

# Prototipo Compacto de Codo con Movimientos Integrados de Flexión-Extensión y Prono-Supinación: Diseño Mecánico

Tapia M. Pablo, Ciaccia S. Marco  
*Ingeniería en Mecatrónica, Universidad Técnica del Norte*  
Ibarra, Ecuador  
pdtapiam@utn.edu.ec  
mciaccia@utn.edu.ec

**Resumen**—Una amputación transhumeral puede causar daños a nivel psicológico y social, una persona que tiene este tipo de amputación debe usar lo más pronto posible un dispositivo protésico, con el fin de que pueda realizar las actividades de la vida diaria. En este trabajo se presenta el diseño de un nuevo prototipo de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, que supere las deficiencias del prototipo anterior realizado por (Méndez, 2016). Y de esta manera construir un prototipo que satisfaga las necesidades de una persona con amputación transhumeral.

Para el desarrollo del nuevo prototipo, inicialmente se establecen objetivos de diseño, donde se determina principalmente el torque y la velocidad máxima que deben tener tanto la articulación de codo como el rotador de muñeca. Estos objetivos de diseño se basan en actividades de la vida diaria.

Para determinar el tamaño de la estructura del prototipo, se toma como referencia las medidas antropométricas del usuario y los perímetros corporales del cuerpo humano, para que el nuevo prototipo sea lo más parecido al miembro superior. En cuanto al peso, el prototipo deberá ser menor al porcentaje de masa corporal que representa el antebrazo con la mano.

Como resultado se obtuvo que el torque continuo máximo de la articulación de codo es de 7.8 Nm, con una velocidad máxima de 30 rpm, por otro lado, el rotador de muñeca tiene un torque máximo de 1.4 Nm, con una velocidad máxima de 20 rpm. Lo cual es suficiente para realizar la mayoría de actividades de la vida diaria.

**Palabras Clave**—Amputación Transhumeral, Convergencia, Engranajes planetarios, Esfuerzo máximo, Flexión-extensión, Pasadores de espiga, Pronosupinación, Rendimiento, Velocidad angular.

## I. INTRODUCCIÓN

La amputación transhumeral es aquella que se realiza por encima del codo. Según [1] este tipo de amputación afecta principalmente a las funciones de alimentación,

autoprotección, supervivencia y actividades cotidianas, por lo que es importante que la persona amputada haga uso de una prótesis de miembro superior.

En el trabajo realizado por [2], se menciona que un buen diseño de prótesis debe considerar todos los problemas que implica utilizarla. Lo primero que debe hacer una persona cuando sufre una amputación es la rehabilitación social y psicológica, esto implica que debe sentirse bien al usar una prótesis, y así realizar las actividades de la vida diaria sin estrés, ni carga mental. Los principales problemas que conlleva el uso de una prótesis de miembro superior, es el consumo excesivo de energía física debido al peso del dispositivo, velocidad limitada, ruido y mala confiabilidad.

En la Universidad Técnica del Norte, se construyó un primer prototipo de prótesis de codo y antebrazo desarrollado por [3], el cual tiene algunos aspectos que pueden optimizarse, en cuanto a tamaño y funcionamiento. El mecanismo implementado para permitir el movimiento flexión-extensión tiene dimensiones que son relativamente grandes, lo que hace que aumente la longitud medida desde el codo hasta el brazo, así pues, el prototipo no podría ser implementado en algunos casos de amputación transhumeral. Por otro lado, para el movimiento de pronosupinación se utiliza un actuador sin ninguna etapa de reducción, por lo que es necesario utilizar un servomotor con dimensiones que hacen que el diámetro de la estructura del antebrazo sea más grande que el del cuerpo humano. En general, los perímetros de la estructura del prototipo son grandes en comparación a los perímetros corporales del miembro superior del cuerpo humano razón por la cual, si el prototipo se implementa en una persona con amputación, afectaría a su aspecto visual.

Debido a dos factores principales, la importación y el precio, los ecuatorianos que sufren de amputaciones transmurales no pueden acceder fácilmente a una prótesis, ya que estas son fabricadas principalmente en otros países y su precio es elevado para la economía del Ecuador.

Para solucionar los problemas mencionados, se propone realizar un nuevo prototipo compacto de miembro superior de bajo costo, cuyas dimensiones estén acorde a las medidas antropométricas del usuario, y los perímetros de la estructura deberán aproximarse a los del miembro superior del cuerpo

humano. La longitud medida desde el codo hasta el brazo del prototipo deberá ser la menor posible para poder implementarlo en el mayor número de casos de amputación transhumeral. El peso del prototipo deberá ser menor o igual al porcentaje de masa corporal que representa el miembro superior. Todo esto, con el fin de que si se implementaría el nuevo prototipo a una persona amputada, se le brinde confiabilidad, comodidad y satisfacción al realizar las actividades de la vida diaria.

## II. FUNDAMENTO TEÓRICO

### A. Prótesis comerciales

#### 1) *DynamicArm – Ottobock*

Este dispositivo protésico es desarrollado por la empresa *Otto Bock*, la cual tiene su sede en Alemania, es el fabricante líder en prótesis por más de 90 años, ya que éstas hacen posible mantener o establecer la movilidad de la extremidad perdida.

*DynamicArm* es una prótesis capaz de realizar movimientos naturales accionadas por señales musculares, mostrada en la figura 1. A la vez, envía señales a la mano protésica permitiendo no solo rotar la muñeca sino también abrir y cerrar la mano [4].



Fig. 1. Dynamic Arm [4]

#### 2) *Utah Arm*

Esta prótesis de brazo es desarrollada y fabricada por *Motion Control, Inc.*, la cual es una de las empresas más avanzadas en la industria de prótesis. Esta empresa fue originalmente establecida en 1974 por el Dr. Stephen C. Jacobsen, para comercializar la tecnología médica que se desarrollaba en el Centro de Ingeniería de la Universidad de Utah.

El brazo de Utah 3, se presentó en el 2004, el cual incorpora la tecnología de microprocesadores, permitiendo mejorar el control del brazo, además posee innovaciones de vanguardia en electrónica, un diseño innovador para funciones, apariencia natural y confort. En el 2008 se desarrolló el brazo de Utah 3+, mostrado en la figura 2, con las mismas características que su antecesor, pero con las propiedades de bloqueo y movimiento silencioso [5].

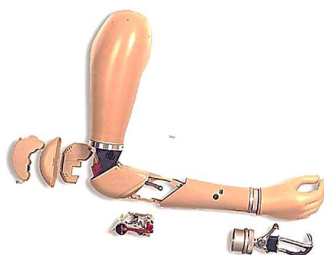


Fig. 2. Utah Arm 3+ [6]

#### 3) *Boston Digital Arm*

En el año 2001 [7] presentó el brazo digital Boston™, este sistema protésico incorpora tecnología de microprocesadores para mejorar el rendimiento y el ajuste óptimo de paciente.

Tiene un grado de libertad, para los demás movimientos se acoplan otros elementos como el rotador de muñeca de Otto Bock [8].



Fig. 3. Brazo Digital Boston [7]

Las principales especificaciones técnicas de las marcas antes mencionadas se muestran en la tabla I y II.

TABLA I  
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE CODOS COMERCIALES

	Torque Flexión Extensión (N·m)	Velocidad sin carga (°/s)	Velocidad con carga (°/s)	Rango de movimiento (°)	Masa (g)
<b>Boston Elbow</b>	5,9	123,5	60,7	0 - 135	960 - 1020
<b>Otto Bock</b>	18	-----	-----	0 - 150	1000
<b>Utah Arm</b>	4,3	112,5	-----	0 - 135	913

TABLA II  
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MUÑECAS COMERCIALES

	Torque prono-supinación (N·m)	Velocidad de prono-supinación (°/s)	Masa del rotador de muñeca (g)
<b>Otto Bock</b>	1,8	130 - 160	51 - 96
<b>Utah Arm</b>	1,7	300	143- 168

### B. Amputación transhumeral

En una amputación transhumeral, también conocida como por encima del codo, la sección se produce a través del hueso superior del brazo (húmero), de manera que el codo ya no está presente, como se observa en la figura 4 [4].

