



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

**Diseño de prótesis mecatrónica de codo
con dos movimientos,
flexión-extensión y prono-supinación.**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERA MECATRÓNICA**

PRESENTA:

MAIRA GLORIA PÉREZ VIELMA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ



MÉXICO D.F.

JUNIO DE 2008

Contenido

Capítulo I.....	4
Introducción y planteamiento del problema.....	4
1.1 Necesidad.....	4
1.2 Objetivo	4
1.3 Alcances u objetivos particulares.....	4
1.4 Hipótesis	5
1.5 Justificación.....	5
Capítulo II.....	6
Antecedentes.....	6
2.1 Amputaciones	6
2.2 Prótesis	8
2.2.1 <i>Prótesis impulsadas por el cuerpo o mecánicas</i>	9
2.2.2 <i>Prótesis impulsadas por elementos externos al cuerpo</i>	10
2.3 Descripción de la articulación	11
2.3.1 <i>Sistema óseo</i>	11
2.3.2 <i>Ligamentos</i>	12
2.3.3 <i>Músculos</i>	13
2.3.5 <i>Biomecánica del codo</i>	15
2.3.6 <i>Medidas del miembro superior</i>	17
Capítulo III.....	19
Especificaciones del diseño, diseño conceptual y de configuración	19
3.1 Especificaciones del diseño.....	19
3.1.1 <i>Funcionamiento</i>	19
3.1.2 <i>Nivel de amputación</i>	19
3.1.3 <i>Ambiente</i>	19
3.1.4 <i>Tiempo de vida</i>	20
3.1.5 <i>Mantenimiento</i>	20
3.1.6 <i>Costo del producto</i>	20
3.1.7 <i>Facilidad de manufactura</i>	20
3.1.8 <i>Tamaño</i>	20
3.1.9 <i>Peso</i>	20
3.1.10 <i>Estética</i>	20
3.1.11 <i>Material</i>	21

3.1.12	<i>Calidad y confiabilidad</i>	21
3.1.13	<i>Control</i>	21
3.14	<i>Especificaciones de prótesis comerciales y del diseño a realizar</i>	22
3.2	Diseño conceptual	23
3.2.1	<i>Sistema de actuación</i>	24
3.2.2	<i>Sistema de transmisión</i>	25
3.2.3	<i>Sistema de soporte</i>	26
3.2.4	<i>Sistema de control</i>	28
3.2.4	<i>Selección de conceptos</i>	29
3.2.5	<i>Matrices de decisión</i>	30
Capítulo IV	33
Diseño de detalle	33
4.1	Sistema mecánico	33
4.2	Diseño del soporte	45
4.3	Diseño del control	54
Capítulo V	65
Elaboración y resultados del prototipo	65
Conclusiones	68
Anexo 1 Diseño del engranaje	70
Anexo 2 Código Fuente del programa	75
Índice de figuras	83
Índice de tablas	84
Referencias	85

Capítulo I

Introducción y planteamiento del problema

1.1 Necesidad

Existen miles de mexicanos con amputaciones o defectos congénitos que necesitan prótesis para realizar sus actividades cotidianas, pero su condición socioeconómica no les permite adquirir una prótesis funcional. Las prótesis mioeléctricas son incosteables para la mayor parte de la población, además de que las características de las prótesis mecánicas no justifican su precio. Por lo tanto es importante brindar una alternativa para las personas que necesitan una prótesis para reincorporarse a la vida laboral y realizar sus actividades cotidianas, por estas razones se propone realizar una prótesis mioeléctrica con un costo similar al precio de una prótesis mecánica, pero que brinde mayor comodidad y funcionalidad a los usuarios.

1.2 Objetivo

Desarrollar un prototipo de codo para una prótesis de miembro superior, que cuente con dos movimientos, flexión-extensión que se realiza en el codo y el de prono-supinación, realizado por el antebrazo. El diseño de la prótesis debe ser antropomorfo, tener el mínimo peso posible, un consumo mínimo de energía y la fuerza similar a la del codo humano.

1.3 Alcances u objetivos particulares

Realizar el diseño y prototipo de una prótesis de codo con dos movimientos, el de prono-supinación y flexo-extensión, además del control del sistema.

Se realizará el prototipo físico para comprobar el sistema de control y el principio de funcionamiento mecánico.

Las señales para la realización del control serán simuladas, considerando que son señales mioeléctricas ya procesadas y llevadas a los rangos en que el controlador diseñado opera.

1.4 Hipótesis

Es posible construir una prótesis funcional de codo de bajo costo. Debe permitir realizar dos movimientos, la prono-supinación y la flexión-extensión buscando que estos movimientos sean lo más parecidos a los movimientos corporales.

1.5 Justificación

En el XII Censo General de Población y Vivienda 2000 se observa que existen 1,795,300 personas en México que sufren alguna discapacidad. De las cuales 45.3% sufren discapacidades motrices y cerca del 55% son o serán personas económicamente activas. Por lo tanto la posibilidad del uso de una prótesis les brindaría mayores oportunidades para incorporarse a la vida laboral.

Existen ya desarrollos protésicos en el mercado pero por su precio muy pocos mexicanos podrían adquirirlos. Por lo cual se busca una alternativa para proporcionar mayor grado de movilidad a las personas que han sufrido la pérdida de un miembro.

Capítulo II

Antecedentes

2.1 Amputaciones

Una amputación es la pérdida o eliminación total o parcial de una extremidad, seccionada en forma perpendicular al eje longitudinal del miembro, ya sea por un accidente, razones quirúrgicas o enfermedades congénitas. Las amputaciones se realizan desde hace miles de años, de hecho se tiene conocimiento que en el periodo neolítico un hombre sobrevivió a una amputación. En la época de los griegos, S. XV a.C., Hipócrates proponía la amputación para evitar hemorragias y dolor en caso de gangrena [5].

Uno de los primeros hallazgos de un miembro superior artificial se encuentra en la segunda Guerra Púnica, 218-201 a.C. Durante este conflicto el general romano Marco Sergio, perdió su mano derecha y la sustituyó con una mano de hierro que usaba con gran destreza en batallas [3]. En la actualidad en Estados Unidos entre 6,000 y 10,000 personas sufren amputaciones del miembro superior en un año, causadas en la mayoría de los casos por traumatismos, tumores, enfermedades, y defectos congénitos [3]. Se usa como referencia a estados unidos porque no existen estadísticas al respecto sobre la población mexicana.

Las amputaciones son irreversibles, existen formas de sustituir al miembro pero nunca llegará a funcionar como el miembro original. Después de la amputación queda una parte residual de la extremidad, llamada muñón. El muñón permite realizar algunas de las actividades que antes de la amputación se realizaban, además de ser indispensable para la colocación una prótesis. Por lo que tanto, tener un buen manejo de una prótesis, el muñón debe cumplir con ciertas características, como son: un tamaño mínimo que ofrezca un brazo de palanca suficiente para el manejo de una prótesis, no presentar dolor, además de soportar roces y presiones. Por estas causas, al realizar una amputación se debe procurar que el muñón sea capaz de recibir y adaptarse a una prótesis, dejando el tamaño o nivel adecuado en la amputación, además de que las articulaciones del muñón

sean suficientemente móviles. Para que un muñón sea totalmente funcional es necesario que cuente con una buena musculatura, es decir que posea potencia.

Para unificar los contenidos sobre este tema existe un código para nombrar las diferentes amputaciones. El término *trans* se usa cuando una amputación se extiende a través del eje de un hueso largo como el húmero o la tibia, siendo éstas denominadas transhumeral y transtibial respectivamente. Las amputaciones entre dos huesos largos o a través de una junta son nombradas desarticulaciones, como es el caso del codo o de la cadera. Se puede realizar una amputación a cualquier nivel, pero existen niveles ideales para evitar que el paciente pierda más movilidad de la necesaria [3].

- Amputación de dedos
- Amputación parcial de mano
- Desarticulación de muñeca
- Amputación transradial
- Desarticulación de codo
- Amputación transhumeral
- Desarticulación de hombro
- Amputación interescápulo-torácica

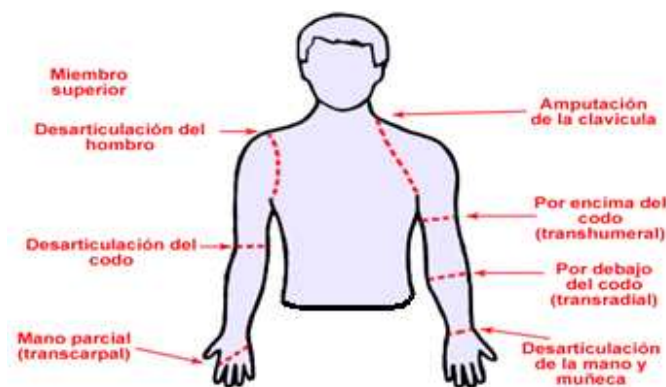


Fig. 1 Niveles de amputación

Al realizar una amputación es muy importante valorar el nivel al cual se realizará, tomando en cuenta que entre más articulaciones se pierdan existirá menos potencia, debido a la pérdida muscular y al menor brazo de palanca para controlar una prótesis. Siendo siempre preferible una buena amputación a cualquier nivel, que preserve la funcionalidad, que una amputación de mala calidad a un nivel más bajo.

En el caso de la amputación transhumeral, amputando arriba del codo, es muy importante dejar entre el 30 y 50 por ciento de la longitud del miembro, lo que permite el accionamiento de cables para el control de las prótesis mecánicas. Si permanece entre el 70 y 90 por ciento del miembro es posible obtener señales mioeléctricas adecuadas para el control de prótesis [3].

2.2 Prótesis

No se sabe específicamente cuándo fue fabricada la primera prótesis. Entre algunos antecedentes se tiene a Herodoto, 385-425 d.C., quien describe como un prisionero de Esparta amputó su pie con una navaja y realizó un pie de madera para poder escapar; en las ruinas de Pompeya, 300 d.C., también se descubrió una prótesis hecha de delgados pedazos de bronce incrustados a un palo de madera, que se aseguraba a la pierna mediante una correa de piel. Se conocen algunos otros diseños de prótesis como el caso de los diseños de Leonardo da Vinci y Ambroise Paré. Este último estableció los estándares técnicos para realizar amputaciones a finales de 1500, además de ser el responsable del diseño de prótesis para la armada francesa, usando conceptos similares a los que se utilizan hoy en día [5].

Como es sabido, la guerra es un detonador de la tecnología, un ejemplo de esto es que después de la Primera y Segunda Guerras Mundiales, debido al gran índice de miembros del ejército amputados, se crearon nuevas instituciones para el desarrollo de prótesis. De ahí en adelante se ha continuado con este tema de investigación y debido a la actual reactivación del potencial bélico de algunos países como Estados Unidos, se están invirtiendo grandes cantidades para mejorar los diseños protésicos.

Las partes principales de una prótesis transhumeral son: el socket que la une con el muñón, la extensión que sustituye al codo, una extensión que forma el antebrazo y un dispositivo terminal, que puede ser activo o pasivo.

Existen varios tipos de prótesis dentro de los cuales se encuentran:

2.2.1 Prótesis impulsadas por el cuerpo o mecánicas

También llamadas prótesis convencionales, estas prótesis son activadas y controladas por movimientos del cuerpo, los movimientos son capturados por un sistema de arneses sujeto a un cable que se conecta a un dispositivo terminal. Su funcionamiento requiere fuerza y excursión. Fuerza para jalar el cable que acciona la prótesis y la excursión que determina la magnitud del movimiento que se traducirá en amplitud de movimientos. Buscando esta combinación de características se han encontrado algunos movimientos del cuerpo que las proveen como:

- Flexión glenohumeral, un adulto puede generar entre 18 y 27 kilogramos fuerza con este movimiento, más que suficientes para controlar una prótesis.
- Elevación/depresión del hombro, generan el bloqueo y desbloqueo de codo
- Expansión del pecho, generan el bloqueo y desbloqueo de codo
- Abducción o aducción escapular se utiliza para operar el dispositivo terminal o la flexión del codo [3].

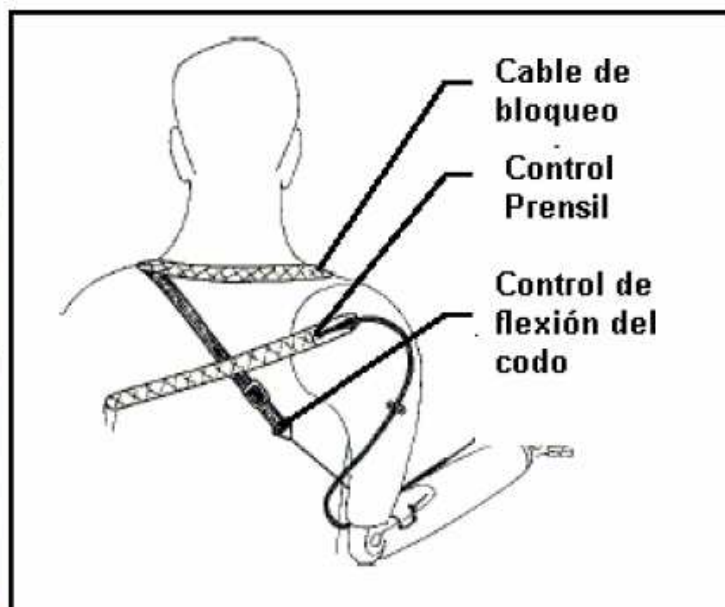


Fig. 2 Sistema de arneses de prótesis mecánica [20]

El problema de las prótesis mecánicas es que requieren movimiento general del cuerpo para operarla, además de fuerza para que responda y la necesidad de un arnés apretado para realizar el control. Tienen como ventajas su precio, ligereza y tolerancia al uso rudo.

2.2.2 Prótesis impulsadas por elementos externos al cuerpo

Prótesis eléctricas

Usan motores eléctricos en el dispositivo terminal, muñeca o codo con una batería recargable. Pueden controlarse por medio de un servocontrol, botón pulsador o botón con interruptor de arnés. En ciertas ocasiones se combinan estas formas para su mejor funcionalidad. Su adquisición y reparación es más costosa que las mecánicas, además de que son más pesadas y se deben de tener mayores precauciones al usarla.

Prótesis mioeléctricas

Prótesis eléctricas controladas por medio de señales mioeléctricas. Una señal mioeléctrica es una señal generada de manera voluntaria, que puede utilizarse para controlar interfaces hombre – máquina. Son producidas en los músculos cuando éstos se contraen o distensionan, produciendo una pequeña señal eléctrica, creada por la interacción química en el cuerpo. Esta pequeña señal oscila entre los 5 y 20 μVolts . Para la obtención de esta señal se utilizan electrodos como sensores, que al entrar en contacto con la superficie de la piel permiten registrarla. Una vez registrada la señal se acondiciona, este proceso consiste en la amplificación de la señal, debido a los bajos niveles de voltaje que presentan, y el filtrado de ésta para eliminar componentes de ruidos que la distorsionan. La señal obtenida se utiliza en el control de los actuadores, teniendo como fin último el movimiento de la prótesis, ya sea la mano, muñeca, codo u hombro.

Prótesis Híbridas

Combinación de prótesis accionadas por el cuerpo con el accionamiento por electricidad. En su gran mayoría, las prótesis híbridas sirven para individuos que tienen amputaciones o deficiencias transhumerales (arriba del codo). Las prótesis híbridas utilizan con frecuencia un codo accionado por el cuerpo y un dispositivo terminal controlado en forma mioeléctrica.

2.3 Descripción de la articulación

El codo es la unión de la mano con el resto del miembro superior, teniendo como finalidad última conseguir una adecuada situación espacial de la mano. Los movimientos que esta configuración permiten son dos:

- Flexo-extensión, participando la articulación humerocubital y humeroradial.

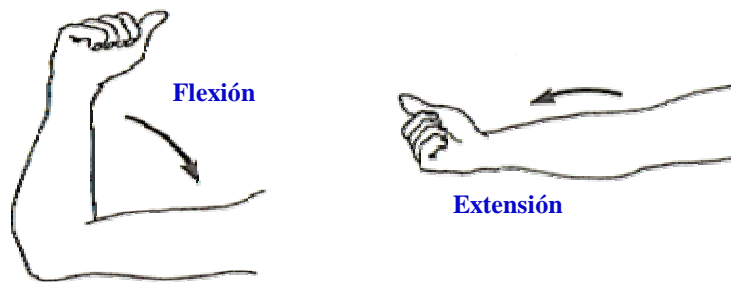


Fig. 3 Movimientos del codo

- Prono-supinación, realizada en la articulación radiocubital superior en combinación con la articulación radiocubital inferior.

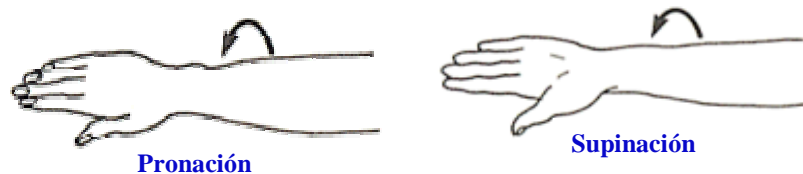


Fig. 4 Movimientos del codo

2.3.1 Sistema óseo

El antebrazo se extiende desde el codo hasta la muñeca y contiene dos huesos, el radio y el cúbito que se disponen de una forma paralela. El codo está formado por tres elementos óseos, el húmero distal y los extremos proximales del cúbito y radio, los cuales pueden apreciarse en la siguiente figura.

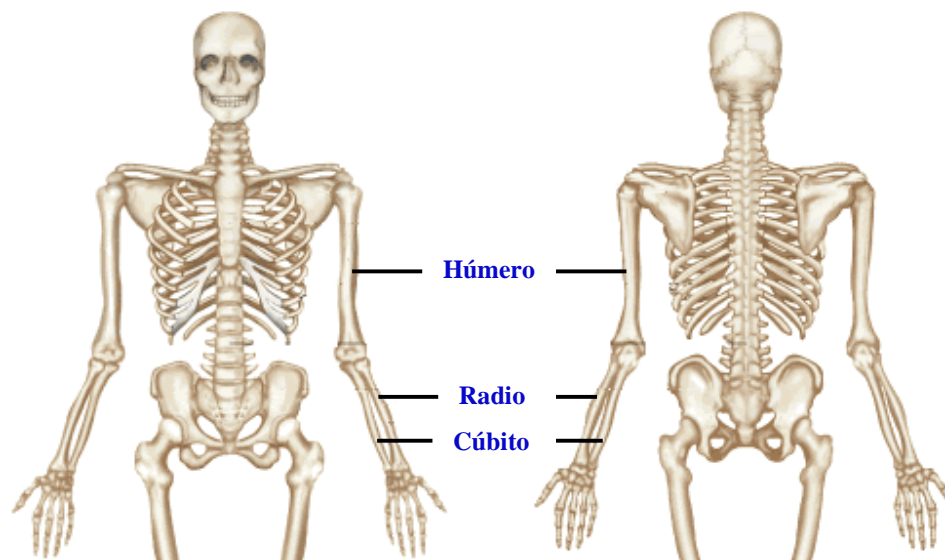


Fig. 5 Sistema óseo [21]

La unión de los elementos óseos generan articulaciones, en el caso del codo las articulaciones que lo comprenden son las siguientes:

1. La articulación humerocubital, permite el movimiento entre un solo eje: flexión y extensión.
2. La articulación humeroradial.
3. La articulación radiocubital, se trata de una articulación en pivote, que permite la rotación del radio sobre el cúbito.

2.3.2 Ligamentos

El codo está formado por varios grupos de ligamentos muy complejos, entre ellos se encuentran el ligamento colateral radial, el ligamento colateral cubital; formados a su vez de varios conjuntos de ligamentos, estos son muy importantes ya que se origina parcialmente el músculo supinador que genera el movimiento de pronosupinación. Otro ligamento muy importante es el ligamento anular que tiene como función mantener la cabeza del radio en su alineación anatómica normal durante la pronación y la supinación. Estos ligamentos pueden observarse en la siguiente figura.

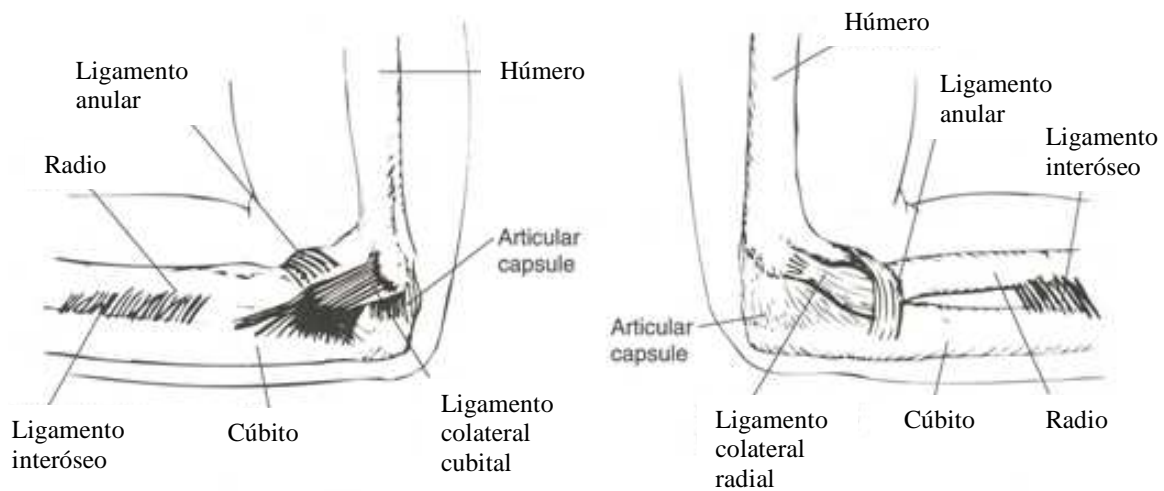


Fig. 6 Ligamentos del codo [8]

2.3.3 Músculos

Los músculos son los elementos activos que provocan los movimientos en el codo. Clasificándolos según su función se tienen:

Músculos flexores

Formados por el músculo braquial anterior, el supinador corto y largo y el bíceps braquial que tienen como función flexionar el codo, únicamente cuando el codo se encuentra en pronación completa actúa como supinador. El bíceps braquial es el principal músculo flexor del codo además del más potente que actúa en la prono-supinación.

