Electrovalvula neumatica 5/2 Puertos 3/8"*, <https://www.romecoindustrial.com/producto/electrovalvula-neumatica-4v320-10/>, Recuperado el 9 de marzo de 2023, s/f.
- [41] Seisamed, *Catalogo Seisamed 2014 Internet*, <https://es.scribd.com/document/370562235/Catalogo-Seisamed-2014-Internet>, s/f.
- [42] Serviacero, *Catálogo de Productos*, https://portal.serviacero.com/assets/webfiles/3/files/49_1018.pdf, s/f.
- [43] J. E. Shigley y C. R. Mischke, *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw-Hill, 2001, págs. 671, 737-738.
- [44] SolidWorks, *What is SOLIDWORKS?* <https://www.solidworks.com/product/what-is-solidworks>, s/f.
- [45] R. Tantas y A. Alonso, «Diseño, fabricación e implementación de un dispositivo robótico basado en actuadores blandos para rehabilitación de la mano,» Universidad de Ingeniería y Tecnología, 2018.
- [46] E. Telégrafo, «La estatura de los ecuatorianos se incrementó en cuatro décadas,» *El Telégrafo*, s/f.
- [47] G. J. Tortora y B. Derrickson, *Principios de Anatomía y Fisiología*, 15th ed. Madrid: Médica Panamericana, 2017.
- [48] F. Vahid y T. Givargis, *Embedded System Design: A Unified Hardware/Software Introduction*. John Wiley & Sons, 2002.
- [49] J. M. Varaona y J. P. Simone, «Inestabilidad del codo,» *Rev. Asoc. Argent. Ortop. Traumatol.*, vol. 71, n.º 4, págs. 353-361, 2006.
- [50] M. I. Vera Parra y M. Peña Triviño, «Prevención de infecciones nosocomiales en el hospital,» *Revista Científica de Enfermería*, vol. 22, n.º 1, págs. 11-16, 2015.
- [51] M. Whittle, *Gait Analysis an Introduction*. Tennessee: Elsevier, 2007.
- [52] yumpu.com, *Ejes macizos y ejes huecos: TPI 79 - APIRO RODAMIENTOS*, <https://www.yumpu.com/es/document/read/14890141/ejes-macizos-y-ejes-huecos-tpi-79-apiro-rodamientos>, s/f.
- [53] A. Zar-Casas, E. De, F. Musculares et al., *Efecto de la electroestimulación neuromuscular sobre el rendimiento en el salto vertical en jugadores de baloncesto*, https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/16169/ZarCasas_Alejandro_TFG_2016.pdf?sequence=2&isAllowed=y, s/f.