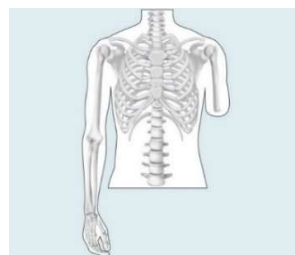


Fig. 4. Amputación Transhumeral [4]

Cuando el brazo tiene que ser cortado debido a una lesión o enfermedad, los médicos deben tratar de mantener lo más intacto posible la mayor cantidad de húmero. Cuanto más largo sea el muñón, es más fácil colocar una prótesis [9].

Para la colocación de una prótesis de miembro superior se debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Un muñón lo suficiente largo para crear una palanca, y poder colocar un codo artificial.
- Piel sana para sujetar el dispositivo protésico.
- Buena función muscular de la parte superior del brazo.
- Control del dolor en el muñón.
- Buena amplitud de movimiento del hombro.
- Un buen equipo de rehabilitación para ayudar al amputado a recuperar la función del brazo.

Lo mejor es utilizar una prótesis tan pronto como sea posible, para que el paciente pueda sentirse mejor psicológicamente acerca de tener una prótesis y pueda practicar con esta, poco después de que el muñón comience a sanar [9].

### C. Antropometría del usuario

Para determinar las correctas dimensiones de un dispositivo protésico es necesario determinar las medidas antropométricas del usuario, en base al trabajo realizado por [3], se determina que son las siguientes:

- Peso: 70 kg
- Longitud del antebrazo: 0,243 m
- Longitud de la palma de la mano: 0,085 m

Cabe aclarar que las medidas antropométricas consideradas para el diseño son correspondientes a una persona adulta de sexo masculino.

### D. Porcentaje de masa corporal

Otro tema importante que es necesario considerar para realizar el diseño de un prototipo de prótesis para una persona con amputación transhumeral, es el peso del miembro superior de la persona. En la tabla III se muestra el porcentaje de masa corporal que debe tener las diferentes partes del miembro superior.

TABLA III  
PORCENTAJE DE MASA CORPORAL DEL MIEMBRO SUPERIOR [3]

Parte del miembro superior	Porcentaje
Mano	0,7
Antebrazo con la mano	2,3
Antebrazo sin la mano	1,6
Parte superior del brazo	2,7
Brazo completo	5

## III. OBJETIVOS DE DISEÑO

Los mecanismos para los movimientos de flexión-extensión y prono-supinación, tienen que diseñarse para proporcionar el suficiente torque, velocidad y rango de movimiento, y así permitir que una persona con amputación transhumeral pueda realizar la mayoría de actividades de la vida diaria (AVDs).

### A. Objetivos para la articulación de codo

En el trabajo realizado por [3] se establece que la longitud del antebrazo debe ser de 24,3 cm, de acuerdo a las medidas antropométricas para una persona adulta de 70 kg. Por otro lado, la longitud entre el codo y el brazo, debe ser la menor posible, con el fin de poder implementar el prototipo al mayor número de usuarios posible.

El porcentaje de masa corporal referente al antebrazo sin la mano es del 1,6 %, por lo que, para una persona de 70 kg daría como resultado 1,12 kg [3]. Por lo que, se determinó que el peso del antebrazo no debería superar los 1,2 kg.

En el sitio web [11], se afirma que la mayoría de las AVDs se realizan entre 30° y 130° para la flexión-extensión. Por lo que, para el prototipo se considerará el mismo ángulo funcional.

Según [10], en algunos estudios realizados acerca de los movimientos de extremidades superiores, se ha determinado que el codo experimenta una velocidad angular máxima de aproximadamente 250 grados/segundo mientras se ejecutan las ADVs típicas. En la tabla I, se puede observar que la velocidad para flexión-extensión de la prótesis mioeléctrica de Otto Bock es de 123 grados/segundo y para Utah Arm es de 113 grados/segundo. Para el diseño del prototipo se ha considerado una velocidad angular que se encuentre entre los valores anteriormente mencionados; es decir que, una velocidad angular de 180 grados/segundo sería suficiente para que el usuario realice la mayoría de actividades de la vida diaria.

Un estudio realizado por [12], el cual contiene un análisis dinámico de diez personas, realizando distintas AVDs, ha determinado que el par máximo del codo es de 5,8 N·m en flexión. De igual manera, en la tabla I se muestran los valores de torque para flexión-extensión de las principales prótesis comerciales, donde se determina que el torque está en un rango entre 3,4 y 18 N·m. Por lo que se ha determinado que el prototipo tendrá un torque de codo máximo de 7 N·m, suficiente para levantar una masa de 2 kg, ubicados en el centro de la palma de la mano.

Por lo tanto, el mecanismo para realizar la flexión-extensión, deberá cumplir con los siguientes objetivos de diseño:

- Rango de movimiento entre 30 y 130 grados
- Velocidad angular máxima de 180 grados/segundo
- Torque máximo de 7 N·m
- Longitud de antebrazo de 24,3 cm
- Peso menor a 1,2 kg
- La menor longitud posible entre codo y brazo

### B. Objetivos para la articulación de muñeca

Para determinar los Grados de Libertad (GDLs) del prototipo, se debe considerar que el peso, el tamaño y la complejidad de los dispositivos protésicos aumentan con cada GDL que se implemente en su diseño. Esto también afecta al control del dispositivo, ya que entre más GDLs se añadan al diseño, se necesitan más señales de control que la persona con amputación debe proporcionar. Estudios de los rangos de movimientos indican que de los GDLs usados en actividades de la vida diaria, el rango más alto de movimiento está asociado con el grado de libertad prono-supinación (PS). Esta

observación es corroborada por encuestas a personas con amputaciones de miembro superior, que han informado que, consideran que la rotación del antebrazo (prono-supinación) es algo más deseable que los otros grados de libertad de una muñeca sana [10]. En consideración a lo mencionado anteriormente, se decidió que el prototipo cuente con un solo GDL (PS) para la muñeca.

En lo que respecta al tamaño, una muñeca protésica debe coincidir en las medidas antropométricas de las personas. Debido a que en el Ecuador no se ha realizado un estudio de las medidas de la muñeca de la población ecuatoriana, para determinar el tamaño se toma en consideración lo establecido en el trabajo de [10], en el cual se determina que la muñeca debe ser lo más corta posible en longitud para poder implementarla en el mayor número de usuarios, y que la longitud promedio de circunferencia para personas de sexo masculino es de 17,5 cm, lo que correspondería una muñeca de sección circular con diámetro de 5,6 cm. En base a esto, se ha decidido que el diámetro de la muñeca del prototipo será de 5 cm.

Con respecto al peso del mecanismo, este debe ser lo menor posible, ya que así se proporcionaría el confort suficiente para el usuario del dispositivo. De acuerdo a la tabla II se determina que, el peso del mecanismo debe ser menor a 200 gramos.

Los movimientos de pronación y supinación tienen un rango activo de 75° y 85° respectivamente. La mayoría de las AVDs se realizan entre un ángulo de 50° de pronación y 50° de supinación [11]. Por lo mencionado, se determina que el rango de movimiento de prono-supinación del prototipo debe ser de 0 a 180 grados.

Una velocidad de 175 grados/segundo para la rotación de la muñeca, es suficiente para realizar diferentes tareas. La velocidad de rotación del dispositivo comercial de Otto bock está entre 130 y 160 grados/segundo, y del dispositivo de Utah Arm es de 300 grados/segundo [10]. Por lo que una velocidad de 150 grados/s sería suficiente para el movimiento PS del prototipo.