El músculo bíceps braquial ayuda al supinador a la supinación forzada o rápida, sobre todo cuando se ejerce cierta resistencia y el antebrazo se encuentra flexionado. Por ejemplo cuando una persona diestra aprieta un tornillo.

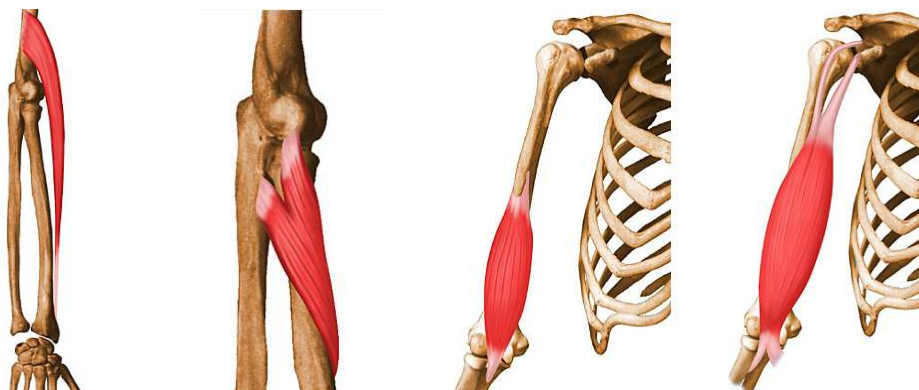


Fig. 7 Músculo supinador largo, supinador corto, braquial anterior, bíceps braquial [32]

Musculatura extensora

Constituida por el músculo tríceps braquial, que a su vez está formado por tres cuerpos musculares. Las funciones de este músculo son la extensión y abducción del codo, ayudando a la estabilización dinámica del mismo.

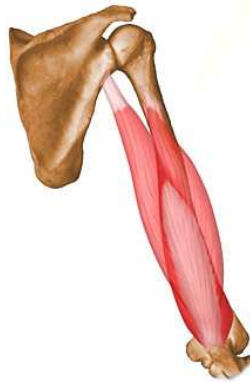


Fig. 8 Músculo tríceps braquial [32]

Músculos supinadores

Formados por los músculos supinador corto y el bíceps braquial; su función es supinar el antebrazo y rotar el radio, siendo el principal encargado de la supinación del antebrazo y de la mano. Estos músculos pueden observarse en la figura 7.

Músculos pronadores

Formados por el pronador cuadrado y el pronador redondo. El primero actúa desenrollando el cúbito con relación al radio. El músculo pronador redondo se encarga de la pronación y flexión del antebrazo, ayuda al músculo pronador cuadrado a la pronación, es un débil flexor del antebrazo.

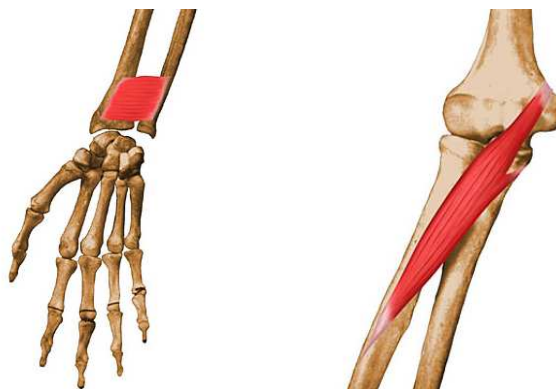


Fig. 9 Músculo pronador cuadrado, pronador redondo [32]

Músculo braquiorradial

El músculo braquiorradial flexiona el antebrazo, sobre todo cuando se requieren movimientos rápidos o cuando se levanta un peso flexionando lentamente el antebrazo. Este músculo aumenta la fortaleza y velocidad del antebrazo y desarrolla toda su potencia cuando el antebrazo se encuentra en una posición de pronación intermedia. Por este motivo, es capaz de iniciar tanto la pronación como la supinación. Estos músculos pueden observarse en la figura 7.

2.3.5 Biomecánica del codo

2.3.5.1 Cinemática

Debido a la gran similitud que existe entre la articulación cúbito humeral y una bisagra, su comportamiento se puede considerar como tal. Diversos estudios realizados con anterioridad han demostrado que la variación del centro instantáneo de rotación depende del grado de flexo-extensión del codo, esta variación es tan pequeña que para fines prácticos puede despreciarse y asumir a la articulación cúbito humeral como una articulación uniaxial, excepto en las posiciones extremas de flexión y extensión. Esta variación permite que el antebrazo extendido no toque la cadera durante los movimientos de balanceo que ocurren con la deambulación, hecho fundamental cuando se transportan cargas pesadas.

“A pesar de que el codo tiene un arco de flexión extensión normal de 0° a 150° o 160° y de pronosupinación desde 75° a 85° respectivamente, por lo general en las actividades diarias el arco de movimiento completo no suele utilizarse. Se pueden realizar 15 actividades habituales con un arco de movimiento de solo 30° a 130° de flexión-extensión” [1]. En la prono-supinación, para estas mismas actividades, se requiere de 50° para cada uno de los movimientos. Una restricción mayor a 30° causaría una disminución significativa de la capacidad de acción en el espacio. El estudio citado sólo contempla tareas sedentarias o rutinarias, no tareas laborales.

La siguiente tabla muestra los resultados de otro estudio de rangos de movimiento en ciertas actividades cotidianas, donde se obtiene la misma conclusión del rango de operación de un brazo; al realizar la flexión y extensión presenta un rango de los 30°

hasta los 130°, en el caso de la rotación del antebrazo su rango total es de 100°, 50° de pronación y 50° de supinación.

Tabla 1 Movimientos del codo al realizar actividades cotidianas [4]

Actividad	Flexión			Rotación		
	Mínima	Máxima	Grados de movimiento	Mínima	Máxima	Grados de movimiento
Verter una jarra	36	58	22	43	22	65
Cortar con cuchillo	89	107	18	42	-27	15
Llevar tenedor a la boca	85	128	43	10	52	62
Usar el teléfono	43	136	93	41	23	64
Leer el periódico	78	104	26	49	-7	42
Levantarse de una silla	20	95	75	34	-10	24
Abrir una puerta	24	57	33	35	23	58
Llevar un vaso a la boca	45	130	85	10	13	23

2.3.5.2 Dinámica

Es muy complicado determinar las fuerzas presentes en la articulación del codo in vivo, por lo que la mayoría de los datos provienen de modelos teóricos.

Para el caso de cargar un peso en la mano, la magnitud y dirección de la fuerza a través de la articulación cúbito humeral depende de los grupos musculares implicados en el antebrazo que producirán la fuerza mayoritaria; la fuerza articular resultante sobre el cúbito será constante en todo el recorrido articular. Sin embargo, son los músculos del brazo los que producen las fuerzas dominantes, la fuerza articular resultante presentará una mayor variación durante el recorrido de flexo-extensión. El fenómeno antes descrito se debe a que, durante la flexión, la línea de acción de los músculos del brazo sufre un importante cambio de dirección con respecto al eje cubital.

Una persona realizando un levantamiento de pesos puede llegar a generar una fuerza que oscila entre los 100 N, con el codo en posición extendida, hasta 400 N, con el codo en flexión de 90°. Los modelos realizados bajo estas condiciones de carga indican que las fuerzas articulares resultantes a través de la articulación cúbito humeral pueden variar de una hasta tres veces el peso corporal (PC) [1]. Con estos estudios se puede observar la capacidad del cuerpo para soportar grandes cargas, lo cual es difícil de imitar en los

desarrollos protésicos, principalmente debido a la sujeción entre el muñón y la prótesis y las restricciones mecánicas de los diseños de prótesis y los elementos que las componen. La carga axial estática a través de la articulación radiohumeral en extensión muestra que alrededor de 40% de las fuerzas pasan por la articulación radiohumeral y 60% por la cúbito humeral. La fuerza a través de la cabeza radial supera varias veces el peso corporal. Esto es debido al incremento del brazo de palanca de los flexores del codo al aumentar la flexión del mismo y a la orientación perpendicular a la tracción muscular respecto a la cabeza radial. Dicha transmisión de fuerza a través de la cabeza radial disminuye también en supinación y aumenta en pronación. En la posición menos favorable del codo (pronación extensión completa), sólo se alcanza un nivel de transmisión de fuerzas de 0.89 PC.

2.3.6 Medidas del miembro superior

El prototipo se diseñará para mexicanos, por lo cual es importante tomar como referencia las medias antropométricas de los mexicanos. Se realizará para un hombre, tomando en cuenta un estudio realizado en trabajadores industriales entre 18 y 65 años. Del cual se puede obtener la siguiente figura con sus respectivas medidas que se encuentran en la tabla 2.

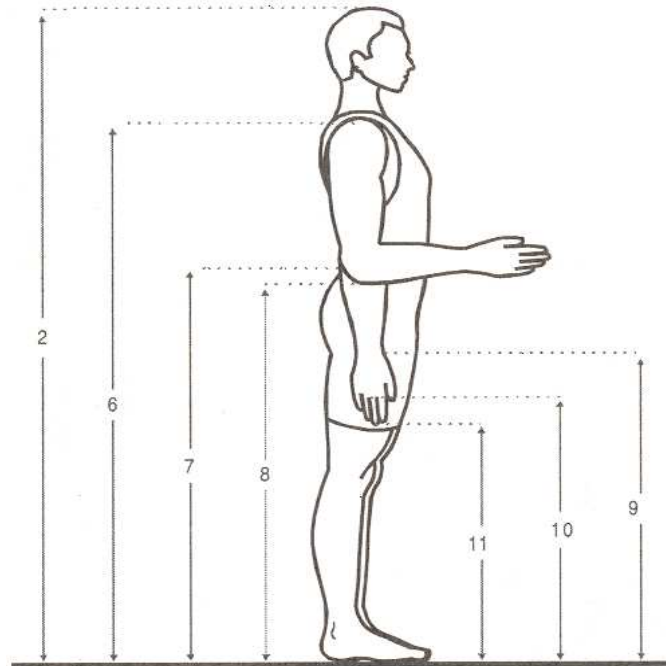


Fig. 10 Medidas antropométricas de mexicanos entre 18 y 65 años [2]

Tabla 2 Medidas antropométricas trabajadores sexo masculinos entre 18 y 65 años [2]

	Medidas
1. Peso	73 kg
2. Estatura	1.675 m
6. Altura hombro	1.380 m
7. Altura codo	1.068 m
8. Altura codo flexionado	0.969 m
9. Altura muñeca	0.825 m
10. Altura nudillo	0.740 m
11. Altura dedo medio	0.639 m

De la tabla dos se pueden obtener medidas significativas para este trabajo como es el caso de la medida del antebrazo, que se obtiene con la altura del codo y la altura de la muñeca, la diferencia entre ellas da como resultado el largo del antebrazo que es de 0.243 m . El cual se tomará como base para el diseño del dispositivo de sujeción.

Capítulo III

Especificaciones del diseño, diseño conceptual y de configuración

3.1 *Especificaciones del diseño*

El objetivo de establecer las especificaciones del diseño es satisfacer las necesidades del usuario. En este diseño los usuarios serán personas que hayan sufrido una amputación a nivel transhumeral. Debido a la falta de un colaborador con éstas características, se recurrió a realizar una investigación de las prótesis que se encuentran actualmente en el mercado, con base en ellas se establecieron las especificaciones del prototipo a realizar, que se presentan a continuación.

3.1.1 *Funcionamiento*

El prototipo en desarrollo debe ser capaz de reproducir los movimientos que realizan el codo y el antebrazo. Siendo estos la flexión-extensión y la prono-supinación, descritos anteriormente.

3.1.2 *Nivel de amputación*

Transhumeral

3.1.3 *Ambiente*

Se tomarán como referencia las características de temperatura, humedad y presión de la Ciudad de México, tanto para las condiciones de manufactura como para el uso, siendo de:

Temperatura: 2-40 °C

Humedad: 12-70 %

Presión: 78 kPa

El prototipo no podrá ser sumergido ni expuesto por largos periodos a ningún líquido

3.1.4 *Tiempo de vida*

El tiempo de vida de las prótesis comerciales se encuentra entre los 10 y 15 años, con base en esto se propone éste mismo intervalo de tiempo. El alcance de este diseño no contempla el desarrollo del socket, lo cual le da mayor tiempo de vida ya que el muñón con el paso del tiempo adelgaza, haciendo que el socket sea la parte más reemplazada de las prótesis.

3.1.5 *Mantenimiento*

Se procurará que el prototipo a realizar requiera poco mantenimiento, teniendo como prioridad que cualquier persona con conocimientos básicos de electrónica y mecánica puedan repararla. Se buscará que las piezas sean comerciales para facilitar su sustitución en caso de falla.

3.1.6 *Costo del producto*

Se busca que éste sea el más bajo posible, teniendo como meta un costo máximo de cincuenta mil pesos para la prótesis completa, que comparado con el costo de una prótesis comercial, superior a los trescientos mil pesos es un costo bajo.

3.1.7 *Facilidad de manufactura*

Se busca que los procesos de procesos de manufactura sean simples y lo menos costosos posibles. Para el primer prototipo se sugieren como opción máquinas de prototipos rápidos, que su uso es simple, además de máquinas de control numérico como tornos y fresadoras.

3.1.8 *Tamaño*

Estas características serán tomadas de las medidas antropomorfas de un mexicano entre 24 y 65 años. Que para el caso del largo del antebrazo es de 0.243 m. Las demás características serán presentadas en partes posteriores del trabajo.

3.1.9 *Peso*

Basándose en las prótesis que actualmente se encuentran en el mercado se pretende realizar una prótesis de aproximadamente un 1 kg.

3.1.10 *Estética*

Se busca la mayor semejanza con un brazo humano, pero siempre dando mayor importancia a la funcionalidad.

3.1.11 Material

Se busca un material de alta resistencia, bajo peso, bajo costo y fácil de maquinar.

3.1.12 Calidad y confiabilidad

Dado que este desarrollo será utilizado por seres humanos, se procurará la mayor calidad posible, evitando fallas que puedan lastimar al usuario, además de presentar un muy buen funcionamiento para suplir el funcionamiento normal de un brazo humano.

3.1.13 Control

El diseño propuesto será realizado suponiendo que el usuario realizará el control de la prótesis por medio de señales mioeléctricas. Los alcances de este trabajo no contemplan la obtención y procesamiento de estas señales, por lo cual se simularán suponiendo que estas ya han sido acondicionadas a un rango entre 0 y 5 volts.

3.14 *Especificaciones de prótesis comerciales y del diseño a realizar.*

Como se mencionó al inicio de este capítulo se utilizarán las especificaciones de las prótesis comerciales como base para las especificaciones del diseño que se propondrá. En la siguiente tabla se presentan algunas especificaciones de tres prótesis que se encuentran actualmente en el mercado, además de las especificaciones que se pretenden alcanzar en el diseño.

Tabla 3 Especificaciones de diseños

Especificaciones	Boston digital arm system	Otto bock DynamicArm 12K100	Utah arm 3	Diseño Propuesto
Par de torsión	13.549 Nm	No disponible	4.0647 Nm	
Peso que puede cargar	4.083 kg	4.5 kg	1 kg	1 kg
Velocidad de Flexión (contra gravedad sin carga)	1.1 seg	0.655 seg	1.20 seg	2 seg
Velocidad extensión (con gravedad sin carga)	1.0 seg	No disponible	No disponible	2 seg
Peso sin mano	1.0206 kg	0.960 kg	0.913 kg	1 kg
Rango de longitud del antebrazo	21.59 - 38.83 cm	21.3 cm	27.3 cm, 32.4 cm o 24.8 cm	24.3 cm
Máximo ángulo de flexión	No disponible	15° a 145°	135°	30°-130°
Rango de rotación en muñeca			360°	
Sistema de bloqueo	Bloqueo inverso	No disponible	Por perno	Mecanismo tornillo sinfín
Temperatura de operación	No disponible	No disponible	0 a 44 °C	0-40°C
Corriente máxima	No disponible	No disponible	4 Amp	
Voltaje	12 volts	12 volts	+ 6 volts	5 volts
Velocidad	No disponible	268%/seg	No disponible	

3.2 Diseño conceptual

Un concepto es una idea suficientemente desarrollada que de solución a un diseño, buscando satisfacer las especificaciones de éste. En esta sección se presentan los diferentes conceptos que se creen que pueden llegar a satisfacer las especificaciones antes mencionadas. El diseño conceptual se basa en dos principios, generar conceptos que den soluciones a los requerimientos del prototipo y evaluar dichas soluciones, para seleccionar los conceptos que satisfagan las especificaciones de diseño anteriormente citadas.

Para facilitar la elaboración de los conceptos se dividirá el diseño en varios sistemas, entre los cuales tenemos:

Sistema de actuación, que buscará la alternativa para que generar el movimiento de la prótesis.

Sistema de transmisión, que buscará modificar por medio de elementos mecánicos las características del sistema de actuación para cumplir con las especificaciones.




Sistema de soporte, en el cual se buscarán los materiales que cuenten con las propiedades apropiadas para este diseño.

Sistema de control, que buscará la mejor opción para implementar un control básico en el diseño propuesto.

A continuación se presenta información de cada uno de estos sistemas. Para los sistemas de actuación, transmisión y soportes se incluyen tablas, 4, 5 y 10 respectivamente, con un resumen de sus características, ventajas y desventajas. Para el caso del sistema de soporte por su extensión se incluye un resumen para cada una de las opciones.





3.2.1 Sistema de actuación

Tabla 4 Comparación de actuadores

Actuadores	Ventajas	Desventajas
<p>Motores a pasos</p>  <p>Fig. 11 Motores a pasos [27]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Dependiendo de la precisión de la aplicación no es necesario control de lazo cerrado ya que con los pasos que ha realizado puede calcularse su posición • Alto par de torsión a velocidades bajas, mayor que el par de un servomotor de un tamaño similar. • Excelente par de torsión para mantener una posición (pueden eliminarse frenos y clutches) • Bajo costo • Poco mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> • Las posiciones que alcanzan están definidas por la resolución de los pasos, no pueden llegar a posiciones intermedias. • Control más complicado, funcionan con una secuencia binaria. • Bajo par a velocidades altas. • A bajas velocidades, cambios bruscos entre pasos. • Consumo de corriente dependiendo de la carga • Ruidoso
<p>Servomotores</p>  <p>Fig. 12 Servomotores [28]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Ya incluye un juego de engranajes y circuito de control. • Par constante desde su velocidad de reposo hasta su velocidad nominal. • Genera pares instantáneos de hasta ocho veces el especificado, dando excelentes características de aceleración /desaceleración. • Sólo consumen energía cuando están en la posición deseada si existe una fuerza externa que trate de cambiarla. • Mayor resolución que motores a paso. • Gran variedad de tamaños. • Silencioso. 	<ul style="list-style-type: none"> • El rango de giro de su eje es de 180° en la mayoría de ellos, pero puede ser modificado fácilmente, para obtener un giro de 360°. • Costo mayor que motores a pasos • Se requiere de retroalimentación. • Mayor mantenimiento requerido.
<p>Motores de DC con engranes</p>  <p>Fig. 13 Motores de DC [29]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Simplicidad de uso. • El sentido de giro se cambia con la polaridad. • La velocidad varía con la tensión aplicada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo par y presenta una velocidad angular alta, para ciertas aplicaciones es necesario colocar una transmisión que aumente su par y reduzca su velocidad.

3.2.2 Sistema de transmisión

Tabla 5 Comparación sistema de transmisión

Transmisión	Ventajas	Desventajas
<p>Engranés planos</p>  <p>Fig. 14 Engranés planos [23]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Más compactas que las transmisiones por bandas, las distancias entre los centros son mínimas. • Mayor capacidad de velocidad que las bandas. • Límites más amplios de relaciones de velocidad que las bandas. • Los engranes metálicos no se deterioran con el tiempo, el calor; el aceite ni la grasa. • Los engranes metálicos no desarrollan cargas eléctricas estáticas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ruido • La variación de la distancia entre los centros de las flechas y el alineamiento de las flechas son críticas. • Costo elevado comparado con bandas y las poleas. • No pueden transmitir potencia entre distancias grandes entre centros.
<p>Bandas</p>  <p>Fig. 15 Bandas [24]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • La variación de la distancia de centros de las flechas y el alineamiento de la flecha son mucho menos críticos que para transmisiones por engranes. • Aislamiento eléctrico, no existe contacto de metal a metal entre las unidades de conducción y las conducidas. • Menor ruido. • No se requiere lubricación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Pueden deslizarse o resbalarse. • Las poleas pueden ser anchas para transmitir la potencia necesaria. • Debido a los efectos de deslizamiento y estirado que se producen en las bandas, la relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante
<p>Cadenas plásticas</p>  <p>Fig. 16 Cadenas [25]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Las variaciones de la distancia de centros de la flecha se puede acomodar más fácilmente que con transmisión por engranes • No se deslizan ni se resbalan, como las transmisiones de banda 	<ul style="list-style-type: none"> • La capacidad es menor que en otros sistemas de transmisión
<p>Tornillo sinfín</p>  <p>Fig. 17 Tornillo fin [26]</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Poseen relaciones de engranaje muy altas en un pequeño volumen. • Pueden soportar cargas muy elevadas. • Sólo puede ser impulsado desde el sinfín. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tienen muy altos deslizamientos y cargas de empuje, haciendo que su eficiencia baje de 40 a 85%

3.2.3 *Sistema de soporte*

Una parte muy importante del diseño de una prótesis es su sistema de soporte, que sirve para contener y sostener los diversos sistemas que la forman. Para la parte exterior de la prótesis se tratará de asemejar lo mejor posible a la forma de un brazo humano. La cual se diseñará tomando el promedio de diversas mediciones en el brazo de mexicanos entre los 25 y 65 años.