El par de muñeca debe ser suficiente para realizar las AVDs. Por ejemplo, girar una botella de 500 ml de agua, si se retiene por el extremo, requeriría 280 mN·m de torque. Por otro lado, girar un martillo de carpintero típico, es decir, aproximadamente 500 g, cuando se mantiene en la base del mango, requeriría aproximadamente 1,4 N·m [10]. De igual manera se toma como referencia a la tabla II, donde se dice que el rotador de muñeca de Otto Bock es de 1,8 N·m y el de Utah Arm es de 1,7 N·m. Entonces, considerar un torque máximo de 1,5 N·m para el mecanismo de PS, sería suficiente.

Por lo tanto, el mecanismo para realizar el movimiento prono-supinación debe diseñarse, para cumplir con los siguientes objetivos:

- Rango de movimiento de 180 grados
- Velocidad angular de 150 grados/segundo
- Torque de 1.5 N·m
- Diámetro menor a 5 cm
- Peso menor a 200 gramos
- La longitud menor posible

#### IV. DISEÑO DE LA ARTICULACIÓN DE CODO

##### A. Torque generado en el codo

Para determinar el torque generado en el codo, por una masa ubicada en la palma de la mano de 2 Kg, se realiza un diagrama de cuerpo libre, que se muestra en la Figura 5, en el cual se ubican las fuerzas externas que accionan sobre el prototipo.  $P_b$  es el peso máximo del antebrazo de 1,12 kg, expresado en Newtons y  $P_d$  es el peso máximo a levantar de 2 kg, expresado en Newtons, aquí también se incluye el peso de la mano.

Para determinar las reacciones generadas en el punto A, como se muestra en la Figura 5, que es en donde se ubica el actuador del codo, encargado de generar los movimientos de flexión y extensión del prototipo, se calcula mediante la ecuación 1 [13] y las ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido en dos dimensiones, ecuación 2 [13].

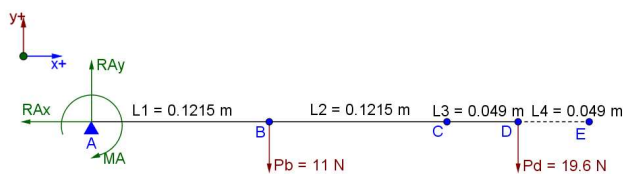


Fig. 5. Diagrama de Cuerpo Libre de la articulación de codo

$$M = F \cdot d \quad (1)$$

Donde:

F = fuerza aplicada.

d = brazo de momento o distancia perpendicular a la fuerza.

$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= 0 \\ \Sigma F_{x_A} &= 0 \\ \Sigma F_{y_A} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Una vez hecho los cálculos respectivos, se determina que el torque generado en el codo, por la fuerza que ejerce la masa de 2 kg y el peso del antebrazo, es de 7,06 N·m.

##### B. Selección del actuador y reductor de engranes planetarios

Las dimensiones del actuador y reductor deben ser lo suficientemente pequeñas, con el fin de que, la articulación de codo sea del tamaño adecuado para el prototipo.

###### 1) Velocidad angular del actuador

Para determinar la velocidad angular que debe tener el actuador, es necesario conocer las velocidades de los componentes que conforman el tren de engranes planetarios. Para el diseño se toma en cuenta una de las configuraciones más comunes de reductores de engranes planetarios, la cual se muestra en la Figura 6, donde el engrane solar es la entrada, el planetario es la salida, y el anular o corona se mantiene fijo.

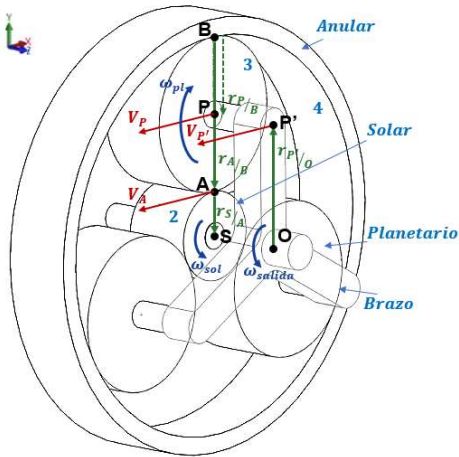


Fig. 6. Esquema de engranes planetarios para cálculo

Debido a que el tamaño es un factor importante en el diseño del nuevo prototipo, como primer paso se establece que el engrane anular debe tener un diámetro máximo de 45 mm, ya que este es el de mayor dimensión y está sujeto a la estructura del prototipo para hacer posible el movimiento de los engranes solar y planetario.

Los radios del engrane solar y planetario se escogen en relación al tamaño del anular, de manera que se alcance la mayor relación de transmisión, pero estos no deben ser demasiados pequeños, ya que su fabricación se complicaría, los valores escogidos para cada uno de los engranes son:

- $D_{ANULAR} = 0,045 \text{ m}$
- $r_{SOLAR} = 0,005 \text{ m}$
- $r_{PLANETARI} = 0,00875 \text{ m}$

La velocidad angular de salida o de carga ( $n_L$ ) es de:

$$\omega_{salida} = 180 \frac{\text{grados}}{\text{s}} = 3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 30 \text{ rpm}$$

Para el cálculo de velocidad, se usa la ecuación 3, la cual es la ecuación de velocidad del análisis de movimiento relativo, obtenida de [14]. La dirección de las velocidades angulares y la dirección de los vectores velocidad y posición se muestran en la figura 6.

$$V_B = V_A + (\omega \times r_{B/A}) \quad (3)$$

Los cálculos de las velocidades para cada uno de los componentes de un tren de engranes planetarios son:

- Velocidad del punto medio  $P$  del planetario:

$$V_{P'} = V_O + (\omega_{salida} \times r_{P'/O}) = -0,043 \text{ i } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Velocidad angular del engrane planetario:

$$\omega_{pl} = \frac{V_{P'}}{r_{P'/B}} = -4,93 \text{ k } \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- Velocidad del punto  $A$  entre el planetario y solar:

$$V_A = V_B + (\omega_{pl} \times r_{A/B}) = -0,086 \text{ i } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Velocidad angular del engrane solar:

$$\omega_2 = \frac{V_A}{r_{S/A}} = 17,27 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega_2 = 164,92 \text{ rpm}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos, se necesita que el actuador para el mecanismo flexión-extensión tenga una velocidad angular de 165 rpm.

La relación que debe tener el reductor para proporcionar la velocidad requerida, se determina con la ecuación 4 del libro de fórmulas de [15].

$$n_{in} = n_L * i_G \quad (4)$$

$$i_G = \frac{165 \text{ rpm}}{30 \text{ rpm}} = 5,5$$

## 2) Torque del actuador

Para determinar el torque del actuador, es necesario tomar en cuenta la eficiencia o rendimiento mecánico del reductor. Esto es lo que determina cuán eficiente es un reductor para entregar a su salida la misma potencia que la de su entrada. Para calcular el torque del actuador, se usa la ecuación 5 del libro de fórmulas de [15], teóricamente se supone que el actuador idealmente tiene una eficiencia del 100% o igual a 1.

$$M_{in} = \frac{M_L}{i_G \cdot \eta} \quad (5)$$

Entonces:

$$M_{in} = \frac{7,06 \text{ N}\cdot\text{m}}{5,5 \cdot 1} = 1,283 \text{ N}\cdot\text{m}$$

En condiciones ideales, el torque del actuador debe ser de 1,28 N·m.

Debido a que las dimensiones de los engranes son pequeñas, para fabricar el reductor de engranes planetarios, se necesita una alta precisión de manufactura y consecuentemente, conseguir una alta eficiencia, es por esto que se decide utilizar un reductor comercial de engranes planetarios.

## 3) Selección del actuador

Para la selección del actuador, uno de los requisitos principales es que la longitud debe ser pequeña, debido a que el espacio que este debe ocupar es limitado. Maxon Motor cuenta con una gama de motores denominada EC-Flat, los cuales son idóneos para ser implementados en aplicaciones de espacio reducido.

El diámetro máximo que el actuador debe tener es de 45 mm, lo cual se determinó con el fin de hacer que el prototipo de articulación de codo sea compacto.

Se considera que el voltaje máximo de alimentación del motor debe ser de 24 V DC, ya que, otro requisito que se debe tomar en cuenta es el voltaje de alimentación, porque un prototipo de prótesis es un dispositivo portátil y necesita del uso de baterías para su funcionamiento.

El actuador de la gama Maxon Motor EC-Flat, que más se ajusta a los requisitos mencionados anteriormente es el motor

brushless EC45Flat, cuyas características mecánicas y eléctricas principales se muestran en la tabla IV.

TABLA IV  
ESPECIFICACIONES DEL MOTOR EC45FLAT [16]

Parámetro	Valor
Tensión nominal	24 V DC
Velocidad nominal	4730 rpm
Par nominal (en continuo)	69,6 mN·m
Longitud	21,3 mm
Longitud del eje	20,6 mm

#### 4) Selección del reductor

Para obtener una velocidad de 30 rpm y un torque de 7 N·m, se calculó un reductor de engranes planetarios de una etapa, con una relación de reducción de 5,5:1, por lo que a su entrada se necesita un actuador de 165 rpm y 1,28 N·m. Debido a que el actuador seleccionado tiene especificaciones inferiores a las del actuador deseado, es necesario implementar más de una etapa al reductor para alcanzar una relación de reducción mayor.

Para calcular la relación de reducción de 2 o más etapas se usa la ecuación 6, que se deduce del trabajo realizado por [17].

$$R_{Total} = R_{Eta} \cdot R_{Etap} \cdot R_{Etap} \dots \cdot R_{Eta} \quad (6)$$

Con la velocidad del actuador seleccionado, se puede determinar la relación de reducción del reductor.

$$i_{G2} = \frac{n_{in \text{ actuador seleccionado}}}{n_L} = \frac{4730 \text{ rpm}}{30 \text{ rpm}} = 157,6$$

Por lo que se necesitaría que el reductor calculado tenga tres etapas, las dos primeras con la relación de transmisión calculada 5,5:1, y una tercera etapa con una relación de 5,22:1.

$$R_{Total} = (i_G)^2 * 5.22 = 158$$

Para la selección del reductor de engranes planetarios, se considera que la longitud es el factor más importante, para que conjuntamente con el actuador, ocupen el menor espacio posible, para hacer que la articulación de codo, no exceda las medidas antropométricas del usuario.

El máximo par en continuo del reductor debe ser igual o superior al torque calculado, que es de 7,06 N·m. También es importante considerar el peso del reductor, ya que no debe superar el porcentaje de masa corporal correspondiente al antebrazo.

Para cumplir con los requerimientos anteriormente mencionados, se selecciona el reductor de engranes planetarios GP 42 C de Maxon Motor, cuyas especificaciones técnicas más relevantes se muestran en la tabla V.

TABLA V  
ESPECIFICACIONES DEL REDUCTOR GP42C

Parámetro	Valor
Relación de Reducción	156:1
Máximo par en continuo	15 N·m
Velocidad máxima de entrada	8000 rpm
Rendimiento	72%
Longitud del reductor	70 mm
Diámetro exterior	42 mm
Peso	460 g

Entonces con el actuador y reductor de engranes planetarios seleccionados, se procede a calcular la velocidad y torque de salida que se obtiene.

La velocidad angular de salida se determina con la ecuación 4, en este caso la velocidad de entrada es la correspondiente a la del actuador, y la velocidad de carga es la de salida del reductor, entonces se tiene que:

$$\omega_{salida} = \frac{4730 \text{ rpm}}{156} = \mathbf{30,32 \text{ rpm}}$$

El torque de salida se determina con la ecuación 5:

$$M_{Salida} = M_{actuador} \cdot (i_G \text{ del Reductor} \cdot \eta)$$

$$M_{Salida} = \mathbf{7,8 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

Con los cálculos de torque y velocidad de salida, se concluye que con el reductor y actuador seleccionados, se cumple con los objetivos de diseño.

## V. DISEÑO DE LA ARTICULACIÓN DE MUÑECA

Al igual que para el diseño de la articulación de codo, el mecanismo de reducción seleccionado es un tren de engranes planetarios; se escoge la misma configuración, en donde la entrada es el engrane solar, la salida es el engrane planetario, y el engrane anular se mantiene fijo a la estructura del antebrazo (Ver figura 6).

### A. Velocidad angular del actuador

En los objetivos de diseño se determina que el diámetro de la muñeca debe ser menor a 50 mm, la velocidad angular debe ser menor o igual a  $150^\circ/s = 25 \text{ rpm}$  y el torque menor o igual a 1,5 N·m. Puesto que 50 mm es el diámetro máximo que debe tener la muñeca, el mecanismo debe tener un diámetro menor, para poder fijarlo a la estructura, por lo que se consideró conveniente que el diámetro del engrane anular sea de 35 mm. Y al igual que para el diseño de la articulación de codo, los diámetros del engrane solar y planetario se establecen en relación con el anular. De igual manera que para la articulación de muñeca, la dirección de las velocidades angulares y la dirección de los vectores velocidad y posición se muestran en la figura 6.

Los radios de los engranes son:

- $r_4 = 0,0175 \text{ m}$  (anular)
- $r_2 = 0,0035 \text{ m}$  (solar)
- $r_3 = 0,007 \text{ m}$  (planetario)
- $\omega_{salida} = 150^\circ/s = 2,617 \text{ rad}/s = 25 \text{ rpm}$

Los cálculos de las velocidades mostradas en la figura 6, son:

- Velocidad del punto medio P del planetario:

$$V_{P'} = V_O + (\omega_{salida} \times r_{P'/O}) = -0,027 \text{ i } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Velocidad angular del engrane planetario:

$$\omega_{pl} = \frac{V_{P'}}{r_{P'/B}} = -3,92 \text{ k } \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- Velocidad del punto A entre el planetario y solar:

$$V_A = V_B + (\omega_{pl} \times r_{A/B}) = -0,055 i \frac{m}{s}$$

- Velocidad angular del engrane solar:

$$\omega_2 = \frac{V_A}{r_{S/A}} = 15,702 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_2 = 149,94 \text{ rpm}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos, se necesita que el actuador para el mecanismo pronosupinación tenga una velocidad angular de 150 rpm.

La relación de reducción del reductor se determina con la ecuación 4, aquí se tiene que la de entrada es la del engrane solar, la velocidad de carga es la velocidad de salida, entonces se tiene que:

$$i_G = \frac{\omega_{solar}}{\omega_{salida}}$$

$$i_G = \frac{150 \text{ rpm}}{25 \text{ rpm}} = 6$$

Entonces, la relación de reducción es de 6:1.

#### B. Torque del actuador

Para el cálculo del torque del actuador, se utiliza la ecuación 5, idealmente se supone que la eficiencia es del 100% o igual a 1.

$$M_{in} = \frac{1,5}{5,92 \cdot 1} = 0,253 \text{ N}\cdot\text{m} = 253 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

Se tiene que el torque del reductor debe ser de 253 mN·m.

#### C. Selección del actuador

Puesto que existen actuadores que se aproximan a los valores de velocidad y torque calculados, y de dimensiones pequeñas, se procede a hacer la selección del actuador más adecuado.

El tipo actuador que se seleccionó es un micro servomotor, debido a que este tiene las características de alto torque, bajas velocidades, principalmente pequeñas dimensiones y bajo costo. Para la selección, se hizo una lista de los micro servomotores que más se aproximan a los valores de cálculo (ver tabla VI).