Debido a que éste será usado por personas debe de ser ligero y resistente. Por lo cual se tomarán en cuenta los siguientes materiales que podrían proporcionar estas características.

Polipropileno

Material termoplástico muy difundido de uso general. Algunas de sus aplicaciones son envolturas de aparatos eléctricos, tubos, cascos de barcos, asientos y piezas para automóviles, también se utiliza para realizar los sockets de las prótesis. Algunas prótesis están formadas de este material.

Tabla 6 Características del polipropileno
Características

Densidad [g/cm³]	0.90 – 0.91
Módulo elástico [MPa x 10²]	11 – 16
Resistencia a la tracción [MPa]	31 – 41
Alargamiento a la rotura (%)	100 – 600
Precio [USD/lb]	0.81 – 0.98

ABS

Termoplásticos cuya base es acrilonitrilo-butadieno-estireno. Presenta buena resistencia al impacto y muy buena apariencia además de un buen rendimiento a un costo bajo. Para su manufactura se utilizan varios procesos como la inyección y el extruido, entre otros. Además de que puede ser reforzado por inclusión de fibras de vidrio.

Tabla 7 Características del ABS

Características	
Densidad [g/cm³]	1.05
Módulo elástico [GPa]	1.03 – 3.1
Resistencia a la tracción [MPa]	27 – 48
Alargamiento a la rotura (%)	20 – 80%
Precio [USD/lb]	0.84 – 1.94

Aluminio

Metal no ferroso, plateado ligero, entre sus ventajas se encuentran la resistencia a la corrosión ocasionada por el óxido de aluminio que se forma al contacto con el aire; una baja densidad que le da una gran ligereza; una buena relación resistencia peso, costo razonable pero baja resistencia mecánica. Dentro de sus ventajas más importantes está su manufactura sencilla. Dentro de sus usos esta la construcción de aviones, vagones ferroviarios y automóviles.

Tabla 8 Características Aluminio

Características	
Densidad [g/cm³]	2.7
Límite elástico [GPa]	110 – 170
Resistencia a la tracción [MPa]	130 – 195
Precio [USD/lb]	aluminio puro 1.09 aleaciones 0.96

Titanio

Elemento metálico blanco plateado resistente como un acero de resistencia media, no tóxico, resistente a la corrosión, por lo que permite el uso en el interior del cuerpo humano como reemplazos en válvulas cardíacas y articulaciones de cadera. Es costoso comparado con el aluminio y el acero. Se usa mucho en la industria aeroespacial, donde se requiere resistencia y poco peso, así como elevada resistencia a la temperatura y a la corrosión. Es disponible puro y en combinaciones con aluminio, vanadio, silicio, hierro, cromo y magnesio. Puede ser forjado, aunque es bastante difícil de fundir, maquinar y formar en frío.

Tabla 9 Características Titanio

Características	
Densidad [g/cm³]	4.51
Límite elástico [MPa]	140 – 250
Resistencia a la tracción [MPa]	230 – 460
Precio [USD/lb]	9.6 23

3.2.4 Sistema de control

Como se mencionó en las especificaciones se pretende que el prototipo funcione con señales mioeléctricas, pero dentro de los alcances de este trabajo no se encuentra obtener ni procesar dichas señales, por lo cual se simularán.

Es importante tomar en cuenta que éste sistema debe de ser transportable y ligero, permitiendo colocar todo el sistema de control dentro de la prótesis y obtener una total movilidad, sin dependencia de cables o aparatos como la computadora. Sin embargo para la realización del prototipo, que tiene como fin probar el principio de funcionamiento del diseño propuesto, por que se contemplará la posibilidad de realizar el control con algún sistema que requiera el uso de una computadora, por estas razones para el control del prototipo se proponen los siguientes sistemas:

Tabla 10 Comparación de sistemas de control

Sistema de control	Ventajas	Desventajas
Labview	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil de programar • Varias entradas y salidas digitales y analógicas (dependiendo del modelo de tarjeta de adquisición de datos) 	<ul style="list-style-type: none"> • Software y tarjeta de adquisición de datos costosos • Tamaño considerable • Peso considerable • Su funcionamiento requiere de una computadora • Tiempo de respuesta más lento que microcontrolador
Microcontrolador	<ul style="list-style-type: none"> • Varias entradas y salidas analógicas y digitales. • Módulos ya incluidos en sus funciones. • Bajo costo • Tamaño pequeño • Bajo peso • No depende de una computadora para su funcionamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> • No tan fácil de programar como Labview

3.2.4 Selección de conceptos

Al haber propuesto los posibles conceptos, para cada uno de los sistemas del diseño, que satisfacen las especificaciones, es necesario decidir cuál de éstos generará la configuración apropiada para que el prototipo cumpla con las especificaciones.

La evaluación de los conceptos se realizará mediante matrices de decisión. este procedimiento consiste en asignar valores numéricos para evaluar las propiedades de los conceptos tomando en cuenta que tan bien cumplan con las especificaciones.

Para este diseño esta evaluación será de la siguiente forma.

Tabla 11 Interpretación de las calificaciones de de las matrices de decisión.

Calificación	Interpretación
9	bueno
6	regular
3	malo

Además, a cada especificación se le asignó un porcentaje del 0 al 100% según su relevancia en el cumplimiento del objetivo total del diseño. Para obtener de la calificación de cada concepto, se multiplicó la calificación dada a cada una de las propuestas por el porcentaje de relevancia, el resultado obtenido se nombró como promedio ponderado (p.p.). Esta operación se realizó para cada uno de las especificaciones, todos los promedios ponderados se sumaron obteniendo un promedio total. Este promedio total se comparó y se eligió la propuesta de cada concepto mejor puntuada para ser utilizada en el diseño.

En las tablas 11, 12, 13 y 14 se pueden observar las matrices de decisión, de cada uno de los sistemas, además de la última tabla que presenta los resultados según el porcentaje porcentual total.

3.2.5 Matrices de decisión

Tabla 12 Matriz de decisión sobre materiales

Material	Densidad 30%		Resistencia a la tracción 20%		Módulo elástico 15%		Facilidad de manufactura 20%		Costo 15%		Total porcentual
	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	
Polipropileno	9	27	3	6	9	13,5	6	12	9	13,5	72
ABS	9	27	3	6	6	9	9	18	6	9	69
Aluminio	6	18	6	12	3	4,5	3	6	6	9	49,5
Titanio	3	9	9	18	3	4,5	3	6	3	4,5	42

Tabla 13 Matriz de decisión sobre sistemas de transmisión mecánica

Transmisión	Repetitividad 10%		Eficiencia de transmisión 12.5%		Mantenimiento 10%		Tamaño 12.5%		Ruido 10%		Peso 12.5%		Costo 10%		Facilidad de manufactura 10%		Autobloqueo 12.5%		Total porcentual
	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	
Engranés	9	9	9	11	9	9	6	7,5	6	6	6	7,5	3	3	3	3	3	3,8	60
Bandas	3	3	3	4	3	3	3	3,8	9	9	9	11,3	9	9	9	9	3	3,8	56
Cadenas	6	6	6	8	6	6	6	7,5	3	3	3	3,8	6	6	6	6	3	3,8	50
Tornillo Sinfín	9	9	6	8	9	9	9	11,3	6	6	6	7,5	3	3	3	3	9	11,3	68

Tabla 14 Matriz de decisión sobre sistemas de actuación

Actuación	Repetitividad 10%		Consumo de energía 12.5%		Facilidad de Adquisición 10%		Costo 10%		Tamaño 12.5%		Peso 12.5%		Par de torsión 12.5%		Confiabilidad 10%		Facilidad de control 10%		Total porcentual
	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	
Motores a pasos	9	9	6	7,5	6	6	6	6	3	3,8	3	3,8	6	7,5	9	9	6	6	58,5
Servomotores	9	9	9	11,3	3	3	3	3	9	11,3	9	11,3	9	11,3	9	9	3	3	72
Motores de dc	3	3	3	3,8	9	9	9	9	6	7,5	6	7,5	3	3,8	6	6	9	9	58,5

Tabla 15 Matriz de decisión sobre el sistema de control

Sistema de control	Dependencia de la computadora 20%		Tamaño 30 %		Peso 25 %		Facilidad de programación 5 %		Costo 20 %		Total
	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	calif.	p.p.	
Microprocesador	9	1,8	9	2,7	9	2,3	3	0,2	9	1,8	8,7
Labview	3	0,6	3	0,9	3	0,8	9	0,5	3	0,6	3,3

Por los resultados obtenidos en el análisis anterior se llegó a la conclusión que los mejores elementos para realizar el prototipo de codo son los siguientes.

Tabla 16 Resultados de las matrices de decisión

Material	Polipropileno
Transmisión	Tornillo sinfín
Actuación	Servomotores
Control	Microprocesador

Capítulo IV

Diseño de detalle

Con base en los resultados obtenidos en el diseño conceptual la propuesta se realizará de la siguiente manera:

4.1 *Sistema mecánico*

Tanto para la articulación de codo como para la muñeca se utilizará un mecanismo de tornillo sinfín - piñón; seleccionado por su capacidad de generar razones grandes en un volumen compacto y sobre todo por su capacidad autobloqueante, lo que permite el uso de un motor pequeño y ligero, dando como resultado un menor consumo de energía.

Para el diseño del mecanismo sinfín - piñón es importante tomar las siguientes consideraciones

- Angulo de avance: característica primordial en el diseño ya que éste define si el mecanismo es autobloqueante, para que esta condición se cumpla el ángulo de avance debe encontrarse en un rango entre 6 a 10°. Para el autobloqueo también se debe tomar en cuenta el coeficiente de fricción μ , el acabado superficial, la lubricación.
- Distancia entre centros: seleccionada de tal forma que los engranajes no ocupen un espacio superior al designado a la articulación del codo y muñeca, según las medidas antropométricas obtenidas.
- Velocidad de salida, seleccionada al tratar de asemejar el prototipo con las prótesis que se encuentran en la actualidad en el mercado. Junto con la velocidad de entrada definen la relación de engranaje.
- Velocidad de entrada,
 - o Articulación de codo: obtenida de las características del motor, éste se eligió por su tamaño, peso y par de torsión. Al alimentar al motor con 5

VDC produce un par de torsión de $0.700 \text{ kg}\cdot\text{cm}$, una velocidad de 200 rpm , con un consumo de corriente sin carga de 80 mA y un consumo de corriente atrancado de 600 mA . Cuenta con una salida con eje de 5 mm de diámetro y orificios para facilitar su montaje con tornillos, sus medidas son $65 \text{ mm} \times 22 \text{ mm} \times 18.5 \text{ mm}$, además de pesar 32 gr .

- Articulación de muñeca: por el tamaño tan reducido donde se colocará se utilizará un servomotor, de tal forma que cumpla con el par de torsión requerido y con la restricción del espacio. Debido a las características del servomotor se modificará para hacer que este gire 360° . Se utilizará el servomotor HCAM0090 CS-5 High-Speed Nano™ que tiene como características una dimensión de $22 \text{ mm} \times 11 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ una velocidad de $0.11 \text{ seg}/60^\circ$, $1.2 \text{ kg}\cdot\text{cm}$, y un peso de 10 g .
- Carga de salida, al igual que la velocidad se seleccionó tomando en cuenta las características de las prótesis comerciales, y tomando en cuenta el peso de la mano o gancho que se le colocará.
- Ángulo de presión estándar, comúnmente sus valores son 14.5 , 17.5 , 20 , 22.5 , 25 , 27.5 o 30° , el ángulo de los dientes es proporcional a la resistencia, pero producen mayor fricción, mayores cargas en los cojinetes y esfuerzos a flexión más elevados en el tornillo sinfín. Para aplicaciones de alta potencia a alta velocidad, deberá recurrirse a una rueda de paso relativamente fino. Altos pares de torsión a baja velocidad necesitan un paso más abierto y diámetros más grandes de tornillo sinfín [7]. Los tornillos sinfín y las ruedas respectivas no son intercambiables, sino que se fabrican y reemplazan como juegos pareados.
- Materiales
El engranaje sinfín es muy utilizado para aplicaciones donde la carga es muy alta, provocando grandes esfuerzos sobre los engranajes que sólo algunos materiales pueden soportar sin presentar deformaciones. Entre los materiales más utilizados para esta aplicación se encuentra el acero endurecido y el acero a medio carbono. En este diseño la carga considerada es ligera y la velocidad que se utilizará es baja, lo que posibilita el uso de materiales plásticos.

Para asegurar el buen funcionamiento del prototipo se propone la utilización de engranes ya fabricados, que cumplen con los estándares de calidad. Por lo que se proponen engranes plásticos de dos compañías, Boston Gears y HPC Gears, los cuales son manufacturados con Minlon® en el caso del engrane y Nylon para el tornillo sinfín y de Delrin, respectivamente.

Los termoplásticos mencionados presentan buenas propiedades mecánicas, en el caso del Nylon buena resistencia mecánica, dureza y resistencia química, bajos coeficientes de fricción, además de una alta resistencia inherente al desgaste. Entre sus desventajas esta su alta contracción en el molde y la reducida capacidad carga/velocidad, éste último no presenta problemas en este caso, pero sí limitan el número de aplicaciones potenciales.

El Minlon es una resina de nylon con carga mineral, reforzado con fibra de vidrio, respecto al Nylon presenta varias mejoras como es una resistencia más alta a la tensión, una mayor dureza y baja contracción en el molde.

El material Delrin es un homopolímero de acetal que ofrece buenas propiedades mecánicas como alta resistencia mecánica, rigidez, y dureza, pero puede contener un centro con baja densidad, especialmente en grandes secciones cruzadas. Presenta buena resistencia a la fluencia, alta resistencia a los impactos y muy buena estabilidad dimensional además de ser ideal para diámetros pequeños y poder ser manufacturado con gran facilidad. Por estas características se utiliza en la fabricación de engranajes, bujes, ruedas, sinfines, tornillos poleas, superficies expuestas a la erosión, o con requerimientos de bajo coeficiente de fricción.

Para su manufactura se utilizan procesos convencionales de inyección, su facilidad de manufactura y sus características lo hacen idóneo para aplicaciones automotrices, eléctricas, electrónicas, domesticas y en la construcción.

Para el caso en que la carga generada produzca un esfuerzo mayor al que puede soportar un engrane plástico se utilizarán engranes metálicos, específicamente de bronce fosforado. Que tiene excelente resistencia a la corrosión, excelentes propiedades para trabajarse en frio y buenas para conformarse en caliente. Puede

conformarse por diferentes técnicas entre ellas, fundición, doblado, estampado, rolado, entre otras. Entre sus aplicaciones están los clutches y contactos eléctricos, entre otros.

Tomando en cuenta las especificaciones se procedió a calcular los parámetros necesarios para obtener el diseño final del engranaje sinfín. Estos cálculos fueron realizados mediante la teoría del engranaje sinfín obtenida del libro Diseño de maquinas de Robert I. Norton, en el anexo 1 se puede encontrar mayor información sobre éste tema. la configuración y sus resultados se presentan a continuación.

Engranaje para el Codo

En la siguiente tabla se presentan los datos de entrada, descritos anteriormente, para el diseño del engranaje. La distancia entre centros fue seleccionada tomando en cuenta las medidas antropométricas del codo, la velocidad de salida se tomó de las especificaciones fijadas en la sección de anterior, la velocidad de entrada se obtuvo del motor que se utilizará, el ángulo de presión se eligió por ser uno de los más comunes en los engranes comerciales y el par de torsión de salida fue obtenido al obtener el par necesario para que a la altura del codo se pueda soportar una carga de 2 kg_m, que representan al kilogramo que podrá cargar la prótesis, además de el peso que generará el sistema de actuación, soporte, transmisión y control que se alojen en el antebrazo.

Tabla 17 Datos de entrada para cálculos de engranaje en el codo

Datos de entrada	
Distancia entre centros (C)	3 cm
Velocidad de salida	8.333 rpm
Velocidad de entrada	200 rpm
Par de torsión de salida	50 kg cm
Ángulo de presión (Φ)	25 °

En la tabla 17 se presentan los resultados de la configuración geométrica del engranaje tornillo sinfín para obtener el par de torsión y la velocidad de salida.

Tabla 18 Resultados sobre la geometría del engranaje sinfín en el codo

Geometría del engranaje sinfín		
m_G	Razón de engranaje	24
N_g	Núm. de diente engrane	24
N_w	Núm. Dientes sinfín	1
d	Diámetro sinfín	1.336 cm
d_g	Diámetro engrane	4.664 cm
L	Avance	0.611 cm
λ	Angulo de avance	8 ° 17 '
F_{max}	Ancho de cara máximo	0.895 cm

Los resultados obtenidos a partir de los parámetros anteriores cumplen con las especificaciones, las principales son el tamaño, que no sobrepasen el espacio donde se colocará el mecanismo, que es de 8.366 cm de largo y un ancho de 7 cm, la configuración propuesta ocuparía un largo 6 cm y 0.895 cm de ancho, cabiendo en el soporte. También cumple con la especificación de que el ángulo de avance se encuentre dentro del parámetro permitido ($6 < \lambda < 10$) para que este engranaje sea autobloqueante.

También fue realizado el análisis de fuerzas y cargas para conocer cuál sería la capacidad de carga ésta configuración de tornillo sinfín. Resultados que se presentan en las tablas 18, 19 y 20.

Tabla 19 Resultados de las fuerzas en los engranajes sinfín en el codo

Fuerzas en los engranajes sinfín		
W_{tg}	Fuerza tangencial requerida	242.237 N
W_{tg}	Fuerza tangencial generada	259.593 N

Tabla 20 Par de torsión en los engranajes sinfín en el codo

Par de torsión en los engranajes sinfín		
T_g	Par de torsión requerido	4.905 Nm
T_g	Par de torsión generado	6.054 Nm

Tabla 21 Potencia en los engranajes sinfín en el codo

Potencia		
Φ_o	Potencia nominal de salida	5.285 W
Φ_l	Potencia perdida	2.695 W
Φ	Potencia nominal de entrada	7.981 W
e	Eficiencia del engranaje	66 %

El par de torsión que generaría el engranaje tornillo sinfín con el motor seleccionado es de 6.054 Nm, éste es superior en 19 % al par de torsión necesario para soportar la carga de 2 kg, siendo éste de 4.9 Nm, lo que garantiza que no tendrá problemas con la carga.

Como se apreció en la geometría del mecanismo, tabla 17, el ángulo de avance (λ) es bajo, produciendo gran fuerza de fricción entre los inicios del sinfín y los dientes de la rueda, que genera el autobloqueo. Teniendo como desventaja que la potencia inicial se ve disminuida por las pérdidas de fricción, pero obteniendo el autobloqueo que es una de las especificaciones buscadas.

Tomando en cuenta que la precisión en la manufactura de el engranaje debe de ser alta para que el mecanismo funcione de manera óptima se tomó la decisión de utilizar engranes comerciales que ya cumplen con los parámetros y especificaciones técnicas necesarias. Se realizaron los cálculos con engranes de plástico, obteniendo resultados no muy favorables porque el tamaño del engranaje sobrepasaba los límites físicos, por esta causa se tomó la decisión de utilizarán engranes metálicos, para éste caso bronce fosfatado.

Los engranes a utilizar serán de la empresa Boston Gears o de HPC Gears, dentro de su gama de productos, el engrane que se asemeja más al diseñado es el engrane número GP1036 con código y su engrane sinfín número LUHBP con código 54143 y el engrane M1-48 y sinfín número W1-2 respectivamente. Los cuales tienen las siguientes características:

Tabla 22 Comparación de geometría del engranaje entre el engranaje calculado y comerciales en el codo

Geometría del engranaje sinfín				
	Parámetro	Calculado	Boston Gears	HPC Gears
m_G	Razón de engranaje	24	20	24
N_g	Núm. de dientes engrane	24	40	48
N_w	Núm. Dientes sinfín	1	2	2
d	Diámetro sinfín	1.336 cm	1.27 cm	1.5 cm
d_g	Diámetro engrane	4.664 cm	4.234 cm	4.8 cm
L	Avance	0.611 cm	0.333 cm	0.628 cm
λ	Angulo de avance	8 ° 17'	4 ° 46 '	7 ° 35 '
F_{max}	Ancho de cara máximo	0.895 cm	0.851 cm	0.8 cm

Al igual que se realizó para obtener las cargas en el engranaje propuesto, se realizarán los cálculos para saber si las configuraciones de ambas empresas cumplen con los requisitos de carga. Estos resultados se presentan en las tablas 22 y 23, que se muestran a continuación.

Tabla 23 Comparación de la fuerzas del engranaje calculado y comerciales en la muñeca

Fuerzas en los engranajes de sinfín			
Parámetro	Calculado	Boston Gears	HPC Gears
W_{tg} Fuerza tangencial requerida	242.237 N	266.839 N	204.375 N
W_{tg} Fuerza tangencial generada	259.593 N	233.712 N	244.777 N

Tabla 24 Comparación de potencia entre engranaje calculado y comerciales en la muñeca

Potencia			
Parámetro	Calculado	Boston Gears	HPC Gears
Φ_o Potencia nominal de salida	5.285 W	2.592 W	5.118 W
Φ_l Potencia perdida	2.695 W	2.329 W	2.705 W
Φ Potencia nominal de entrada	7.981 W	4.920 W	7.823 W
e Eficiencia del engranaje	66 %	53%	65 %
T_g Par de torsión nominal de salida	6.054 Nm	4.947 Nm	5.862 Nm

De los resultados de las dos tablas anteriores se concluye que los engranes de la empresa HPC cuentan con las características necesarias para soportar la carga sin presentar deformaciones ni fracturas. Para el caso de los engranajes de la empresa Boston Gears el par de torsión a la salida des de 4.947 Nm, que es muy cercano a los 4.905 Nm que debe soportar para cumplir con las especificaciones. Por esta causa se utilizarán los engranes de la empresa HPC Gears. Se piensa que las diferencias presentadas entre las opciones son debidas a las características geométricas. Estos resultados pueden confirmarse con las hojas de especificaciones de HPC Gears, figura 18, en la cual se observa que la carga que soporta este engranaje es muy similar a la calculada.