TABLA VI  
TABLA DE TORQUE Y VELOCIDAD DE MICRO SERVOS

MICRO SERVO	TORQUE (6 Voltios)	VELOCIDAD (6 Voltios)
Tower Pro MG90S	0,2157 N·m	125 rpm
HS-81 Standard Micro Servo	0,2941 N·m	111,11 rpm
HSG-5084MG Micro Heli Tail Rotor Servo	0,1863 N·m	200 rpm
KST DS115MG Servo - 3 kg	0,2941 N·m	166,67 rpm

El micro servomotor que se eligió es el HS-81 Standard Micro Servo, ya que es uno de los que más se aproxima a los

resultados de los cálculos, es de bajo costo, de bajo ruido y principalmente existe en el mercado local.

#### D. Selección del reductor

Debido a que los engranes del reductor planetario propuesto son de pequeñas dimensiones, su manufactura se complicaría, y se necesitaría una alta precisión, para que funcione de manera óptima. Es por esto que, se decide a adquirir un reductor de engranes ya fabricado, de manera que se asemejen a las dimensiones del reductor propuesto.

Las dimensiones del reductor de engranes planetarios fabricado, son las siguientes:

$$D_{engrane \text{ solar}} = 6,75 \text{ mm}$$

$$D_{engrane \text{ planetario}} = 12,5 \text{ mm}$$

$$D_{engrane \text{ anular}} = 31,75 \text{ mm}$$

Con los datos proporcionados del reductor, y los datos del actuador seleccionado, se procede a hacer un nuevo cálculo con el fin de determinar la velocidad angular y torque de salida.

La velocidad angular de salida de la muñeca que se calculó es de **19,5 rpm**.

Luego se determina la relación de reducción del reductor fabricado, con la ecuación 4:

$$i_G = \frac{111,11 \text{ rpm}}{19,48 \text{ rpm}} = 5,7$$

Entonces, la relación de reducción es de 5,7:1.

Para determinar el torque de salida, se utiliza la ecuación 5. Debido a que se desconoce la eficiencia del tren de engranes planetarios fabricado, se toma como referencia la figura 1.11, donde se determina que para un reductor de una etapa la eficiencia está entre el 80 y 100%, para este caso se eligió el 85%.

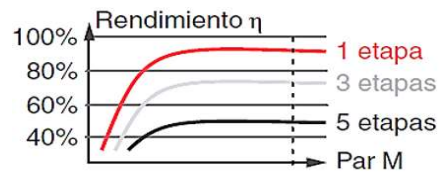


Fig. 7. Rendimiento de un reductor [15]

Entonces:

$$M_L = 0,2941 \cdot 5,7 \cdot 0,85 = 1,67 \text{ N}\cdot\text{m}$$

El torque de la salida de la muñeca es de **1,67 N·m**.

Con los cálculos realizados, se tiene que, el actuador seleccionado y el reductor fabricado adquirido proporcionan a la salida una velocidad de 19,5 rpm y un torque de 1,67 N·m, lo cual se aproxima a los valores máximos establecidos en los objetivos de diseño.

## VI. DISEÑO DE LA UNIÓN ENTRE EL ANTEBRAZO Y EL CODO

Para la unión entre la estructura de antebrazo y de codo, se hace uso de pasadores de espiga, ya que en esta parte del prototipo estarían sometidos a cortante directo.

Para definir el tamaño de los pasadores de espiga, se considera el espacio que se tiene disponible en el prototipo, y así predeterminar un número de pasadores.

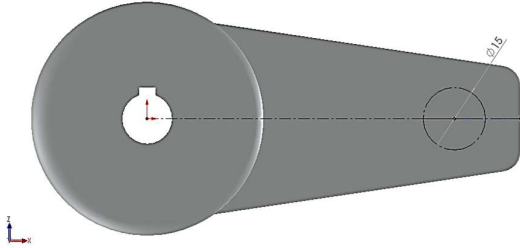


Fig. 8. Espacio disponible en la pieza de unión entre el codo y el antebrazo

Como se muestra en la figura 8, el espacio con el que se cuenta es de 15 mm de diámetro, por lo que, se considera que un número de tres pasadores con un diámetro de 4 mm sería lo más adecuado, con el fin de que las perforaciones de los orificios ocupen una menor área. De esta manera no se afecta a la resistencia del material de las juntas, porque el material seleccionado para la fabricación del antebrazo es un termoplástico. El material seleccionado para los pasadores de espiga es acero de bajo carbono SAE 1020.

$$D_{\text{Pasador}} = 4 \text{ mm}$$

$$D_{\text{Total}} = 15 \text{ mm}$$

Para determinar las cargas en cortante de los pasadores de espiga, se realiza un diagrama de fuerzas, el cual se muestra en la figura 9. Las cargas excéntricas  $P_b$  y  $P_d$  mostradas en la figura 5, generan una fuerza  $P$ , que actúa a través del centroide de las espigas, y un momento  $M_c$  con respecto al centroide. Por lo tanto, se generan dos reacciones en cada pasador  $FP$  y  $FM$ . Esta última, se debe al momento  $M_c$  que actúa perpendicularmente al radio existente entre el centroide y cada pasador [18].

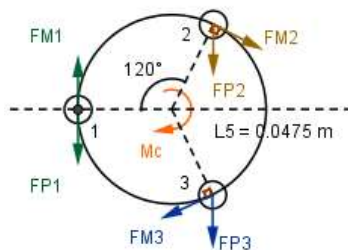


Fig. 9. Fuerzas en los pasadores de espiga

El cálculo del momento con respecto al centroide se determina con uso de la ecuación 1 y las ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.

$$\sum M_F = 0$$

$$Mc + (-P_b * L5) + (-P_d * (L5 + L2 + L3)) = 0$$

$$Mc = 4,795 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Para determinar la magnitud de la fuerza  $FM$  en cada pasador, se utiliza la ecuación 7. Entonces la fuerza producida por el momento  $Mc$  es  $F_{M1,2,3} = 213,11 \text{ N}$ .

$$F_2 = \frac{M}{n \cdot r} \quad (7)$$

Siendo:

$n$ , el número de pasadores.

$r$ , radio comprendido entre el centroide y el centro del diámetro de los pasadores espiga

La cantidad de fuerza directa  $FP$ , experimentada en cada pasador, se determina usando la ecuación 8:

$$|F_1| = \frac{P}{n} \quad (8)$$

$$F_p = -10,2 \text{ N}$$

Con base en diagrama de fuerzas de la figura 10, se observa que los pasadores 2 y 3, son los que están más fuertemente cargados, las fuerzas resultantes en estos pasadores tienen distinta dirección, pero son de igual magnitud, por lo que los cálculos se realizan con respecto al pasador 2.

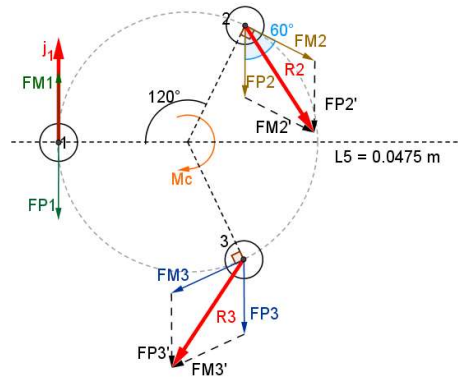


Fig. 10. Diagrama de fuerzas resultantes de los pasadores espiga

Para hallar la fuerza resultante  $R_2$ , se hace la suma de los vectores  $FP_2$  y  $FM_2$ , mediante el método del paralelogramo, como se ve en la figura 10.

Por lo tanto:

$$R_2 = 207,697 \text{ N}$$

Con la ecuación 9 [18], se calcula esfuerzo cortante directo en el pasador 2.