Engranaje para la muñeca

Para el caso del mecanismo de la muñeca también se utilizará un mecanismo tornillo sinfín piñón, pero por el reducido espacio que se tiene a la altura de la muñeca no es posible acoplar un motor de tal forma que la dirección su giro provoque el movimiento

deseado, por esta razón será necesario implementar un mecanismo que cambie en 90° la dirección de giro del motor. Lo que será realizado con un juego de engranes helicoidales de relación 2:1. En el caso del análisis del tornillo sinfín se realizará con los engranes modelo M1-16 y W1-2 de la empresa HPC Gears, ya que cuentan con las características necesarias que el diseño requiere, las cuales se pueden observar en la figura 18. Tomando esto en cuenta y con ayuda de los cálculos de los parámetros del mecanismo torillo sinfín se obtienen los resultados que se presentan en las tablas 25 a 28.

Para obtener los parámetros de entrada que se presentan en la tabla 24 que se utilizarán en los cálculos se tomaron las siguientes consideraciones, para obtener el par de torsión de salida se tomó la distancia entre el centro de la muñeca y el centro donde se colocará el engranaje sinfín, siendo ésta de 9 cm y el kilogramo que debe de soportar según las especificaciones; los demás parámetros fueron designados según las especificaciones del motor que se utilizará, descrito anteriormente, y las dimensiones que el soporte permite.

Tabla 25 Datos de entrada para cálculos de engranaje en la muñeca

Datos de entrada	
Distancia entre centros (C)	1.85 cm
Velocidad de salida	8.333 rpm
Velocidad de entrada	39.6 rpm
Par de torsión de salida	0.883 Nm
Ángulo de presión (Φ)	25 °

Se realizó el mismo procedimiento que para el engranaje del codo obteniendo los siguientes resultados para la configuración geométrica del engranaje sinfín.

Tabla 26 Resultados sobre la geometría del engranaje sinfín en la muñeca

Geometría del engranaje sinfín			
	Parámetro	Calculado	HPC Gears
m_g	Razón de engranaje	8	8
N_g	Núm. de dientes engrane	16	16
N_w	Núm. Dientes sinfín	2	2
d	Diámetro sinfín	0.854 cm	1.6 cm
d_g	Diámetro engrane	2.746 cm	2 cm
L	Avance	1.078 cm	0.628 cm
λ	Angulo de avance	21 ° 54 '	8 ° 52 '
F_{max}	Ancho de cara máximo	0.572 cm	0.8 cm

Al realizar los cálculos de fuerzas y par de torsión en los engranajes sinfín con las nuevas configuraciones, para los parámetros geométricos calculados y los obtenidos de las hojas de especificaciones, se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 27 Resultados de las fuerzas en los engranajes sinfín en la muñeca

Fuerzas en los engranajes de sinfín			
	Parámetro	Calculado	HPC Gears
W_{tg}	Fuerza tangencial requerida	74,058 N	88.3 N
W_{tg}	Fuerza tangencial generada	111,368 N	110.277 N

Tabla 28 Par de torsión en los engranajes sinfín en la muñeca

Par de torsión en los engranajes de sinfín			
	Parámetro	Calculado	HPC Gears
T_g	Par de torsión requerido	0.883 Nm	0.883 Nm
T_g	Par de torsión generado	1.529 Nm	1.103 Nm

Tabla 29 Potencia en los engranajes sinfín en la muñeca

Potencia			
	Parámetro	Calculado	HPC Gears
Φ_o	Potencia nominal de salida	0.793 W	0.572 W
Φ_l	Potencia perdida	0.263 W	0.385 W
Φ	Potencia nominal de entrada	1.056 W	0.957 W
E	Eficiencia del engranaje	75 %	60 %

En las tablas 24 a 28 se puede observar que existe gran diferencia entre el engranaje calculado según la teoría de engranajes y los resultados obtenidos al tomar en cuenta las especificaciones del engranaje tornillo sinfín que comercializa HPC Gears. Una de las principales diferencias se encuentra en la geometría, sobre todo en el tamaño del engrane y del tronillo sinfín, en ambos casos la distancia entre centros es la misma, pero sus proporciones difieren. El ángulo de avance también es diferente, en el engranaje teórico es de 21° , lo cual hace que éste no sea autobloqueante, pero al observar los resultados obtenidos al calcular con los parámetros con las hojas de especificaciones, se observa que este sí cuenta con el autobloqueo, esta diferencia hace que la eficiencia varíe, en el engranaje comercial ésta es menor, pero esto se debe al autobloqueo que genera.

En la siguiente figura se pueden observar las características de los engranajes que se han seleccionados, los engranajes utilizados se encuentran sombreados.

Worms & Wheels

1 MOD, 3.142mm Pitch

STD : Phosphor Bronze PB2
and Steel 214 M15 - En202

Materials

LEAD ANGLE
RIGHT HAND
STANDARD

20° Pressure Angle

DISCOUNTS	
1 - 5	List Price
6 - 19	- 12%
20 - 39	- 25%
40 - 59	- 33%
60 - 99	- 37%
100 - 200	- 42%

Worm		STEEL 214 M15 - En202	
BORED TYPE		UNHARDENED	HARDENED
PART NUMBER	PRICE EACH 1-5	No. of STARTS	LEAD ANGLE
W1-1	£14.89	1	3°48'
W1-2	£15.73	2	7°35'
W1-3	£17.29	3	11°18'
W1-4	£18.05	4	14°56'

SHAFT TYPE		STEEL 214 M15 - En202	
UNHARDENED		HARDENED	
PART NUMBER	PRICE EACH 1-5	No. of STARTS	LEAD ANGLE
SW1-1	£27.40	1	3°48'
SW1-2	£29.22	2	7°35'
SW1-3	£30.14	3	11°18'
SW1-4	£30.56	4	14°56'

Wheel PHOSPHOR BRONZE - PB2

REDUCTION RATIO = No. of Teeth in Wheel
= No. of Teeth in Worm

M

PM

Double Bossed Wheels Available @ Price x 1.4

PART NUMBER	TEETH	PCD (mm)	CTS (mm)	Throat Ø (mm)	Tip Ø (mm)	Boss Ø (mm)	Bore Ø (mm)	PRICE EACH 1 - 5	
								M	PM
M1-12	12	12	13.50	14	15	14	6	£14.97	£12.86
M1-15	15	15	15.00	17	18	15	6	£15.49	£14.40
M1-16	16	16	15.50	18	19	15	6	£15.86	£14.85
M1-18	18	18	16.50	20	21	15	6	£16.15	£15.28
M1-20	20	20	17.50	22	23	15	6	£16.29	£15.75
M1-22	22	22	18.50	24	25	15	6	£16.54	£16.31
M1-24	24	24	19.50	26	27	20	8	£17.18	£16.89
M1-25	25	25	20.00	27	28	20	8	£17.90	£17.17
M1-28	28	28	21.50	30	31	20	8	£18.58	£17.18
M1-30	30	30	22.50	32	33	25	8	£19.18	£17.87
M1-32	32	32	23.50	34	35	25	8	£20.15	£18.39
M1-34	34	34	24.50	36	37	25	8	£21.12	£20.43
M1-35	35	35	25.00	37	38	25	8	£23.16	£21.20
M1-38	38	38	26.50	40	41	25	8	£23.43	£22.16
M1-40	40	40	27.50	42	43	25	8	£27.21	£23.13
M1-42	42	42	28.50	44	45	25	8	£27.24	£23.64
M1-44	44	44	29.50	46	47	25	8	£30.91	£24.08
M1-45	45	45	30.00	47	48	25	8	£31.53	£24.60
M1-48	48	48	31.50	50	51	25	10	£33.76	£26.33
M1-50	50	50	32.50	52	53	25	10	£36.33	£28.41
M1-52	52	52	33.50	54	55	25	10	£36.91	£28.91

248 Unit 14, Foxwood Industrial Park, Foxwood Road, Chesterfield, Derbyshire S41 9RN
Telephone +44(0)1246 268080 Fax +44(0)1246 260003

Fig. 18 Tabla con engranes tornillo sinfin empresa HPC Gears [11]

Como ya fue mencionado además del engranaje sinfin, se utilizará un juego de engranes helicoidales para cambiar el sentido de giro del motor, estos serán de la misma compañía. En base a la carga que deben soportar y el tamaño que deben de tener, 0.80 Nm y 5 cm x 4.5 cm respectivamente. Por lo que en base a sus hojas de especificaciones se seleccionó el modelo DB1.5-15 y DB1.5-30 con mod 1.5 que soporta un par de torsión de 0.94 Nm. En la figura 19 puede observarse las características de estos engranes, el engrane a utilizar se encuentra sombreado.

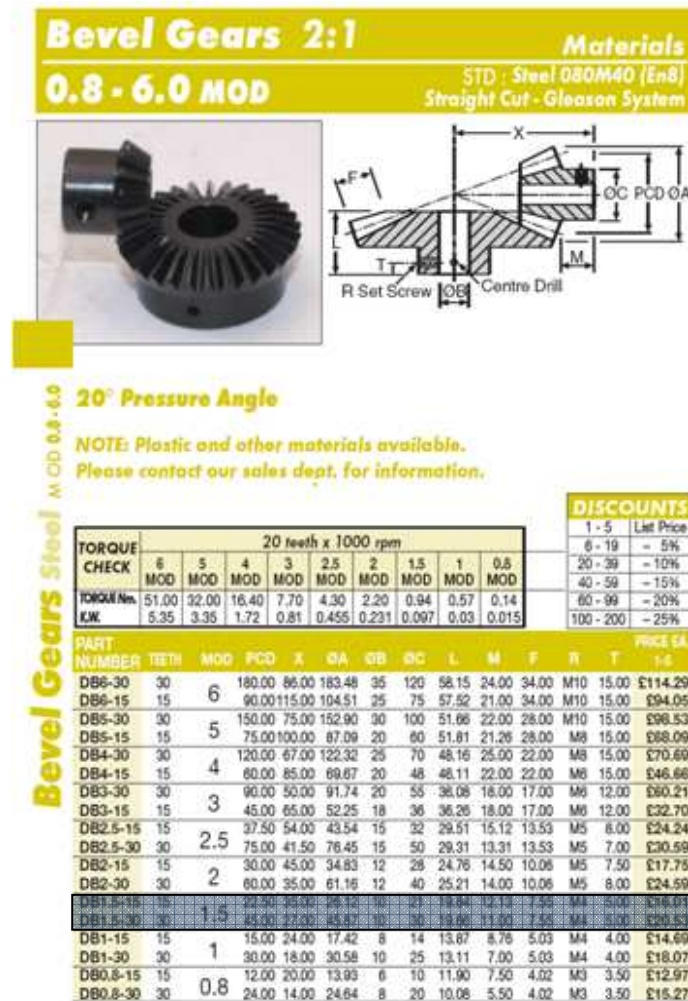


Fig. 19 Tabla con engranes helicoidales empresa HPC Gears [11]

Ya obtenida la configuración de los engranajes se procedió a realizar el diseño en CAD del sistema de soporte y el mecánico. Para facilitar los diseños en CAD de los engranajes se utilizaron los modelos descargables de la empresa Boston Gears, utilizando los más similares a los que se analizaron y eligieron anteriormente. En las siguientes figuras se presentan las configuraciones finales de los engranajes incluyendo los dibujos de los motores que se usaran como actuadores.

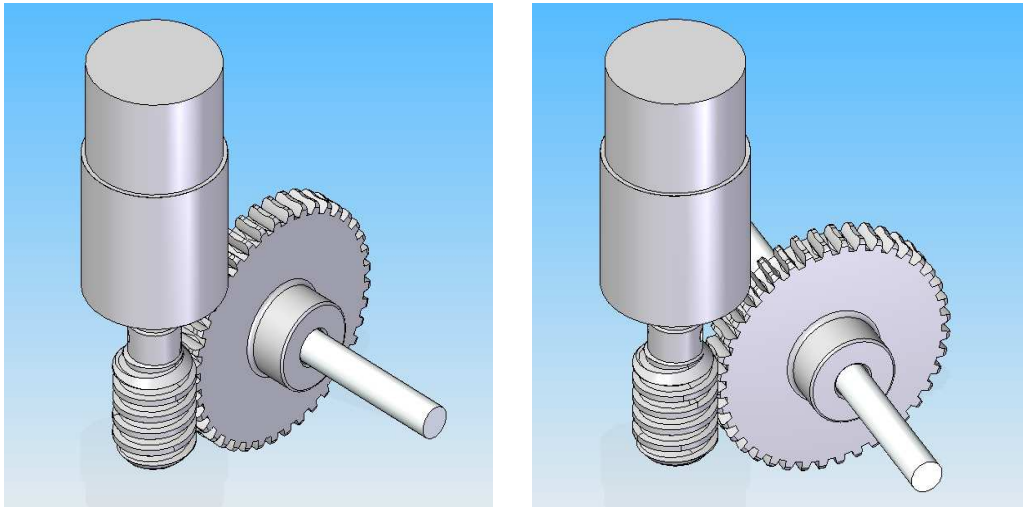


Fig. 20 Mecanismo tornillo sinfín, en el codo

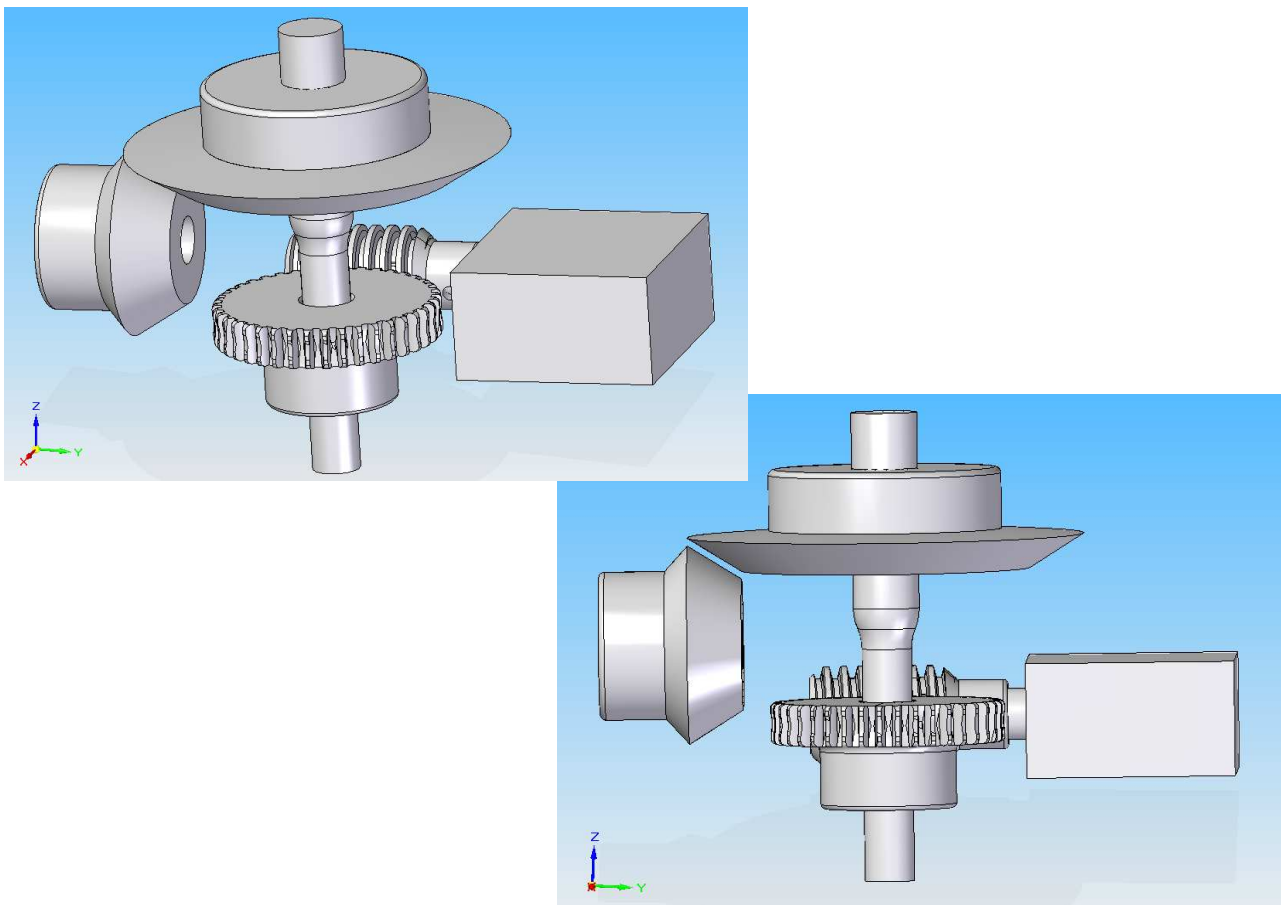


Fig. 21 Engranaje para movimiento en la muñeca

4.2 Diseño del soporte

Ya comprobado el funcionamiento del mecanismo se procedió a realizar el diseño del soporte. Las medidas antropométricas fueron tomadas del libro *Dimensiones antropométricas de población latinoamericana*, como no todas las medidas necesarias se encontraban en este libro. Se tomaron medidas a una muestra de 15 varones entre 18 y 65 años de edad, para obtener el promedio de las medidas faltantes y realizar el diseño del prototipo. Entre las medidas faltantes se encuentran el ancho de varias partes del cuerpo como la muñeca, diferentes alturas del antebrazo, codo y brazo. Como es sabido la muñeca tienen una forma elíptica, pero para fines del diseño esta forma fue modificada a una forma circular. El principal motivo fue evitar problemas estéticos al girar la muñeca.

Como resultado de las especificaciones requeridas, se realizó el diseño del soporte, al cual se le ensamblaron los componentes necesarios para generar el movimiento. En las siguientes figuras se presenta la configuración final del sistema de soporte. La figura 22 presenta una vista isométrica del sistema y las figuras 23 y 24 presentan un acercamiento a los mecanismos que provocan el movimiento en el codo y la muñeca.

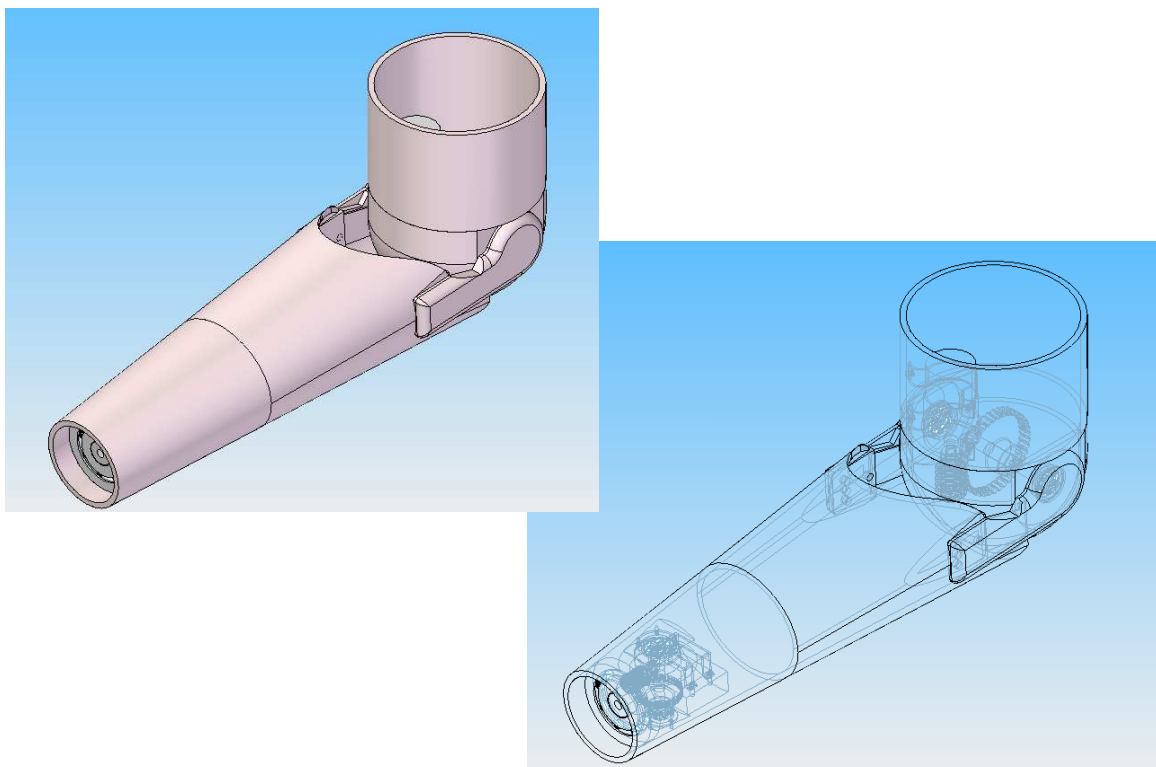


Fig. 22 Modelo de prótesis de codo y brazo

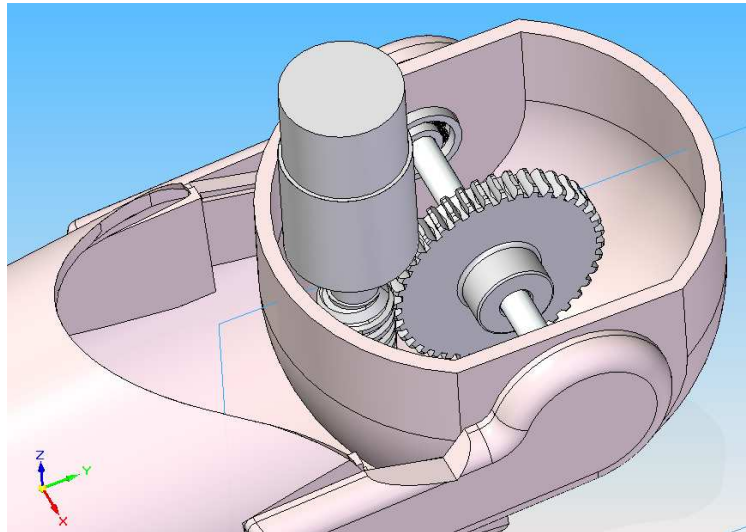


Fig. 23 Mecanismo tornillo sinfín ensamblado al soporte

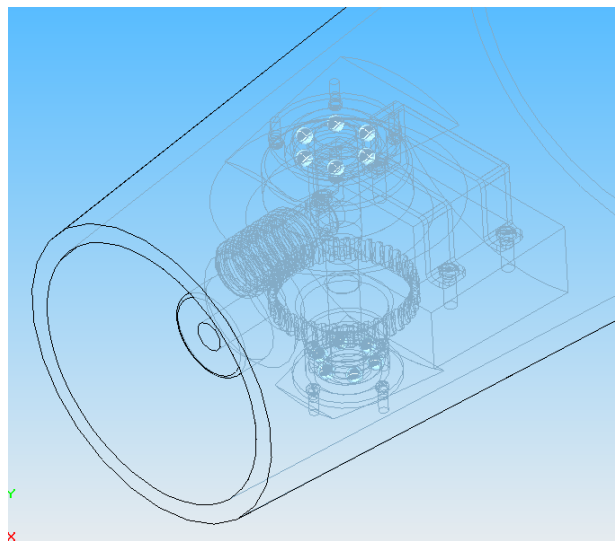


Fig. 24 Ensamble del engranaje para movimiento en la muñeca

La figura 25 y 26 se presentan las imágenes de los planos del diseño protésico. En la imagen 25 se observa la vista superior y la 26 la vista lateral, ambas con las dimensiones más importantes. En éste caso estas imágenes no se encuentran a escala ya que fueron modificadas al colocarlas en este documento. En estos planos se pueden apreciar todos los elementos utilizados en el diseño, incluyendo los engranes, ejes, motores, además de los bujes que fueron adicionados para evitar la fricción entre los ejes y sus soportes.

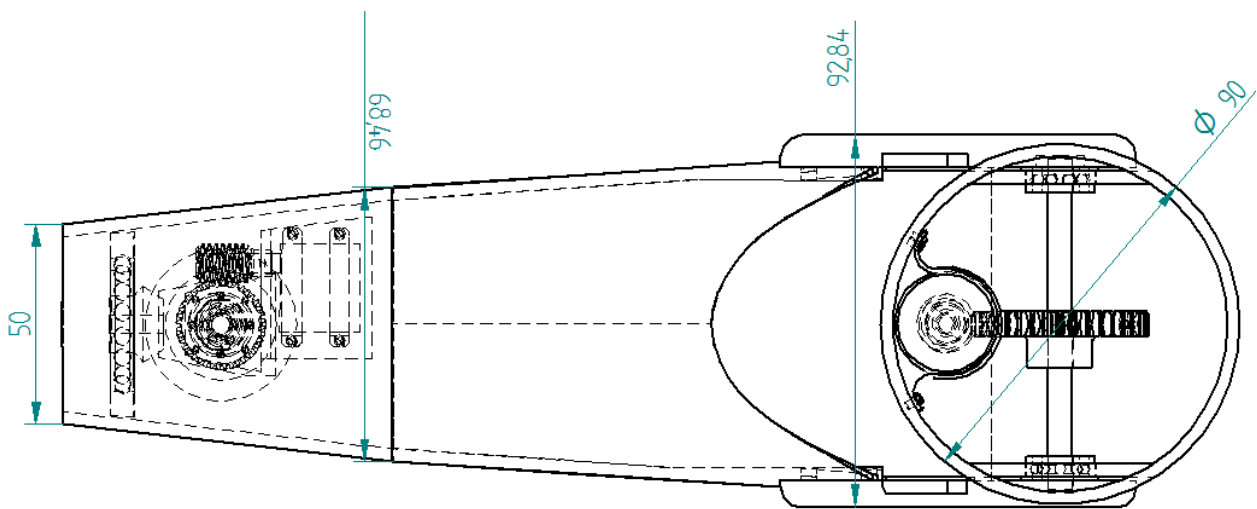


Fig. 25 Plano con la vista superior del diseño de prótesis

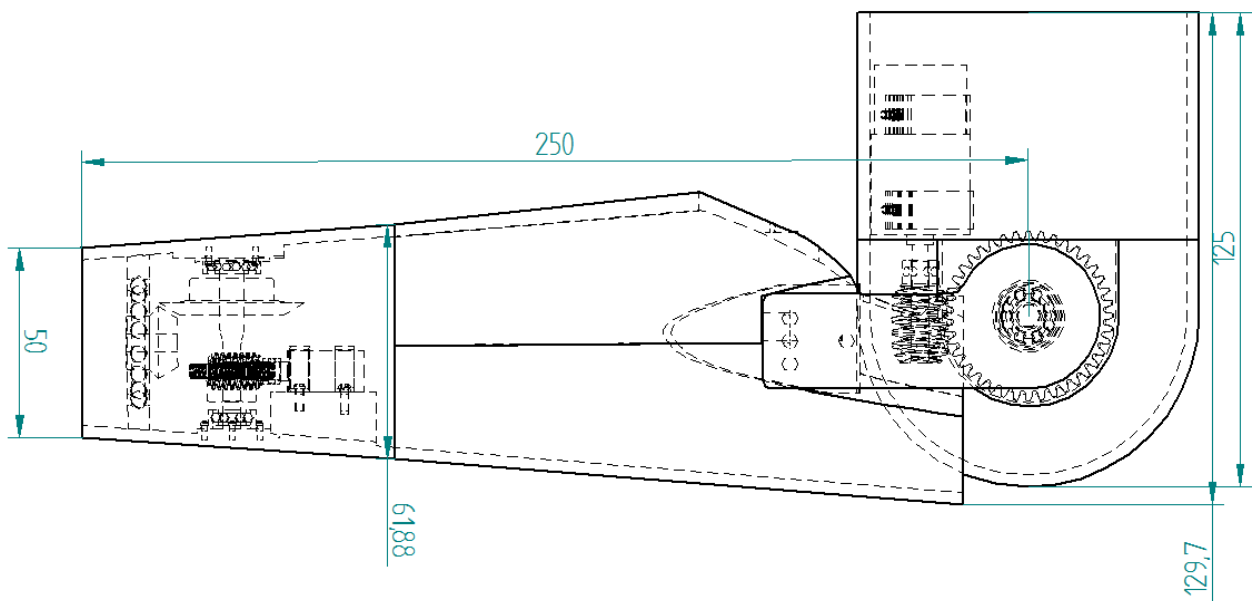


Fig. 26 Plano con vista lateral del diseño de prótesis

La figura 27 presenta la vista isométrica del diseño del prototipo, la cual pudo apreciarse anteriormente, pero en este caso es la imagen del plano.

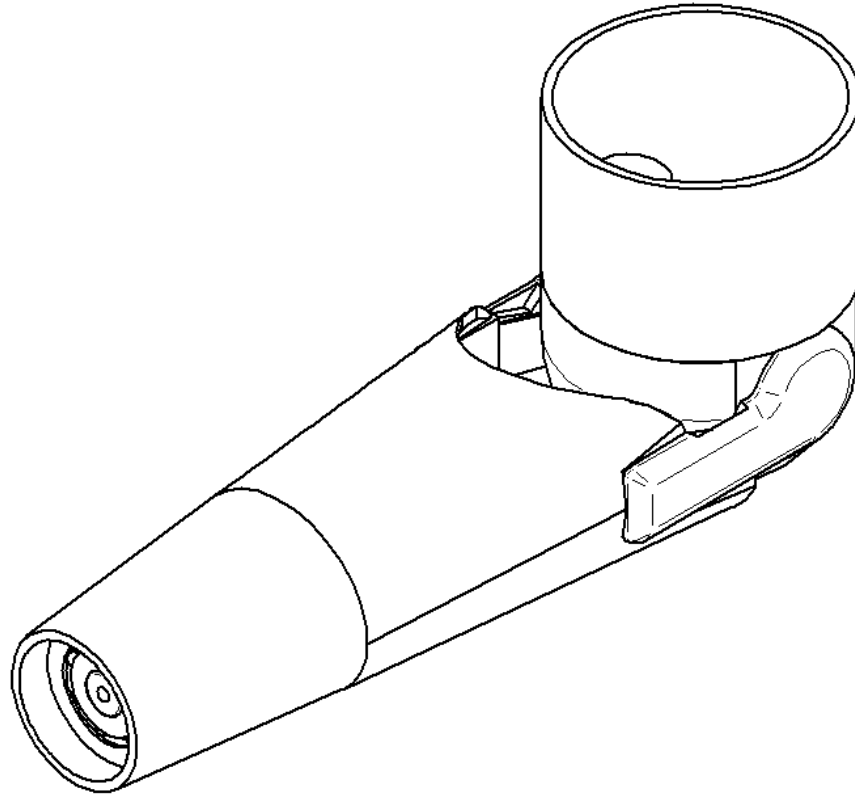


Fig. 27 Vista isométrica del diseño de prótesis

En el primer planteamiento del diseño, se propuso manufacturar todo los elementos estructurales de polipropileno, para aligerar en mayor medida la prótesis, que además es uno de los polímeros actualmente utilizados para la fabricación de prótesis, pero al realizar análisis de esfuerzos se llegó a la conclusión que era necesario colocar algunas piezas de aluminio para prevenir que exista una falla antes de que termine el ciclo de vida especificado.

Las piezas que serán de polipropileno son el codo y antebrazo. Para comprobar que este material es capaz de soportar los esfuerzos generados por las cargas, se realizó un análisis por medio de elemento finito, debido a la complejidad de sus formas, con el cual se obtuvieron los siguientes resultados:

Se aplicó una carga de 10 N, equivalente a soportar un poco más de 1 Kg, una de las especificaciones del diseño, en la parte del antebrazo las deformaciones que se obtienen son despreciables y el esfuerzo máximo generado es de 6.373 MPa, lo que puede ser observado en la figura 28. Comparando el esfuerzo máximo que se genera en el antebrazo con el que soporta el polipropileno, que es de 33 MPa, se concluye que este material es apto para nuestro diseño. Dentro de este análisis también se obtuvieron los desplazamientos que se generarán por la carga en el antebrazo, siendo prácticamente despreciables. Este análisis puede apreciarse en la figura 29.

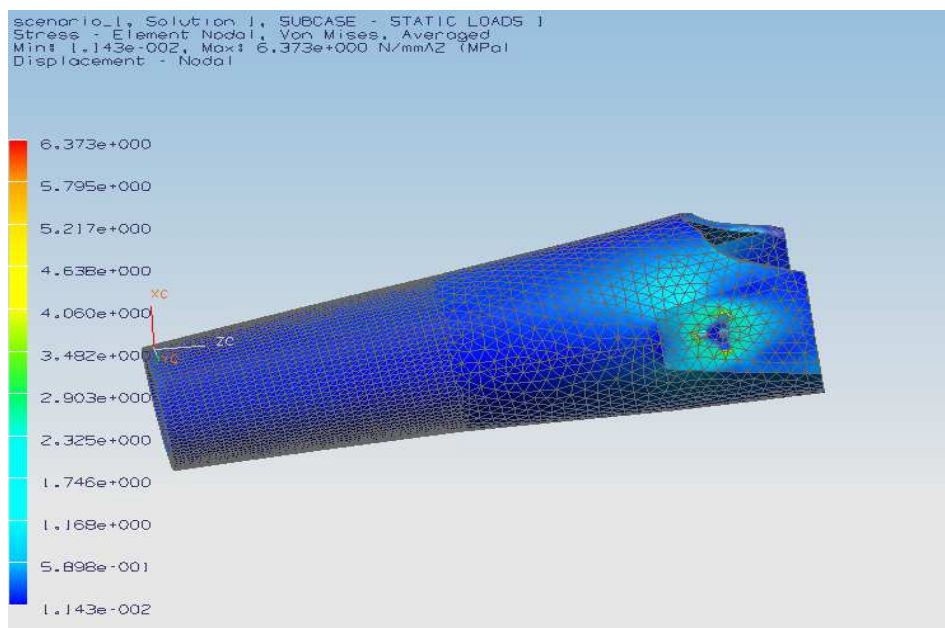


Fig. 28 Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el brazo

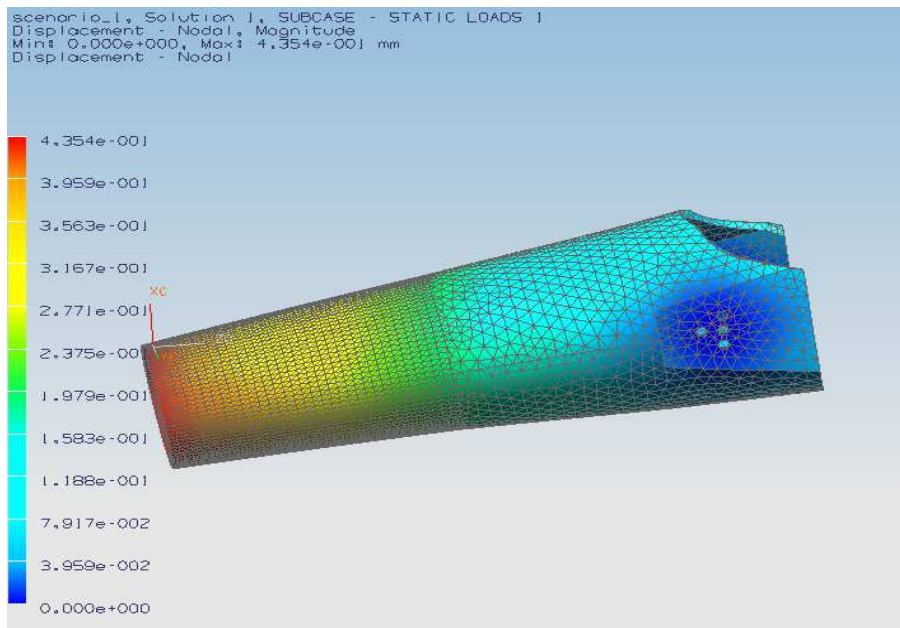


Fig. 29 Imagen del desplazamiento generado por los esfuerzos en el brazo

Para la parte del codo el esfuerzo máximo generado es de 0.1453 MPa, que al igual que en el caso del codo es menor al esfuerzo máximo del polipropileno, concluyendo que en esta parte el material también es apropiado para usarlo en el diseño.

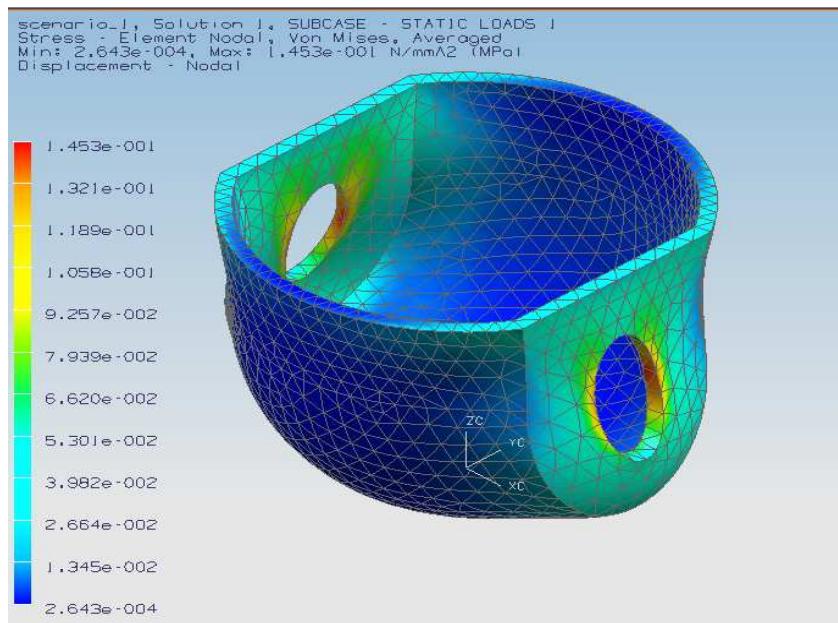


Fig. 30 Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el codo

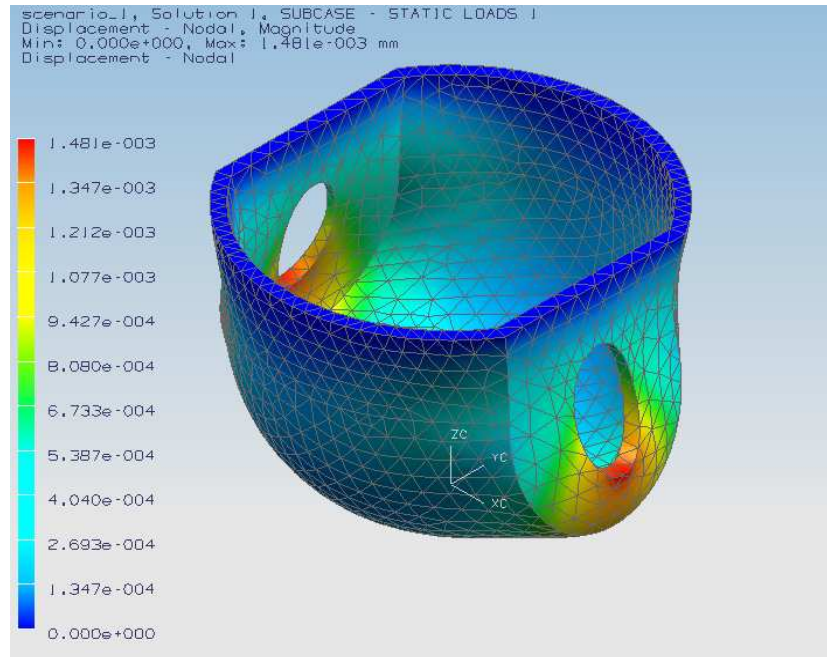


Fig. 31 Imagen de desplazamiento generado por los esfuerzos en el codo

Las partes del diseño que serán de aluminio son los ejes y la unión entre el codo y el brazo.

Para los ejes se realizó un análisis matemático sobre los esfuerzos que soportan, debido a que su geometría es sencilla y puede realizarse con relativa facilidad. Tomando en cuenta la geometría cilíndrica del eje el esfuerzo cortante que se presenta en este debido al momento torsor que se le aplicará se puede calcular de la siguiente forma:

$$\delta = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

donde T es el Par de torsión y d el diámetro del eje.

En este diseño se presentan dos ejes, el que se encuentra en el codo que presentan un diámetro de $0,006 \text{ m}$ y el de la muñeca con $0,00635 \text{ m}$ y $0,00476 \text{ m}$.

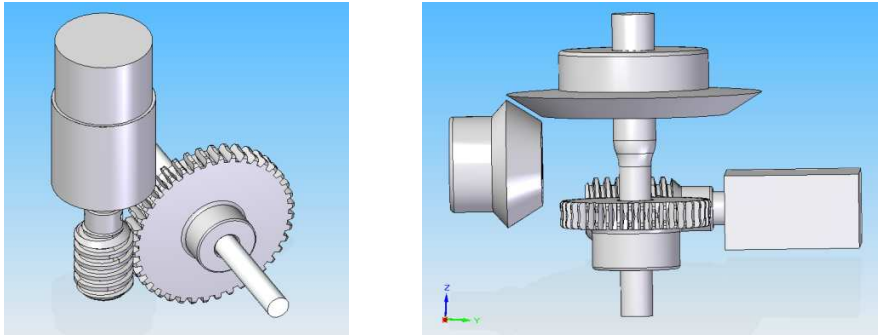


Fig. 32 Imágenes de los ejes en el engranaje de codo y muñeca

Realizando los cálculos se obtiene:

$$\delta = \frac{16 * 5 Nm}{\pi * (0,006 m)^3} = 117,892 MPa$$

$$\delta = \frac{16 * 1 Nm}{\pi * (0,00635 m)^3} = 19,89 MPa$$

$$\delta = \frac{16 * 1 Nm}{\pi * (0,00476 m)^3} = 47,224 MPa$$

De estos resultados se concluye que el aluminio 6061-T6 puede ser usado como el material para manufacturar los ejes, ya que su esfuerzo mayor permisible es de $275,790 MPa$, siendo mucho mayor a los esfuerzos que se presentarán en los ejes, con lo que se garantiza la ausencia de deformaciones y fracturas.

Para las piezas que unen al codo con el antebrazo se realizó el análisis por elemento finito, debido a la complejidad de su forma, dando como resultado que este aluminio 6061-T6 es utilizable también para este diseño porque caso el esfuerzo máximo que se generará es de $49 MPa$, estando muy debajo de los $275,790 MPa$ que soporta este material.