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (9)$$

Donde:

$\tau_s$ : Esfuerzo cortante

$F$ : Fuerza aplicada

$A_s$ : Área de cortante

Entonces:



$$\tau = \frac{R2 * 4}{\pi * (D_{pasador})^2} = 16.528 \frac{N}{mm^2}$$

La resistencia a la fluencia por cortante del material se determina con la ecuación 9 [18].

$$S_{ys} = S_y * 0.577 \quad (10)$$

Donde:

$S_{ys}$ : Resistencia mínima de fluencia por cortante

$S_y$ : Límite de fluencia (acero de bajo carbono SAE 1020)

Entonces:

$$S_{ys} = 152.674 \text{ Mpa}$$

Con los valores calculados anteriormente se puede determinar el factor de seguridad contra falla cortante estática.

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau} = 9.237$$

En conclusión, el factor de seguridad en los pasadores que se encuentran sometidos a una mayor fuerza cortante directa es de 9, lo que indica que es correcto usar 3 pasadores de 4mm, ubicados en una circunferencia de 15 mm de diámetro, fabricados de acero de bajo carbono SAE 1020.

## VII. DISEÑO DEL PROTOTIPO – CAD

Una vez realizado el diseño de los actuadores y de la unión entre el antebrazo y el codo, el siguiente paso es realizar un diseño mediante computador de la estructura del prototipo con las dimensiones mencionadas en la sección III y de manera que se brinde seguridad y confort al paciente. En la figura 11 se muestra una vista isométrica del diseño completo del prototipo en la que se puede observar las diferentes partes por las que está compuesto. Las piezas de unión para transmitir el movimiento del codo hacia el antebrazo se ubican a los lados laterales del prototipo, es aquí en donde se ubican los pasadores de espiga diseñados en la sección VI. En la parte superior del codo se ubica el tornillo que sirve para acoplar el prototipo con el socket del paciente.



Fig. 11. Vista Isométrica del prototipo

En la figura 12 se muestra la ubicación del actuador de la articulación de codo encargado de realizar la flexión-extensión, el movimiento se transmite mediante la chaveta

ubicada en el eje del actuador, la cual se conecta con una de las piezas de unión.



Fig. 12. Actuador de la articulación de codo

El actuador encargado del movimiento prono-supinación, se ubica en un extremo del antebrazo como se muestra en la figura 13, el cual a través de un eje transmite el movimiento desde el rotador de muñeca hacia la mano protésica.

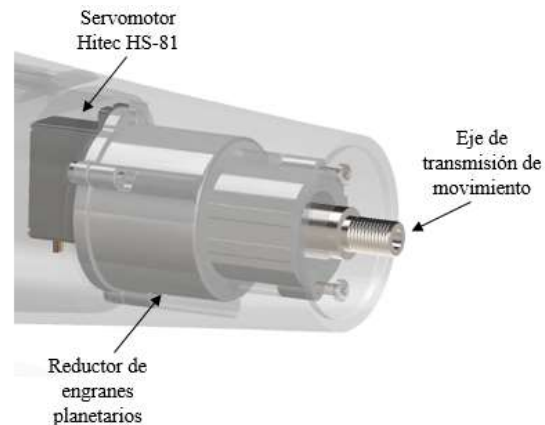


Fig. 13. Actuador de la articulación de muñeca

Debido a que los actuadores necesitan de baterías de corriente continua y de circuitos integrados para su funcionamiento, se diseñó el antebrazo con dos tapas, superior y posterior (Ver figura 14), para colocar la circuitería dentro del mismo, tener un fácil acceso para el mantenimiento y manipulación de los circuitos y baterías.

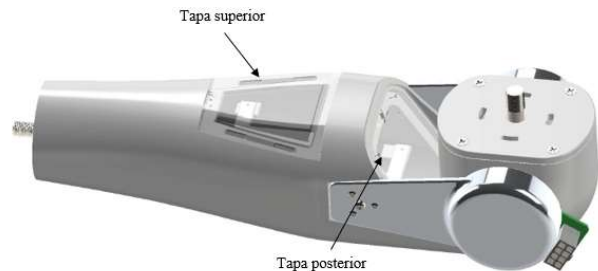


Fig. 14. Tapas para elementos electrónicos

## VIII. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Para el análisis de elementos finitos, el primer paso es asignar el material para cada una de las piezas que conforman la estructura del prototipo de prótesis.

### A. Asignación de materiales

Se decidió que el método de construcción sería mediante impresión 3D, ya que la estructura del prototipo tiene geometrías que son complejas de construir utilizando otro método. Por lo que el material seleccionado para la construcción de la estructura es el termoplástico ASB-M30.

El prototipo también tiene piezas que se necesitan construir de un material más resistente, dependiendo de la función que desempeñan. Las piezas de unión entre el antebrazo y el codo son las que necesitan de un material más resistente, debido a que en su geometría presentan puntos críticos de análisis, los cuales son: los orificios de los pasadores de espiga y la ranura para la chaveta del reductor. Por las razones mencionadas, se decide que las piezas de unión, se construyan con aluminio 7075-T6.

A manera de resumen, en la tabla VII se muestran las piezas que conforman el prototipo y su respectivo material.

TABLA VII  
MATERIALES ASIGNADOS

Nombre de la Pieza	Material Asignado
Estructura de Codo	ABS M30
Estructura de Antebrazo	ABS M30
Piezas de Unión	Aluminio 7075-T6
Pasadores Espiga	Acero SAE 1020
Tornillos	Acero SAE 1020
Chaveta	Acero Recocido

### B. Análisis de convergencia

Con el fin de obtener los resultados más confiables se realizan diferentes simulaciones, aplicando diferentes tamaños de malla, de esta manera ir variando el número de elementos para obtener diferentes datos de esfuerzo máximo en cada iteración y luego realizar el análisis de convergencia. De acuerdo a la tabla VIII, se puede concluir que para un número de elementos entre 143.256 y 149.544, se obtiene los resultados más confiables, ya que la variación del esfuerzo tiene un error porcentual menor al 5%.

TABLA VIII  
DATOS DE ESFUERZO MÁXIMO

NÚMERO DE ELEMENTOS	ESFUERZO MÁXIMO MPa	ERROR PORCENTUAL %
129555	116	
131824	124	7.22
133759	138	11.24
136098	141	1.69
140338	154	9.22
143256	147	4.16
149544	149	1.12
154684	144	3.12
159222	147	1.77
165538	145	1.48

### C. Esfuerzo máximo

El esfuerzo máximo generado es de 148,924 MPa, este ocurre en la pieza de unión entre el antebrazo y el codo, como se observa en la figura 15. Como se esperaba, el esfuerzo

máximo se genera en uno de los puntos críticos, específicamente, en la ranura de chaveta, ver figura 16.

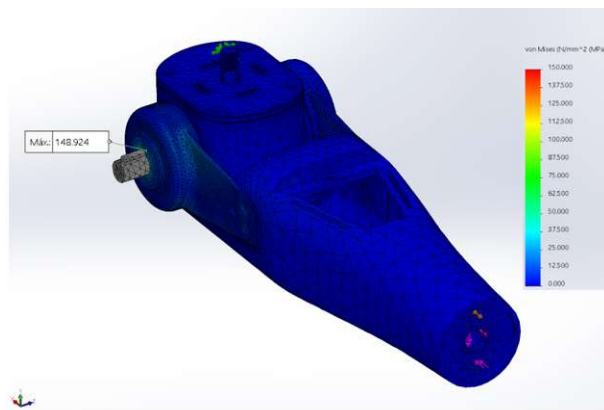


Fig. 15. Esfuerzo máximo – Vista general

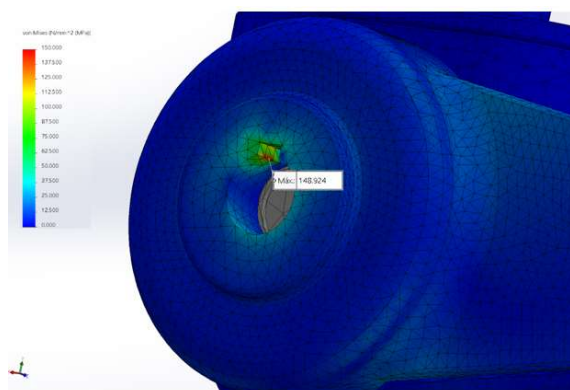


Fig. 16. Esfuerzo Máximo - Ranura de Chaveta

### D. Desplazamientos

El desplazamiento máximo es de 2,197 mm, lo que significa que en la estructura del prototipo existen desplazamientos pequeños, garantizando un buen funcionamiento del prototipo, en la figura 17 se muestra los resultados de desplazamiento del análisis.

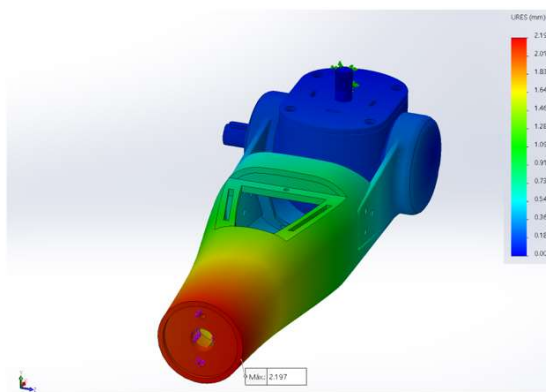


Fig. 17. Desplazamiento máximo

### E. Factor de seguridad

En los resultados del análisis, se dio un factor de seguridad mínimo de 3,391, ver figura 18, lo cual asegura que el esfuerzo máximo no supera al límite elástico del material, entonces se puede decir que el prototipo es capaz de soportar las cargas aplicadas sin que ocurra una falla estructural.

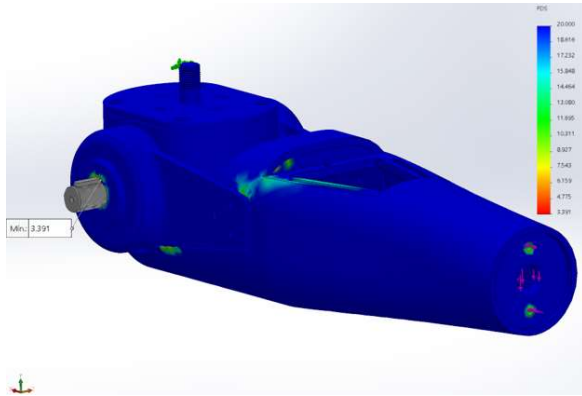


Fig. 18. Factor de seguridad mínimo

En la figura 19, se muestra que el factor de seguridad mínimo se ubica en la ranura de chaveta, donde se ubica también el esfuerzo máximo.

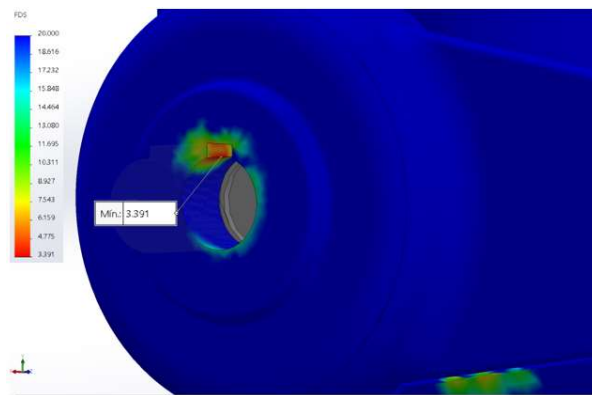


Fig. 19. Factor de seguridad en la ranura de chaveta

## IX. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y VALIDACIÓN

Una vez realizado el análisis de elementos finitos, se procede a construir las piezas que componen el prototipo, para luego ensamblarlos conjuntamente con los actuadores adquiridos. En la figura 20 se puede observar las diferentes partes del prototipo, y en la figura 21 se puede observar el prototipo ya ensamblado, y montado sobre una base de madera, la cual sirve como soporte para realizar las pruebas de funcionamiento y a la vez simula el socket de la persona con amputación.

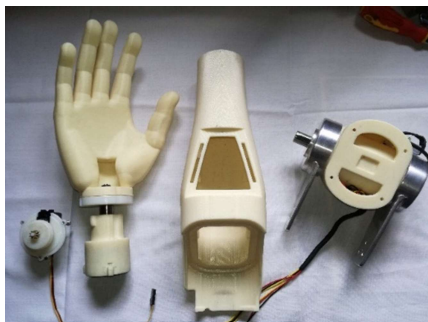


Fig. 20. Partes del prototipo



Fig. 21. Prototipo ensamblado

Primero se realizó las pruebas de funcionamiento sin carga, con el fin de comprobar que el prototipo pueda moverse dentro de los ángulos funcionales del miembro superior. Para accionar los actuadores del prototipo, se utilizó un programa básico realizado en Arduino, conjuntamente con los circuitos de potencia correspondientes a cada actuador.

Movimiento prono-supinación sin carga:

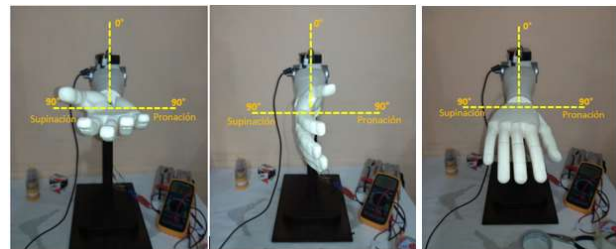


Fig. 22. Supinación - 90°, posición normal - 0°, pronación - 90°

Se realizó las pruebas de funcionamiento con un peso de 450 gramos, ubicados en la palma de mano, con el fin de comprobar que el rotador de muñeca tiene el torque y velocidad, para el que fue diseñado.

Movimiento prono-supinación con carga:

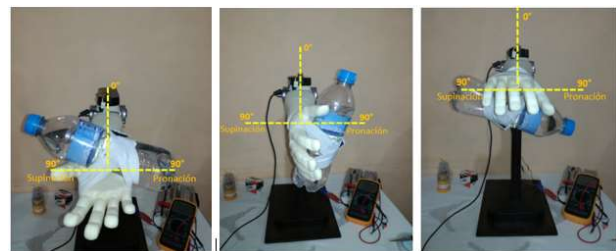


Fig. 23. Supinación - 90°, posición normal - 0°, pronación - 90°

Para comprobar el funcionamiento de la articulación de codo, al igual que para el rotador de muñeca, primero se hizo las pruebas sin peso, para verificar que el prototipo pueda moverse 130 grados en flexión y 30 grados en extensión.

Movimiento flexión-extensión sin carga:

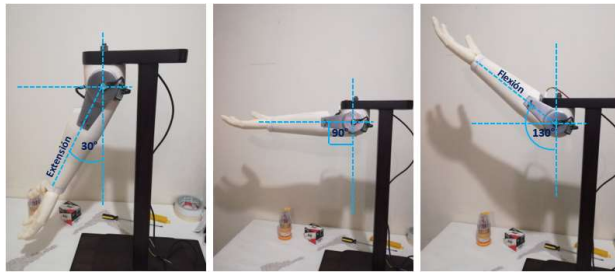


Fig. 24. Extensión total – 30°, Posición – 90°, Flexión total – 130°

Debido a que un tren de engranes planetarios tiene la característica de baja reversibilidad, pero no se auto-bloquea por completo, se determinó que el torque máximo continuo para el movimiento de flexión-extensión es de 7,8 N·m, es decir, que el prototipo puede levantar una masa máxima de 2 kg, pero no es capaz de retenerlo en una posición fija si se desenergiza al actuador. Durante las pruebas de funcionamiento, se pudo determinar que la masa máxima que el prototipo puede retener en una posición fija es de 450 gramos, es decir, que el torque máximo de retención de la articulación de codo es de 2,6 N·m.