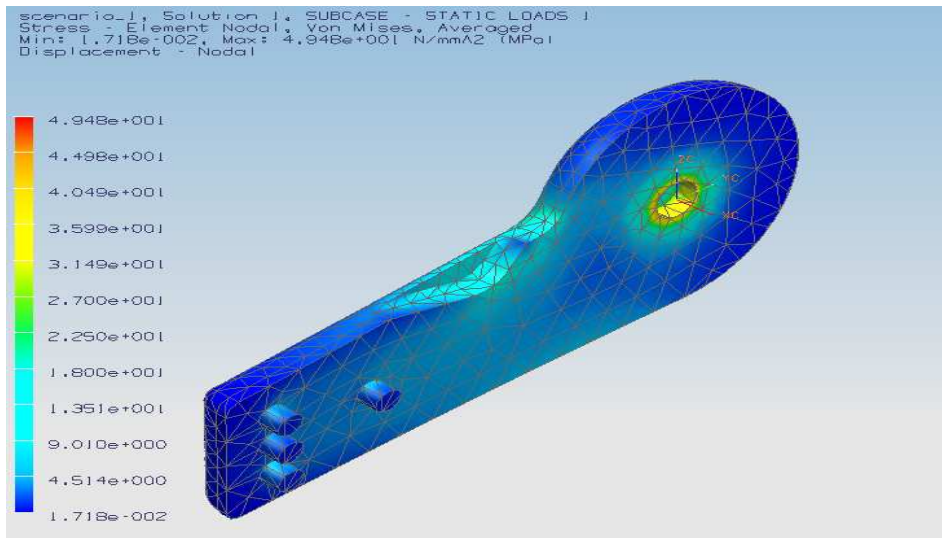


Fig. 33 Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el codo

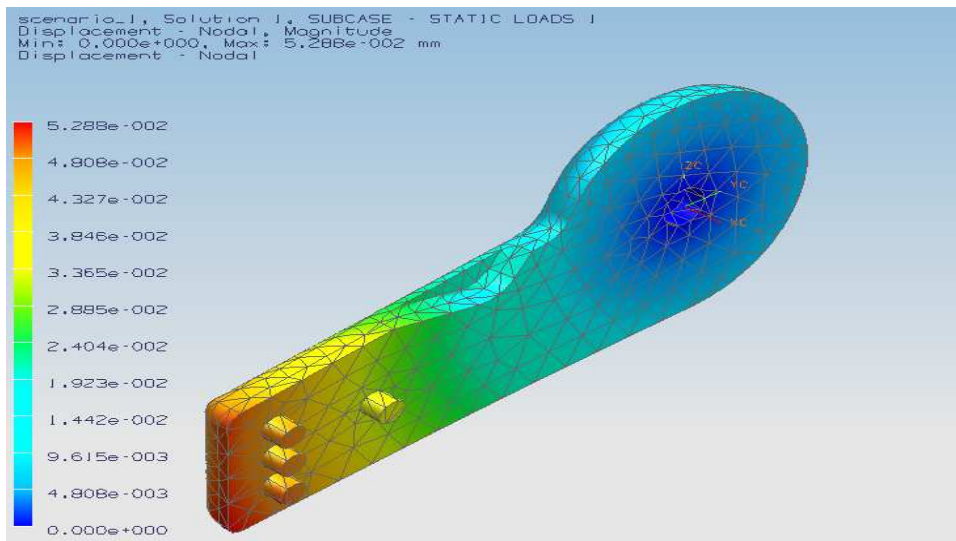


Fig. 34 Imagen de desplazamiento generado por los esfuerzos en el codo

Los engranes no fueron analizados con elemento finito ya que las cargas máximas que pueden soportar fueron analizadas anteriormente, además de que se encuentran en sus hojas de especificaciones, con lo cual se puede concluir que no presentarán problemas en el diseño.





4.3 *Diseño del control*

Las prótesis modernas realizan su control basado en señales mioeléctricas que adquieren de los músculos del muñón. Es importante mencionar que para generar un movimiento del cuerpo involucra la utilización de varios músculos, por lo que no es tan fácil obtener suficientes señales, que permitan el control de varias articulaciones. Por esta razón existen desarrollos que buscan generar alternativas a este problema, como es el control basado en la correlación de los movimientos de ambos brazos, o el trasladar las terminales nerviosas, que originalmente iban a la mano, al músculo pectoral seccionado para obtener más señales que permitan realizar el control de varios movimientos. Para la implementación de este control es necesario realizar cirugías para reubicar las terminaciones nerviosas, lo cual es complicado, peligroso y costoso. Por lo cual la mayoría de las prótesis aprovechan las señales que se pueden obtener fácilmente en el miembro amputado.

Mediante contracciones musculares en el muñón se pueden obtener las señales superficiales necesarias para el control, la intensidad de las señales mioeléctricas pueden medirse por medio del voltaje. Para que la prótesis realice un movimiento es necesario mantener la contracción de los músculos del muñón con una fuerza uniforme por un cierto periodo de tiempo, para lo cual es necesario entrenar los músculos. En un caso básico se pueden obtener tres estados o señales, que corresponden al reposo, a una contracción suave y una contracción fuerte. Para este diseño es necesario un estado más, por lo cual se implementará un botón que permitirá obtener todos los estados en el control deseado. Este botón será colocado en la prótesis y deberá ser accionado por el usuario manualmente. Dentro de los alcances de este trabajo no se encuentra el procesamiento de la señal mioeléctrica, por lo cual se simulará con un potenciómetro.

Con las señales mencionadas se obtendrán cinco estados relacionados con un movimiento en particular:

Tabla 30 Tabla de estados para programa de control

Estado	Descripción
Reposo	Ningún movimiento en las articulaciones
Pronación	
Supinación	
Flexión	
Extensión	

Con el fin de prevenir que las articulaciones superen los límites permitidos del mecanismo se utilizarán dos señales más, que provendrán de dos sensores de posición que se colocarán en las dos articulaciones. Como sensores se utilizarán dos potenciómetros.

Para realizar este control se utilizará el microcontrolador PIC 16F877A, de la marca Microchip, el cual cuenta con las entradas, salidas y los módulos necesarios para implementar completamente el control del diseño. Para poder utilizar este microcontrolador es necesario contar con la interfaz que permita al usuario comunicar al microcontrolador con la computadora, además de facilitar el uso de los puertos de entradas y salidas del dispositivo y su alimentación. Para lo cual se utilizará la tarjeta de control UPRSYS V0506 diseñada por el M. en I. Ulises Peñuelas.

Dentro de las muchas funciones con las que cuenta este microcontrolador están la del convertidor analógico digital, que se utilizará para procesar las señales de entrada proveniente del potenciómetro y el PWM utilizado como señal de control en los actuadores de las articulaciones. Por su importante función para el control se explicará brevemente su principio de funcionamiento.

Convertidor Analógico Digital

Un convertidor analógico digital es un circuito que cambia una señal de entrada analógica en su salida digital correspondiente, donde la mayoría de las veces la señal digital es representada de forma binaria. El proceso general que sigue consiste en dos pasos, realizar un muestreo de la señal analógica en instantes de tiempo periódicos para después asignar una palabra de código que represente el valor aproximado de cada muestra. Teniendo como resultado un número binario que representa el nivel de la señal de entrada. Cada valor de muestra está representado por un número de bits, definido por la resolución del dispositivo a utilizar, en este caso es posible utilizar 10 bits u 8 bits.

Para este diseño se utilizarán tres convertidores analógicos digitales que procesarán las tres señales provenientes de potenciómetros; la primera representa la señal mioeléctrica, los siguientes dos representan al sensor de posición de las dos articulaciones.

PWM

La modulación por ancho de pulso o PWM por sus siglas en inglés consiste en variar el tiempo promedio en que una señal de corriente directa se encuentra encendida (t_{on}) y apagada (t_{off}), con lo cual se obtiene un control del valor de voltaje promedio de salida.

Matemáticamente el valor del promedio del voltaje de una onda sometida a este proceso, teniendo como valor pico a V_p que está dado por

$$V_{DC} = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} V_p$$

El promedio $\frac{t_{on}}{t_{on}+t_{off}}$ se nombra ciclo de trabajo (D) el cual varía entre 0 y 1, aunque puede expresarse en porcentaje, reformulando la expresión se obtiene que $V_{DC} = D * V_p$.

En esa expresión, el voltaje promedio de salida es directamente proporcional al ciclo de trabajo. Con lo cual se puede concluir que un ciclo de trabajo de 0 da un voltaje de salida de cero, y para el 100 % el valor de V_p , que para el dispositivo utilizado es 5 volts.

En la figura inferior se pueden observar tres ondas con diferente ciclo de trabajo y sus voltajes de salida promedio. En esta se encuentra representado el 25 %, 50 % y 75 %.

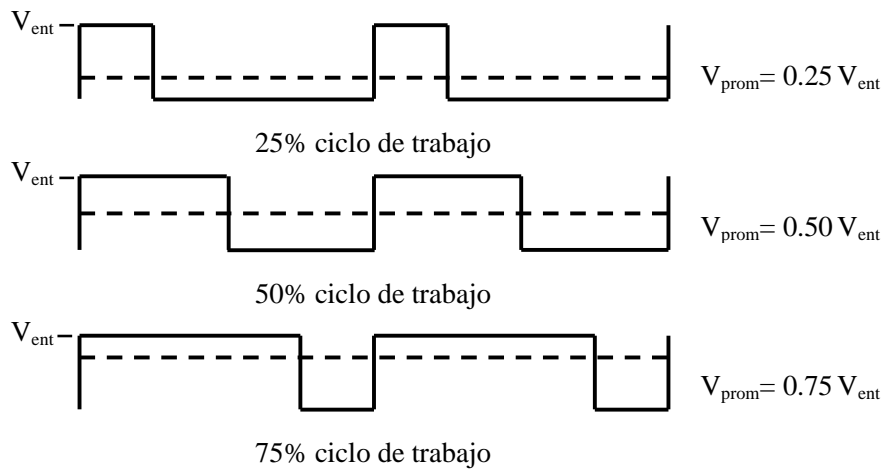


Fig. 35 Efecto del ciclo de trabajo en el nivel de DC [9]

Las aplicaciones de la modulación de ancho de pulso son diversas, pero para éste diseño se utilizará en el control de la velocidad de los motores, procurando que la velocidad de la prótesis sea adecuada, evitando un movimiento muy rápido que pueda poner en peligro la integridad del usuario, pero tampoco tan lento que sea impráctico. La velocidad que se utilizará en este diseño está basada en las velocidades que las prótesis actuales, que fueron descritas en las especificaciones y van desde .655 segundos hasta 1.2 segundos, y para éste diseño se proponen 2 segundos.

Potenciómetro como sensor de posición

Un potenciómetro es un elemento resistivo, con un contacto deslizante que puede desplazarse a lo largo de dicho elemento. Dicho desplazamiento, ya sea lineal o rotacional, es convertido en una diferencia de potencial.

Para este caso como el movimiento es rotacional se usará este tipo de potenciómetro. El potenciómetro rotacional está formado por una pista o canal circular con devanado de alambre o por una capa de plástico conductor, sobre la pista rota un contacto deslizante giratorio y ésta puede ser una sola circunferencia o helicoidal. Se coloca un voltaje constante de entrada en dos de sus terminales A y C, al girar el potenciómetro en las terminales B y C se obtiene una fracción del voltaje de entrada, que depende de la relación de resistencia RBC comparada con la resistencia total RAC, dando como resultado una relación lineal y como interpretación de este voltaje se obtiene la posición en que se encuentra el dispositivo a sensar. Los errores en los potenciómetros son bajos ya que van desde el 0.1 % al 1 %.

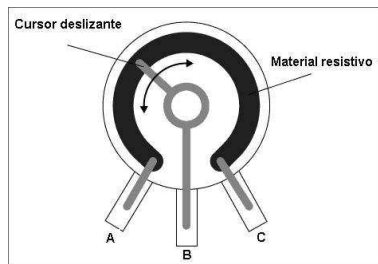


Fig. 36 Diagrama de potenciómetro [30] Fig. 37 Imagen de potenciómetros [31]

Programa Realizado

Descripción del programa

Este programa tiene como principio de operación que el usuario será el que realizará la mayor parte del control, ya que el decidirá la dirección del movimiento y la magnitud del mismo. Esta información se obtendría midiendo la señal mioeléctrica de los músculos en el antebrazo, pero para fines de este trabajo se supone que la señal se encuentra procesada y se presenta en un intervalo entre 0 y 5 volts. Como las señales mioeléctricas son analógicas en este trabajo se simularán con un potenciómetro, donde el voltaje cero representa el estado de reposo, un voltaje de 2 volts dará el movimiento de flexo-extensión y un voltaje de 4.5 volts el movimiento de pronosupinación. Los sentidos de giro de ambos movimientos se designarán con un botón adicional.

Diagramas de Flujo

En la siguiente sección se presentan los diagramas de flujo de funcionamiento del sistema que controlará el prototipo. Pero para comprenderlos es necesaria una breve descripción de los alias o nombres que se le otorgaron a los procesos que se realizarán, la que se presenta en la tabla 31.

Tabla 31 Tabla de alias usados en el diagrama de flujo

Alias	Descripción
SeñalMio	Señal de entrada que simula la señal mioeléctrica
SensorCo	Sensor de posición codo
SensorMu	Sensor de posición muñeca
Sentido	Define sentido de giro del codo y la muñeca
SentidoGiroCo	Sentido de giro del codo
SentidoGiroMu	Sentido de giro de la muñeca
VelMotorCoDer	Control del velocidad del motor del codo giro derecho
VelMotorColzq	Control del velocidad del motor del codo giro izquierdo
VelMotorMuDer	Control del velocidad del motor de la muñeca giro derecho
VelMotorMuDer	Control del velocidad del motor de la muñeca giro izquierdo
Stop	Control de movimiento del motor del codo y muñeca


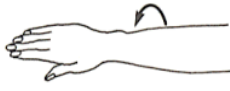


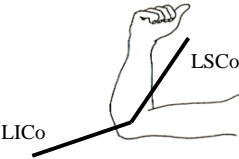
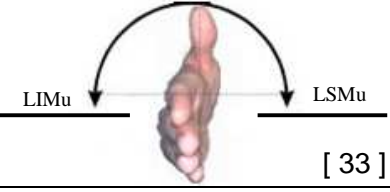
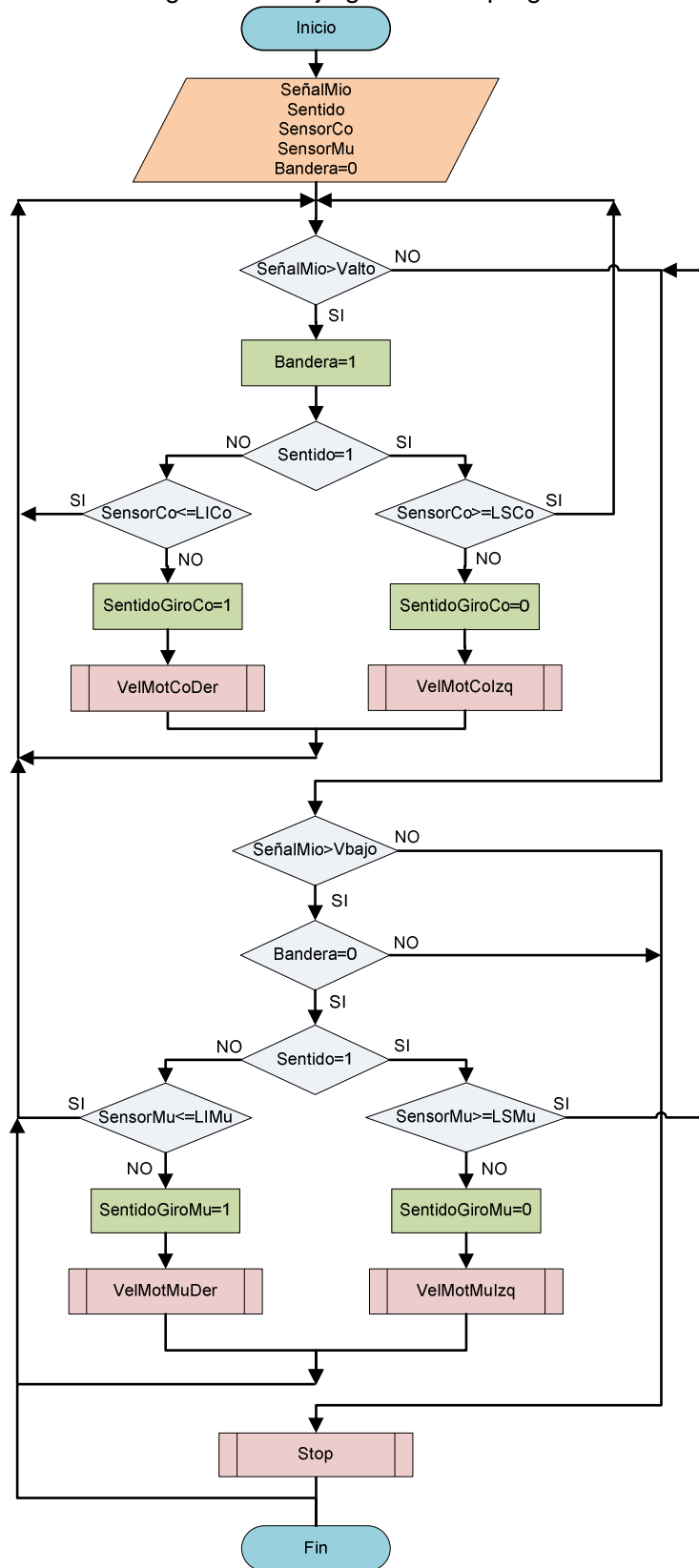
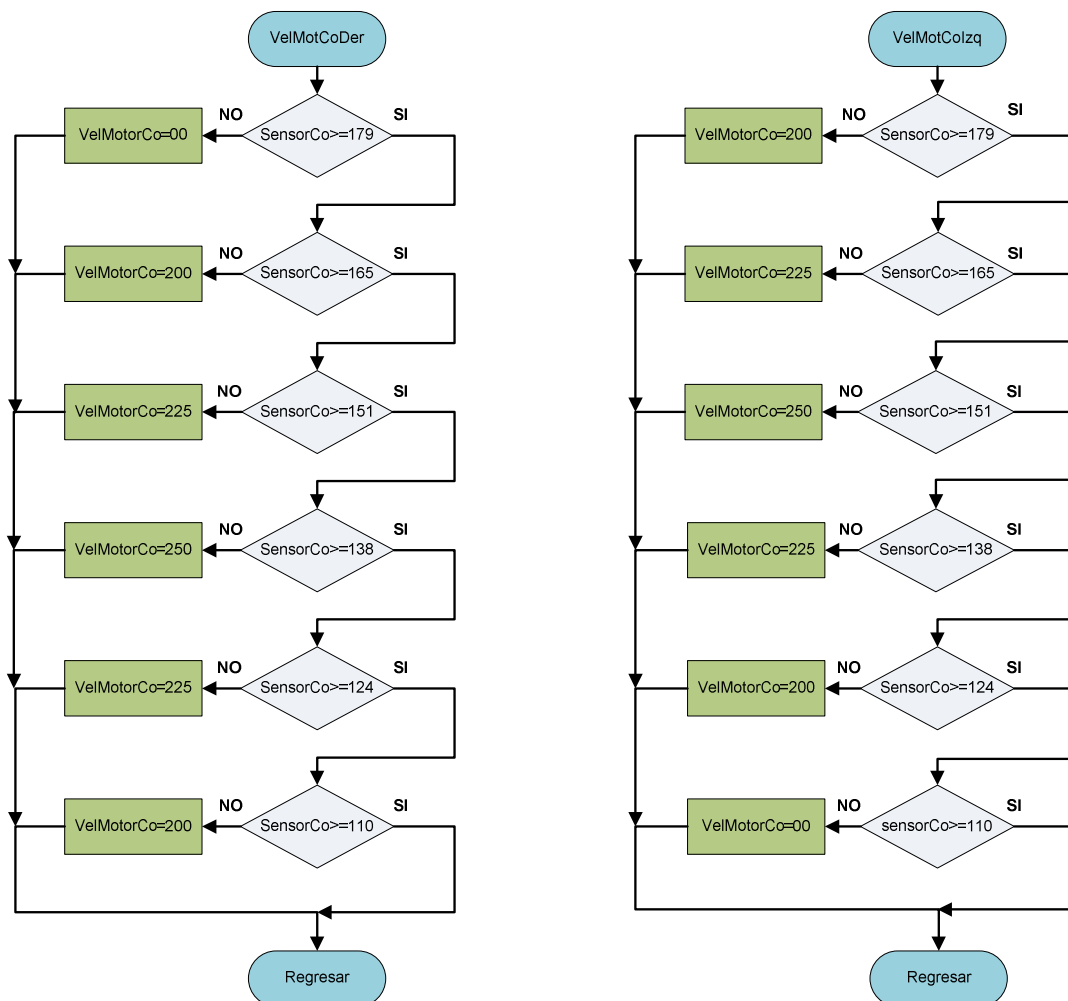
		Codo	Muñeca
Sentido	0		
	1		
SentidoGiroCo	0	horario	
	1	antihorario	
SentidoGirooMu	0	horario	
	1	antihorario	
SensoCo	LICo		
	LSCo		
SensoMu	LIMu		
	LSMu		
SeñalMio	Valto	Voltaje de entrada alto	
	Vbajo	Voltaje de entrada bajo	