Movimiento flexión-extensión con carga máxima de 450 gramos:

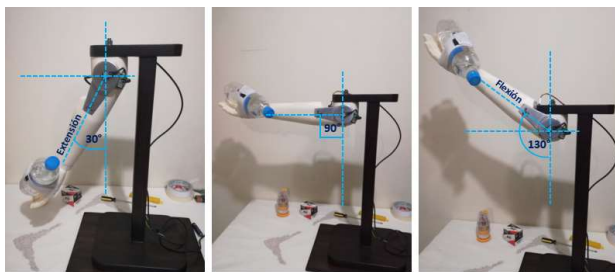


Fig. 25. Extensión total con carga –30°, Posición con carga –90°, Flexión total con carga –130°

En lo que respecta a la estructura del prototipo, durante las pruebas de funcionamiento, se comprobó que esta puede soportar el peso para el que fue diseñado, y al igual que en el análisis de elementos finitos, la estructura tiene desplazamientos pequeños con la carga máxima de 2 kg, de esta manera se puede garantizar confiabilidad y comodidad, si el prototipo se implementaría a una persona con amputación.

## X. CONCLUSIONES

El prototipo de prótesis construido supera las deficiencias del prototipo anterior, en cuanto a dimensiones y funcionamiento. En lo que respecta al tamaño, el prototipo cumple con las medidas antropométricas para una persona de estatura promedio. Los perímetros del prototipo se asemejan a los perímetros corporales de una persona de 70 kg. De igual manera, el peso total del prototipo es menor al porcentaje de masa corporal que representa el peso del antebrazo y la mano. En cuanto al funcionamiento, los actuadores para pronosupinación y flexión-extensión brindan un movimiento con una velocidad continua, y de bajo ruido, que da comodidad y confiabilidad al usuario.

Para los movimientos de flexión-extensión y pronosupinación, se usó un tren de engranes planetarios, el cual tiene la característica principal de alcanzar altas relaciones de transmisión en espacios reducidos, lo que permite que el prototipo tenga perímetros similares a los del cuerpo humano.

El diseño mecánico del prototipo podrá ser implementado en el mayor número de casos de amputación transhumeral. La longitud medida desde la parte inferior del codo hasta el brazo del prototipo es de 7 cm, por lo que puede adaptarse para amputaciones cortas medias o largas.

La articulación de codo del prototipo tiene un torque máximo continuo de 7,8 N·m, lo cual es suficiente para levantar una masa de 2 kg, ubicados en la palma de la mano. El torque máximo de retención es de 2,6 N·m, suficiente para mantener una masa de 450 gramos, sin accionamiento del actuador. La velocidad máxima del movimiento es de 30 rpm, por lo que se puede decir, que el prototipo permitirá al usuario realizar la mayor cantidad de actividades de la vida diaria.

El rotador de muñeca del prototipo tiene un torque máximo continuo de 1,4 N·m, lo que permite realizar el movimiento pronosupinación con una masa máxima de 500 gramos ubicados en la palma de la mano; por otro lado, la masa máxima que se logra retener es de 450 gramos. El rotador de muñeca tiene una velocidad constante de 19,86 rpm. El torque y la velocidad que proporciona el rotador de muñeca del prototipo, son los suficientes para que el usuario pueda ejecutar el mayor número de actividades de la vida diaria.

Los materiales utilizados para la construcción de la estructura del prototipo son los adecuados, ya que en la simulación el factor de seguridad mínimo que se obtiene es de 3,4, y el desplazamiento máximo es de 3,5 mm, por lo que se puede garantizar que el prototipo podrá soportar la máxima carga de 2 kg, además de su propio peso sin que ocurra una falla estructural. De esta manera, también se brindará al usuario una mayor confiabilidad en el uso del prototipo.

La estructura del prototipo tiene geometrías complejas que, para su construcción, principalmente se usó el prototipado por impresión 3D, mediante la tecnología FDM, con un material ABS-M30.

Las piezas de unión entre el antebrazo y el codo se construyeron con aleación de aluminio AA 7075-T6, ya que en esta parte se ubican los principales concentradores de esfuerzos, los cuales son la ranura para la chaveta y los orificios para los pasadores de espiga.

## XI. REFERENCIAS

- [1] O. Pelliccioni, K. Arzola y M. Canda, "Computer assisted design of a rotational molding mold for low cost manufacturing of upper limb prosthetic device," *2013 Pan American Health Care Exchanges (PAHCE)*, pp. 1 - 6, 2013.
- [2] F. Casola, S. Cinquemani y M. Cocetta, "Evolution of elbow prosthesis transmission," *5th International Symposium on Mechatronics and Its Applications*, pp. 1 - 6, 2008.

- [3] A. Méndez, "Construcción de una articulación mecatrónica de codo con movimientos de flexión-extensión y pronosupinación del antebrazo," Trabajo de grado, Ingeniería en Mecatrónica, Universidad Técnica del Norte, Ibarra, 2016.
- [4] Otto Bock, "ottobock," 2017. [En línea]. Disponible en: <http://www.ottobock.com/prosthetics/info-for-new-amputees/information-for-upper-limb-amputees-and-their-families/>. [Accedido: 27-ene-2017]
- [5] Motion Control, Inc., "Motion Control, Keeping Life in Motion," 2017. [En línea]. Disponible en: <http://www.utaharm.com/motion-control-company-profile.php>. [Accedido: 10-jul-2017]
- [6] ProsMed, "ProsMed," 2017. [En línea]. Disponible en: <http://www.utaharm.com/ua3-myoelectric-arm.php>. [Accedido: 10-jul-2017]
- [7] Liberating Technologies, Inc., "LTI, A College Park Company," 2017. [En línea]. Disponible en: [http://www.liberatingtech.com/products/elbows/LTI\\_Boston\\_Digital\\_Arm\\_Systems\\_for\\_Adults.asp](http://www.liberatingtech.com/products/elbows/LTI_Boston_Digital_Arm_Systems_for_Adults.asp). [Accedido: 08-jul-2017]
- [8] A. Ramírez y D. Toledo, "Status of elbow myoelectric prosthesis: CINVESTAV-IPN prosthesis," *Revista Mexicana de Ingeniería Biomédica*, vol. XXX, pp. 66 - 73, 07 2009.
- [9] E. Smith, "AUTOACCIDENT.COM," 2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.autoaccident.com/transhumeral-amputations-and-elbow-disarticulations.html>. [Accedido: 27-ene-2017]
- [10] Clinicalgate, "Elbow" 2017. [En línea]. Disponible en: <https://clinicalgate.com/elbow-3/>. [Accedido: 12-jul-2017]
- [11] D. A. Bennett, J. Mitchell, D. Truex y M. Goldfarb, "Design of a Myoelectric Transhumeral Prosthesis," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 21, pp. 1868 - 1879, 2016.
- [12] I. Murray y G. Johnson, "A study of the external forces and moments at the shoulder and elbow while performing every day tasks," *Clinical Biomechanics*, pp. 586-594, 2004.
- [13] R. C. Hibbeler, Ingeniería Mecánica: Estática, 12da ed., México: Pearson Education, 2010.
- [14] R. C. Hibbeler, Ingeniería Mecánica: Dinámica, 12da ed., México: Pearson Educación, 2010.
- [15] J. Braun, Libro de Fórmulas - Maxon Academy, Sachseln - Suiza: Maxon Academy, 2013.
- [16] Maxon Motor, "Maxon Motor," 2017. [En línea]. Disponible en: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/397172>. [Accedido: 30-ene-2017]
- [17] K. Akhila y A. Reddy, "Design, modelling and analysis of a 3 stage epicyclic planetary reduction gear unit of a flight vehicle," *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, vol. 3, nº 4, pp. 658 - 666, Octubre 2014.
- [18] R. L. Norton, Diseño de máquinas: Un enfoque integrado, 4ta ed., México: Pearson Education, 2011.