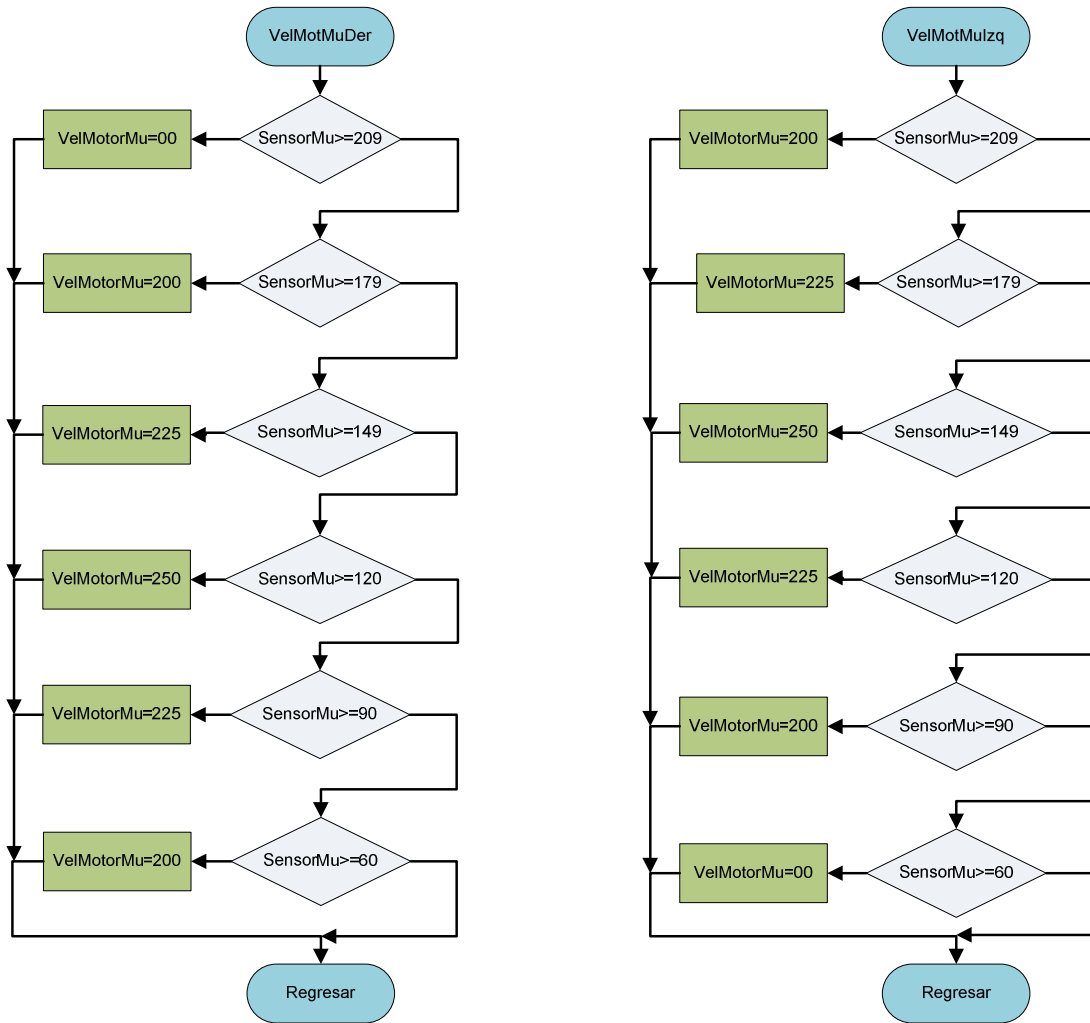
Diagrama de flujo general del programa



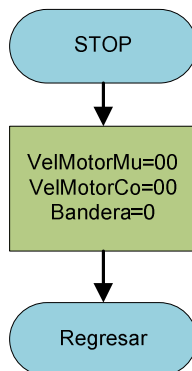
Diagramas de flujo del control de velocidad

En el siguiente diagrama de flujo se presenta el funcionamiento del control básico de velocidad. Mediante los potenciómetros se obtiene la posición en la que se encuentra el codo y dependiendo de ésta se asigna una velocidad, que permanece constante según el intervalo de posición en que se encuentre. El criterio que se tomó para la asignación de estas velocidades fue la cercanía entre la posición del codo y sus límites de funcionamiento. Es decir cuando la velocidad es máxima, el codo se encuentra la posición media y su velocidad disminuye conforme la posición del codo se acerca a sus límites hasta llegar al reposo. Los valores que se presentan en los diamantes de decisión son los correspondientes a la calibración según las posiciones del modelo funcional. El segundo diagrama es una analogía del primero pero con la calibración de la articulación de la muñeca.





En este último diagrama se observa el procedimiento a seguir para detener el sistema.



El código fuente del programa se puede consultar en el anexo 2, en el programa se define cuales serán las entradas y salidas que se utilizaran para el funcionamiento del prototipo y del diseño funcional. Por lo cual en la tabla 32 se presenta la descripción de los puertos que se usan como entrada, salidas y su respectiva función. Además se presentan el patigrama del microcontrolador que se utilizará.

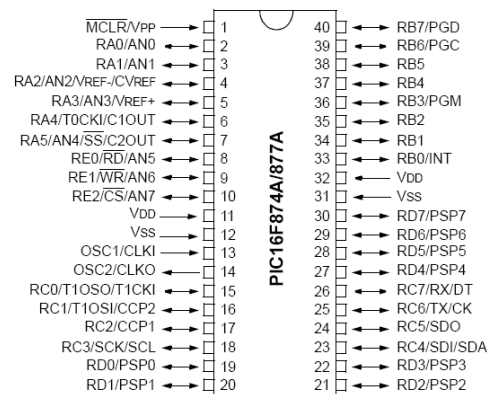


Fig. 38 Patigrama de Microcontrolador PIC16F874A

Tabla 32 Tabla de entradas y salidas

Descripción	Ubicación	Tipo	Alias
Convertir señal analógica (ADC) que simula la señal mioéctrica	PA.0	Entrada	SeñalMio
Convertir señal analógica (ADC) de sensor de posición codo	PA.1	Entrada	SensorCo
Convertir señal analógica (ADC) de sensor de posición muñeca	PA.2	Entrada	SensorMu
Define sentido de giro de codo y muñeca	PC.0	Entrada	Sentido
Señal de control para movimiento en el codo	PC.2	Salida	PWM1
Señal de control para movimiento en la muñeca	PC.1	Salida	PWM2
Sentido de giro del codo	PC.3	Salida	SentidoGiroCo
Sentido de giro de la muñeca	PC.4	Salida	SentidoGiroMu

Al haber procesado las entradas y obtenido las salidas es necesario adaptar las señales para que puedan usarse en los motores. Por esta razón se utilizará el circuito eléctrico L293D llamado también puente H del cual se pueden obtener corrientes bidireccionales de hasta 600 mA a voltajes de 4.5 V hasta 36 V. De la salida del PIC16F874A se pueden obtener 5 V, que es el voltaje con que funcionan los motores del prototipo y del diseño funcional, pero la corriente que se obtiene de él no es suficiente para generar la velocidad

deseada en los motores por lo cual se utiliza el circuito L293D. En la figura 39 se presenta el diagrama de conexiones del circuito L293D, las entradas a éste provienen del microcontrolador y en las salidas se conectan directamente los motores que se utilizaran para mover el prototipo y el diseño funcional.

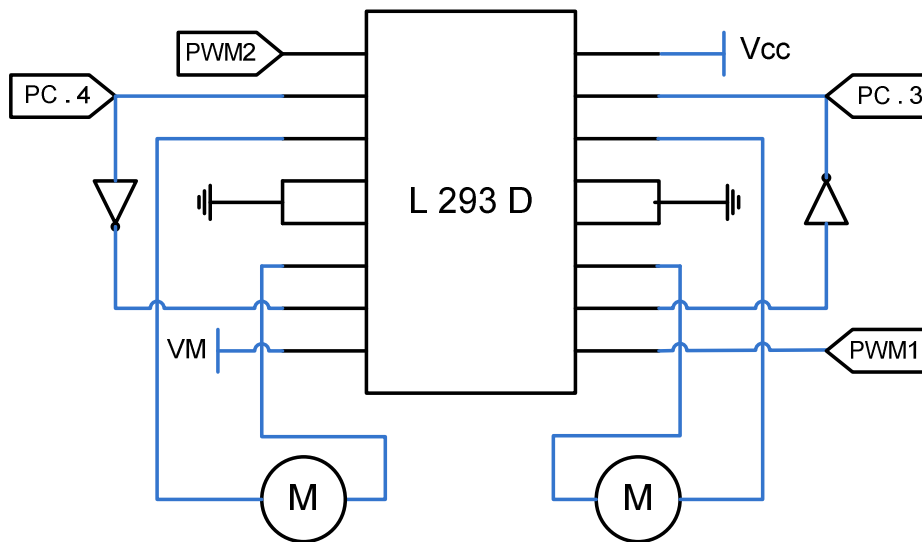


Fig. 39 Diagrama de conexiones

Capítulo V

Elaboración y resultados del prototipo

Para demostrar el buen funcionamiento del diseño propuesto se construyó un modelo funcional utilizando como herramienta LEGOS, la cual permite reducir el tiempo de fabricación, evitando la manufactura de las piezas que pueden consumir gran parte del tiempo destinado a la elaboración del prototipo.

El prototipo se construyó con elementos incluidos en el Kit de Mindstorm de LEGO, como son los engranes rector, engranes helicoidales, tornillos sinfín, ejes, uniones, motores y bloques, piezas casi suficientes para construir todo el prototipo, siendo sólo necesario adaptar los sensores de posición para acoplarlos en el prototipo. Como sensores se utilizaron dos potenciómetros de 10 *kOhms*, uno para cada articulación. El acoplamiento de estos sensores, al modelo funcional en LEGO requirió añadir partes que el prototipo original no contempla, como es el caso de los soportes para mantener inmóviles ambos sensores.

El programa de control realizado fue diseñado para poder ser usado tanto en el prototipo como en el modelo funcional, con ciertas adaptaciones. La diferencia entre ambos programas es la calibración de los sensores y los motores. Siendo esto fácil de modificar al usar los parámetros de funcionamiento en el programa que correspondan a los motores y sensores que se utilizaran en el prototipo. En el programa que se realizó y que se presenta en el Anexo 2 se tomaron en cuenta los parámetros del modelo funcional. Este programa fue probado en el modelo funcional, con resultados satisfactorios ya que el modelo realiza todos los movimientos que se planearon para ambas articulaciones.

La construcción del modelo funcional fue lo más apegada posible al diseño propuesto. Esto se cumplió sobre todo en la configuración del mecanismo. En el caso de la articulación de codo se utilizó un engrane recto y un tornillo sinfín, para la muñeca se utilizó un tornillo sinfín, además de incorporar un juego de engranes helicoidales, con lo que se obtuvo la rotación de la muñeca en la dirección correcta. Los motores utilizados fueron los que se incluyen en el Kit de LEGO, ya que estos están diseñados para ser acoplados con los engranes, evitando fallas mecánicas en el prototipo como el desacople

de los engranes o del motor, además de vibraciones entre estos dos últimos que se propagarían a todo el modelo funcional. Es importante mencionar que en este prototipo los engranes no cuentan con las características necesarias para cumplir con las especificaciones del diseño. Por lo cual no se puede comprobar que el prototipo soportará la carga propuesta en las especificaciones, de 1 kg. Pero sin carga o con una carga ligera si cumple con el autobloqueo de los engranes que es el principio de funcionamiento que se desea demostrar. Por lo anterior se puede extrapolar que el prototipo si podría soportar la carga para la cual fue diseñado.

El modelo funcional fue elaborado sin contemplar la estructura que contiene a los mecanismos, los motores y la tarjeta de control, por lo cual no hubieron restricciones de espacio y fue posible utilizar los motores del Kit de LEGO, que sobrepasan las dimensiones de los motores que se utilizarán en el prototipo. El diseño planteado si contempla las medidas antropométricas del brazo, por lo cual será necesario utilizar motores y engranajes pequeños que puedan ser colocados en la estructura.

En las figuras 40, 41 y 42 se muestran las fotografías del modelo funcional desde diferentes vistas, en éstas se pueden observar los arreglos de engranajes para ambas articulaciones.

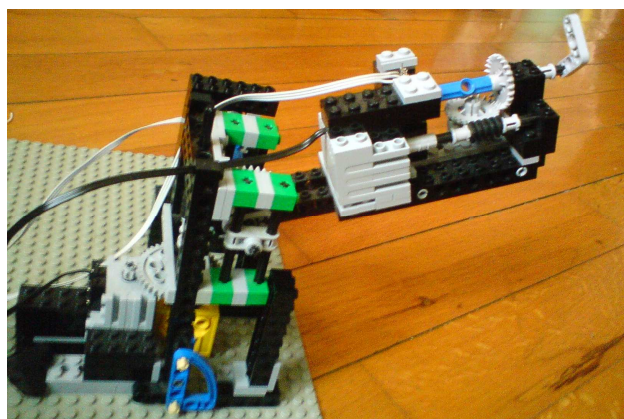


Fig. 40 Modelo funcional vista izquierda

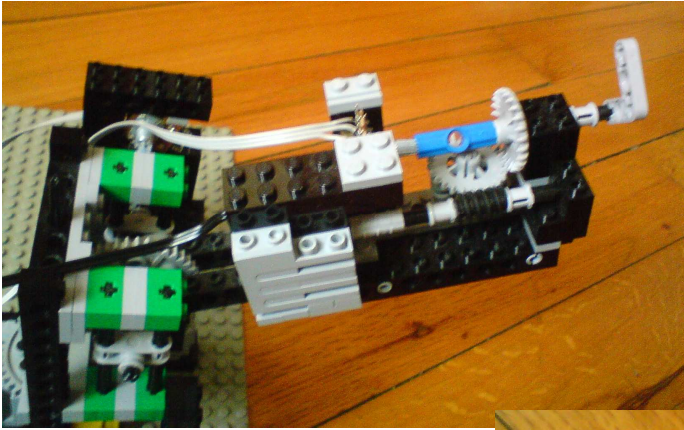


Fig. 41 Modelo funcional vista izquierda
2

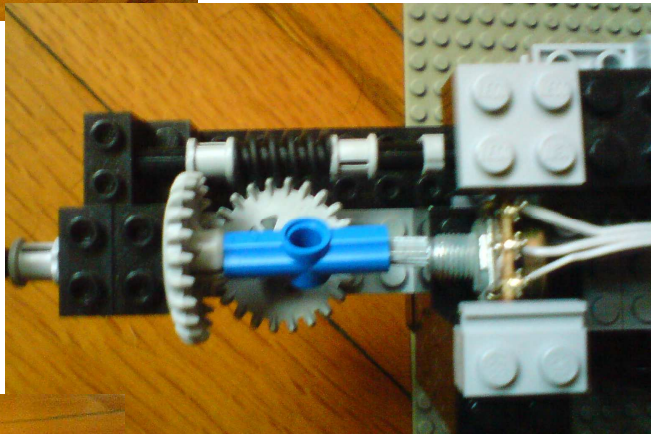


Fig. 42 Vista superior de engrane helicoidal
y tornillo sinfín, para la muñeca

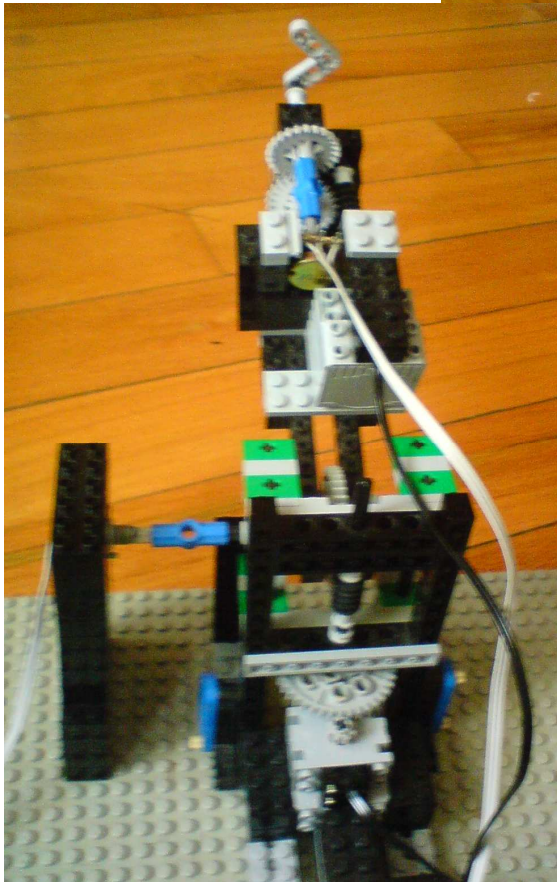


Fig. 43 Modelo funcional vista trasera

Conclusiones

Con base en el trabajo realizado sobre el diseño de prótesis de codo para el movimiento de flexo-extensión y prono-supinación se pueden llegar a las siguientes conclusiones:

La implementación del mecanismo de tornillo sinfín permite obtener un anclaje en el mecanismo cuando el motor no está energizado, obteniendo ahorro de energía, que es muy importante en el caso de las prótesis, ya que su fuente de energía son baterías, con lo cual se obtiene un mejor rendimiento y mayor libertad para el usuario. El término libertad se refiere a que el usuario podrá utilizar el dispositivo un mayor tiempo antes de que necesite recargar las baterías, ya que al llegar a la posición requerida el prototipo no consumirá energía. Además el autobloqueo de los tornillos sinfín asegura que las articulaciones permanezcan en la posición deseada por el usuario hasta que él envíe las señales para modificarla. Con esto garantiza la seguridad del usuario, ya que evitará accidentes al no presentar movimientos que el usuario no indique.

Sobre las especificaciones del peso, se buscaron materiales con buenas propiedades mecánicas y ligeros, por lo que se utilizó polipropileno y aluminio, su relativa baja densidad permite que este prototipo no sea muy pesado, dando comodidad al usuario. En un principio se planteó sólo el uso de polipropileno, pero al analizar los esfuerzos generados en las piezas se llegó a la conclusión de que aunque el prototipo fuera más pesado era necesario colocar un material con mejores propiedades mecánicas para evitar fracturas y deformaciones. Tomando en cuenta los datos obtenidos en el marco teórico que indica que el brazo humano es capaz de soportar una carga de 89 por ciento de su peso corporal, se puede concluir que nuestro diseño no tiene la fuerza similar a la de un codo humano, pero sí la suficiente para realizar labores cotidianas, donde la carga no exceda 1 kg. Los desarrollos protésicos en la actualidad pueden soportar 4.5 kg, el 88 % más que el diseño propuesto. Se podría pensar que por esto el diseño no es del todo satisfactorio, pero se puede concluir que sí lo es, ya que para realizar labores cotidianas como comer, tomar agua, usar el teléfono, abrir una puerta entre otras es suficiente con poder soportar una carga de 1 kg.

Es muy importante mencionar que se cumple con el propósito de dar mayor comodidad al usuario, ya que en el caso de prótesis mecánicas su accionamiento es por medio de otras partes del cuerpo, y en el diseño propuesto se realiza con la contracción del muñón y el accionamiento de un botón, lo cual implica un menor esfuerzo.

Al realizar varias pruebas con el modelo funcional se observó que de no existir un buen acoplamiento entre los engranes, y una buena sujeción en los ejes se presentan vibraciones que generarán mayor desgaste en los elementos. Con lo que se concluye que al fabricar el prototipo será muy importante evitar que se presenten errores en los acoplamientos de los motores, engranes y ejes.

También se puede concluir que el programa de control realizado presenta las características necesarias para generar los movimientos de las dos articulaciones, éste fue probado en el modelo funcional, en este caso si se puede concluir que funcionará para el prototipo porque solo es necesario modificar los parámetros de funcionamiento de los motores y sensores.

Anexo 1 Diseño del engranaje

Tomado de Diseño de Máquinas, Robert I. Norton

Un engranaje sinfín está formado por un tornillo sinfín y una rueda helicoidal. Este engranaje une flechas que no son paralelas y que no se cruzan, por lo común en ángulo recto una con la otra. El tornillo sinfín es un engrane helicoidal, con un ángulo de hélice tan grande que un solo diente se enrolla de manera continua alrededor de su circunferencia. El tornillo sinfín se parece a la rosca de un tornillo común, y la rueda es como su tuerca.

Para realizar el diseño del engranaje sinfín es necesario tener los siguientes antecedentes.

Avance [L]: Distancia que un punto sobre el engrane acoplado (tuerca) se mueve axialmente en una revolución del tornillo sinfín.

Angulo de avance [λ] : tangente del avance dividido entre la circunferencia de paso πd del tornillo sinfín.

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d}$$

Paso axial p_x del tornillo sinfín es igual al paso circular p_c de la rueda helicoidal y está relacionado con el avance L según el número de inicios escogidos o el número de dientes N_w en el tornillo sinfín.

$$P_x = \frac{L}{N_w} = P_c = \frac{\pi d g}{N_g}$$

Donde

d_g = diámetro de paso

N_g = Numero de dientes de la rueda.

N_w por lo general entre 1 y 10

Fuerzas en los engranajes de sinfín.

En este engranaje se encuentra un estado tridimensional de cargas. Sobre cada miembro actúan componentes tangenciales, radiales y axiales. Con un ángulo (típico) de 90° entre los ejes del tornillo sinfín y de la rueda, la magnitud de componente tangencial en la rueda W_{tg} es igual al componente axial del tornillo sinfín W_{aw} y viceversa. Estos componentes se pueden definir de la forma

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{2T_g}{d_g}$$

De T_g y d_g son el par de torsión sobre, así como el diámetro de paso de la rueda. La fuerza axial W_{ag} sobre la rueda y la fuerza tangencial sobre el tornillo sinfín W_{tw} son

$$W_{ag} = W_{tw} = \frac{2T_w}{d}$$

donde T_w es el par de torsión sobre, y d es el diámetro de paso del tornillo sinfín. La fuerza radial W_r que será ambos elementos es

$$W_r = \frac{W_{tg} \tan \phi}{\cos \lambda}$$

donde ϕ es el ángulo de presión y λ es el ángulo de avance.

Geometría del engrane de sinfín

Los diámetros de paso y el número de dientes de engranajes que no son de sinfín tiene un relación única, pero esto no es cierto en los engranajes de sinfín. Una vez tomada la decisión en relación con el número de inicios en los dientes N_w deseados del tornillo sinfín, el número de dientes de la rueda N_g queda definido por la razón requerida del engranaje m_G :

$$N_g = m_G N_w$$

Sin embargo el diámetro de paso del tornillo sinfín no está ligado a estos números de dientes, como ocurre en otros engranajes. En teoría, el tornillo sinfín puede tener cualquier diámetro, siempre y cuando la sección transversal de sus dientes (paso axial) coincida con el paso circular de la rueda. (Esto es similar a los tornillos para máquina, con diámetros distintos pero con el mismo paso de rosca). Por lo que el diámetro de paso del tronillo sinfín d puede ser seleccionado aparte del diámetro d_w de la rueda y, para un d_w dado, cualquier modificación en d variará la distancia entre centros C entre el tornillo

sinfín y la rueda, pero sin afectar la razón de engrane. AGMA recomienda valores mínimos y máximo para el diámetro de paso del tornillo sinfín, como

$$\frac{C^{0.875}}{3} \leq d \leq \frac{C^{0.875}}{1.6}$$

y Dudley recomienda que se use

$$d \cong \frac{C^{0.875}}{2.2}$$

que da más o menos a medio camino entre los límites de AGMA.

El diámetro del paso de la rueda d_w se puede relacionar con el correspondiente al tornillo sinfín, a través de la distancia entre centros C .

$$d_g = 2C - d$$

Se determina la altura de la cabeza a y la profundidad de la raíz b de los dientes, a partir de

$$a = 0.3183 p_x \qquad b = 0.3683 p_x$$

El ancho de cara de la rueda helicoidal está limitado por el diámetro del tornillo sinfín. AGMA recomienda un valor máximo para el ancho de cara F como

$$F_{max} \leq 0.67d$$

Métodos de clasificación

A diferencia de los engranes helicoidales y cónicos, en los cuales se hacen los cálculos de forma separada para los esfuerzos sobre los dientes a flexión y superficies, y después se comparan con las propiedades de los materiales, los engranajes de sinfín se clasifican en función a su capacidad de manejar un nivel de potencia de entrada. La potencia nominal AGMA se basa en su resistencia a picado y desgaste, dado que la experiencia ha demostrado que éste es el modo usual de falla. En vista de las altas velocidades de deslizamiento existentes en los engranajes de sinfín, la temperatura de la película de aceite que separa los dientes de los engranes se convierte en factor de importancia y en la norma AGMA. Este factor es tomado en consideración. Estos estándares se basan en un ciclo de trabajo de 10 horas continuas por día de servicio bajo carga uniforme, definido como un factor de servicio de 1.0. Los materiales para la rueda helicoidal y tornillo sinfín se suponen de acuerdo a lo definido con anterioridad.

La clasificación nominal de un engranaje de sinfín se puede expresar como la potencia de entrada permisible Φ , la potencia de salida Φ_o , o como par de torsión permisible T a una velocidad dada de una flecha de entrada o de salida, quedando estas interrelacionadas por la razón general de potencia, par de torsión y velocidad. AGMA define una forma de clasificación de potencia de entrada como

$$\Phi = \Phi_o + \Phi_l$$

Donde Φ_l es la potencia perdida por fricción en el acoplamiento. La potencia de salida Φ_o se define de la forma

$$\Phi_o = \frac{nW_{tg}d_g}{126000 m_G} [hp] \quad o \quad \Phi_o = \frac{nW_{tg}d_g}{1.9E7 m_G} [kW]$$

Y la potencia perdida Φ_l se define de la forma

$$\Phi_l = \frac{V_t W_f}{33000} [hp] \quad o \quad \Phi_l = \frac{V_t W_f}{1000} [kW]$$

Éstas son ecuaciones con unidades mixtas. La velocidad de rotación n está en *rpm*. La velocidad de deslizamiento tangencial V_t esta en *fpm* (*m/s*) y se toma al diámetro del tornillo sinfín d que están en *in* (*mm*). Las cargas W_{tg} y W_f están en *lb* (*N*). La potencia aparece en *hp* (*kW*).

La carga tangencial W_{tg} sobre la rueda helicoidal en *lb* (*N*) se determina a partir de

$$W_{tg} = C_s C_m C_v d_g^{0.8} F \text{ (us)} \quad o \quad W_{tg} = C_s C_m C_v d_g^{0.8} F \text{ (si)}$$

donde C_s es un factor de material definido por AGMA, C_m es un factor de corrección de razón, definido por AGMA, de forma

$$\text{si } 3 < m_G \leq 20 \quad C_m = 0.02\sqrt{-m_G^2 + 40m_G - 76} + 0.46$$

$$\text{si } 20 < m_G \leq 76 \quad C_m = 0.0107\sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145}$$

$$\text{si } 76 < m_G \quad C_m = 1.1483 - 0.00658m_G$$

C_v es un factor de velocidad, definido por AGMA, como sigue

$$\text{si } 0 < V_t \leq 700 \text{ fpm} \quad C_v = 0.659e^{-0.0011V_t}$$

$$\text{si } 700 < V_t \leq 3000 \text{ fpm} \quad C_v = 13.31V_t^{-0.571}$$

$$\text{si } 3000 < V_t \text{ fpm} \quad C_v = 65.52V_t^{-0.774}$$

La velocidad tangencial en el diámetro de paso del tornillo sinfín es

$$V_t = \frac{\pi nd}{12 \cos \lambda} \text{ fpm}$$

la fuerza de fricción W_f sobre la rueda es

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{\cos \lambda \cos \phi}$$

El coeficiente de fricción en un acoplamiento de un engranaje de sinfín no es constante.

Es función de la velocidad. AGMA propone la siguiente relación:

$$\text{si } V_t = 0 \text{ fpm} \quad \mu = 0.15$$

$$\text{si } 0 < V_t \leq 10 \text{ fpm} \quad \mu = 0.124e^{(-0.074V_t^{0.645})}$$

$$\text{si } 10 < V_t \text{ fpm} \quad \mu = 0.103e^{(-0.11V_t^{0.45})} + 0.012$$

La eficiencia de la rueda es sólo (a exclusión de cojinetes, salpicaduras de aceite, etc) es

$$e = \frac{\Phi_o}{\Phi}$$

Y el par de torsión nominal de salida se puede determinar

$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2}$$

Anexo 2 Código Fuente del programa

```
        __CONFIG 3A3F
        include "p16f877.inc"

TMO    EQU    0X20
PERIO  EQU    .255

        org 0X00                ;VECTOR DE INICIO
        GOTO   INICIO           ;VE A INICIO
        ORG 0X04

; CAMBIO AL BANCO 1

INICIO  BSF    STATUS,RP0      ;RP0 =1

; CONFIGURACION DE PINES
;entradas
        BSF    TRISA,0         ;PORTA.0 ENT ANALOGICA
        BSF    TRISA,1         ;PORTA.1 ENT ANALÓGA (SENSOR POSICIÓN CODO)
        BSF    TRISC,0         ;entrada digital indicando sentido
        BCF    TRISD,0         ;representación motor muñeca
        BCF    TRISD,3         ;representación motor codo
        CLRF   TRISB           ;PC SALIDA conversion a/d (pruebas)

;SALIDAS
        BCF    TRISC,3         ;sentido de giro motor muñeca
        BCF    TRISC,4         ;sentido de giro motor codo
;PWM
        BCF    TRISC,1         ;PC<1> ES SALIDA, PWM2
        BCF    TRISC,2         ;PC<1> ES SALIDA, PWM1
        MOVLW PERIO           ;w=perio (Set the PWM period by writing to the
PR2 register)
        MOVWF  PR2            ;modificar pr2 solo si es necesario

; CONVERTIDOR A/D
        MOVLW  b'00000000'    ;W = 00000000
        MOVWF  ADCON1         ;CONFIGURA ADCON1

; CAMBIO AL BANCO 0
        BCF    STATUS,RP0      ;RPO=0
```

```

;CONFIGURACION C A/D
    MOVLW    b'10000001'    ;W=10000001, CANAL DE CONVERSION PA.0
    MOVWF    ADCON0        ;CONFIGURA ADCONO

;CONFIGURACION DEL TIMER 2
    MOVLW    B'00000011'    ;POS1:1(00000), APAGADO(0), PRE 1:16
    MOVWF    T2CON          ;T2CON=W

;CONFIGURACION DEL PWM1
    CLRF     CCP1L          ;EL CICLO DE TRABAJO =0%
    MOVLW    B'00001100'    ;MODO PWM
    MOVWF    CCP1CON        ;PC1 SALIDA
    BSF      T2CON,2        ;ENCENDER EL TIMER 2

; CONFIG PWM 2
    CLRF     CCP2L          ;CICLO DE TRABAJO 0%
    MOVLW    B'00001100'    ;MODO PWM
    MOVWF    CCP2CON        ;PC2 SALIDA
    BSF      T2CON,2        ;ENCENDER EL TIMER 2

;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;

;;;SENSOR DE SEÑAL MIOELECTRICA,DECIDE QUE ARTICULACION MOVER

conver    MOVLW    b'10000001'    ;W=10000001, CANAL DE CONVERSION PA.0
          MOVWF    ADCON0        ;CONFIGURA ADCONO
          call     DELAY          ;LLAMA A DELAY
          bsf      ADCON0,2        ;ADCON0,2=1 INDICA INICIO TRANSMISION
espera    btfsc    ADCON0,2        ;¿EL BIT 2 DE ADCON0 ES = 1?
          goto     espera        ;NO VE A ESPERA
          MOVF     ADRESH,W        ;SI MUEVE ADRESH AL ACUMULADOR (W)
          MOVWF    PORTB          ;MUEVE W A PORTB

M0?       BTFSS    ADRESH,7        ;¿ADRESH,7 ES 1? ENT ANALÓGA SIMULA MIOELEC
          GOTO     STOP          ;NO VE A STOP
          GOTO     M?0           ;SI VE A M?0 (PREGUNTA DEL OTRO BIT)

M?0       BTFSS    ADRESH,6        ;¿ADRESH,6=1? ENT ANALOGA SIMULA MIOELEC
          GOTO     CODO          ;NO VE A CODO
          GOTO     MUÑE         ;SI VE A MUÑE

;;;YA SELECCIONADO CODO SENS LA ENTRADA DE POSICION DE CODO

```

```

CODO    MOVLW    b'10001001'      ;W=10000001, CANAL DE CONVERSION PA.1
        MOVWF    ADCON0          ;CONFIGURA ADCONO
        call     DELAY           ;LLAMA A DELAY
        bsf      ADCON0,2        ;ADCON0,2=1 INDICA INICIO DE TRANSMISIÓN
esperal btfscl  ADCON0,2        ;¿EL BIT 2 DE ADCON0 ES = 1?
        goto    esperal         ;NO VE A ESPERAL

;;;DECISIÓN DEL SENTIDO DEL MOVIMIENTO DEL CODO
        BTFS    TRISC,0          ;SI ¿PORTC,0=1? (SIMULA BOTON DE DIRECCIÓN)
        GOTO    CODER           ;NO VE A CODER
        GOTO    COIZQ          ;SI VE A COIZQ

;;;CONTROL DE VELOCIDAD DEL CODO DEPENDIENDO DE LA POSICIÓN

        ;;;MOVIMIENTO HACIA LA DERECHA

CODER   BSF      PORTC,4         ;PIN 0 DE PORTC=1, DA SENTIDO DE MOVIMIENTO
        MOVLW    .179           ;MUEVE .179 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W       ;RESTA .179 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    STOPCO         ;NO VE A STOPCO
        GOTO    VELL           ;SI VE A VELL

VELL    MOVLW    .157           ;MUEVE .157 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W       ;RESTA .157 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELLL         ;NO VE A VELLL
        GOTO    VELM          ;SI VE A VELM

VELM    MOVLW    .135           ;MUEVE .135 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W       ;RESTA .135 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELMM         ;NO VE A VELMM
        GOTO    VELR          ;SI VE A VELR

VELR    MOVLW    .114           ;MUEVE .114 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W       ;RESTA .114 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELRR         ;NO VE A VELRR
        GOTO    VELM2         ;SI VE A VELM2

VELM2   MOVLW    .92            ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W       ;RESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR

```

```

GOTO    VELMM                ;NO VE A VELMM
GOTO    VELL2               ;SI VE A VELL2

VELL2   MOVLW    .71         ;MUEVE .71 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;RESTA .71 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELL3       ;NO VE A VELL3
        GOTO     VELL3       ;SI VE A pb

VELL3   MOVLW    D'200'      ;w=150
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF     PORTD,3      ;PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

VELMM   MOVLW    D'225'      ;w=200
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF     PORTD,3      ; PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

VELRR   MOVLW    D'250'      ;w=150
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF     PORTD,3      ; PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

; ; ; MOVIMIENTO HACIA LA IZQUIERDA

COIZQ   BCF     PORTC,4      ;PORTC,0=0, DA EL SENTIDO DEL MOVIMIENTO
        MOVLW    .179        ;MUEVE .179 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;RESTA .179 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELL3       ;NO VE A pb
        GOTO     cVELL      ;SI VE A cVELL

cVELL   MOVLW    .157        ;MUEVE .157 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;RESTA .157 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELL3       ;NO VE A VELL3
        GOTO     cVELM      ;SI VE A cVELM

```

Anexo 2
Código fuente del programa

```

cVELM  MOVLW  .135          ;MUEVE .135 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W     ;RESTA .135 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO   VELMM        ;NO VE A VELMM
        GOTO   cVELR        ;SI VE A cVELR

cVELR  MOVLW  .114          ;MUEVE .114 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W     ;RESTA .114 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO   VELRR        ;NO VE A VELRR
        GOTO   cVELM2       ;SI VE A cVELM2

cVELM2 MOVLW  .92           ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W     ;RESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO   VELMM        ;NO VE A VELMM
        GOTO   cVELL2       ;SI VE A cVELL2

cVELL2 MOVLW  .80           ;MUEVE .71 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W     ;RESTA .71 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO   VELL        ;NO VE A VELL
        GOTO   STOPCO       ;SI VE A STOPCO

STOP   MOVLW  D'0'          ;w=0
        MOVWF  CCPR2L        ;CCPR2L=W   CICLO DE TRABAJO
        MOVLW  D'0'          ;w=0
        MOVWF  CCPR1L        ;CCPR1L=W   CICLO DE TRABAJO
        GOTO   pb            ;VE A pb

STOPCO MOVLW  D'0'          ;w=150
        MOVWF  CCPR2L        ;CCPR2L=W   CICLO DE TRABAJO
        GOTO   pb            ;VE A pb

STOPMU MOVLW  D'0'          ;w=0
        MOVWF  CCPR1L        ;CCPR1L=W   CICLO DE TRABAJO
        GOTO   pb            ;VE A pb

;;;YA SELECCIONADO LA MUÑECA SENS LA ENTRADA DE POSICIÓN DE LA MUÑECA

MUÑE  MOVLW  b'10010001'    ;w=10000001, CANAL DE CONVERSION PA.2
        MOVWF  ADCON0        ;CONFIGURA ADCONO
        call   DELAY         ;LLAMA A DELAY
        bsf   ADCON0,2       ;ADCON0,2=1 INDICA INICIO DE TRANSMISIÓN

```

```

espera2 btfs    ADCON0,2      ;¿EL BIT 2 DE ADCON0 ES = 1?
        goto    espera2      ;NO VE A ESPERA2

;;;DECISIÓN DEL SENTIDO DEL MOVIMIENTO DE LA MUÑECA

        BTFS    TRISC,0      ;SI ¿BIT 0 P C ES 1? SIMULA BOTON DE DIRECCIÓN
        GOTO    MUDER        ;NO VE A MUDER
        GOTO    MUIZQ        ;SI VE A MUIZQ

;;;CONTROL DE VELOCIDAD DE LA MUÑECA DEPENDIENDO DE LA POSICIÓN

        ;;;MOVIMIENTO HACIA LA DERECHA

MUDER   BSF     PORTC,3
        MOVLW   .179         ;MUEVE ??? AL ACUMULADOR
        SUBWF   ADRESH,W     ;RESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    STOPMU       ;NO VE A STOPMU
        GOTO    VELmL        ;SI VE A VELmL

VELmL   MOVLW   .157         ;MUEVE ?????? AL ACUMULADOR
        SUBWF   ADRESH,W     ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmLL       ;NO VE A VELmLL
        GOTO    VELmM        ;SI VE A VELmM

VELmM   MOVLW   .135         ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF   ADRESH,W     ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmMM       ;NO VE A VELmMM
        GOTO    VELmR        ;SI VE A VELmR

VELmR   MOVLW   .114         ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF   ADRESH,W     ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmRR       ;NO VE A VELmRR
        GOTO    VELmM2       ;SI VE A VELmM2

VELmM2  MOVLW   .92          ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF   ADRESH,W     ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFS    STATUS,C     ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmMM       ;NO VE A VELmMM
        GOTO    VELmL2       ;SI VE A VELmL2

```



```

VELmL2  MOVLW    .71          ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELmLL      ;NO VE A
        GOTO     VELmLL      ;SI VE A pb

VELmLL  MOVLW    D'150'      ;w=150
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF      PORTD,3     ; PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

VELmMM  MOVLW    D'200'      ;w=200
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF      PORTD,3     ; PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

VELmRR  MOVLW    D'250'      ;w=250
        MOVWF    CCPR1L      ;CCPR1L=W    CICLO DE TRABAJO
        MOVLW    D'0'        ;w=0
        MOVWF    CCPR2L      ;CCPR2L=W    CICLO DE TRABAJO
        BSF      PORTD,3     ; PORTD,3 = 1
        GOTO     pb          ;VE A pb

        ;;MOVIMIENTO HACIA LA IZQUIERDA

MUIZQ   BCF      PORTC,3
        MOVLW    .179        ;MUEVE ???? AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELmLL      ;NO VE A pb
        GOTO     mVELL      ;SI VE A mVELL

mVELL   MOVLW    .157        ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO     VELmLL      ;NO VE A VELmLL
        GOTO     mVELM      ;SI VE A mVELM

mVELM   MOVLW    .135        ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF    ADRESH,W    ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC    STATUS,C    ;SI LA RESTA W ES MAYOR

```

```

        GOTO    VELmMM          ;NO VE A VELmMM
        GOTO    mVELR          ;SI VE A mVELR

mVELR   MOVLW   .114           ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W        ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmRR          ;NO VE A VELmRR
        GOTO    mVELM2         ;SI VE A mVELM2

mVELM2  MOVLW   .92            ;MUEVE .92 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W        ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmMM          ;NO VE A VELmMM
        GOTO    mVELL2         ;SI VE A mVELL2

mVELL2  MOVLW   .71            ;MUEVE .71 AL ACUMULADOR
        SUBWF  ADRESH,W        ;ESTA .92 A ACUMULADOR
        BTFSC  STATUS,C        ;SI LA RESTA W ES MAYOR
        GOTO    VELmLL          ;NO VE A VELmLL
        GOTO    STOPMU         ;SI VE A STOPMU

pb      MOVLW   b'10000001'    ;W=10000001, CANAL DE CONVERSION PA.0
        MOVWF  ADCON0          ;CONFIGURA ADCON0
        call   DELAY           ;LLAMA A DELAY
        bsf   ADCON0,2         ;ADCON0,2=1 INDICA INICIO DE TRANSMISIÓN
espera3 btfsf   ADCON0,2         ;¿EL BIT 2 DE ADCON0 ES = 1?
        goto   espera3         ;NO VE A ESPERA3
        MOVF  ADRESH,W        ;MOVER ADRESH AL ACUMULADOR
        MOVWF PORTB           ;MOVER ACUMULADOR A PUERTO B
        GOTO  conver           ;VE A conver

DELAY   MOVLW   .4             ;MUEVE .4 AL ACUMULADOR
        MOVWF  TMPO           ;MUEVE EL ACULUMADOR A TMPO
DEC     DECF    TMPO,F         ;DECREMENTA TMPO
        BTFSS  STATUS,Z        ;STATUS,Z ES IGUA A 1, NO VE A DEC SI A return
        GOTO   DEC             ;VE A DEC

        return                ;REGRESA A INTERRUPCIÓN

        end                    ;FIN

```

Índice de figuras

Fig. 1	Niveles de amputación	7
Fig. 2	Sistema de arneses de prótesis mecánica	9
Fig. 4	Movimientos del codo.....	11
Fig. 3	Movimientos del codo.....	11
Fig. 5	Sistema óseo	12
Fig. 6	Ligamentos del codo	13
Fig. 7	Músculo supinador largo, supinador corto, branquial anterior, bíceps branquial ..	13
Fig. 8	Músculo tríceps branquial	14
Fig. 9	Músculo pronador cuadrado, pronador redondo	14
Fig. 10	Medidas antropométricas de mexicanos entre 18 y 65 años	17
Fig. 11	Motores a paso	24
Fig. 12	Servomotores	24
Fig. 13	Motores de DC	24
Fig. 14	Engranajes planos	25
Fig. 15	Bandas.....	25
Fig. 16	Cadenas	25
Fig. 17	Tornillo fin	25
Fig. 18	Tabla con engranes tornillo sinfín empresa HPC Gears	42
Fig. 19	Tabla con engranes helicoidales empresa HPC Gears	43
Fig. 20	Mecanismo tornillo sinfín, en el codo.....	44
Fig. 21	Engranaje para movimiento en la muñeca	44
Fig. 22	Modelo de prótesis de codo y brazo.....	45
Fig. 23	Mecanismo tornillo sinfín ensamblado al soporte.....	46
Fig. 24	Ensamble del engranaje para movimiento en la muñeca	46
Fig. 25	Plano con la vista superior del diseño de prótesis.....	47
Fig. 26	Plano con vista lateral del diseño de prótesis.....	47
Fig. 27	Vista isométrica del diseño de prótesis	48
Fig. 28	Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el brazo	49
Fig. 29	Imagen del desplazamiento generado por los esfuerzos en el brazo.....	50
Fig. 30	Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el codo	50
Fig. 31	Imagen de desplazamiento generado por los esfuerzos en el codo.....	51
Fig. 32	Imágenes de los ejes en el engranaje de codo y muñeca.....	52
Fig. 33	Imagen de los esfuerzos generado por las cargas y restricciones en el codo	53
Fig. 34	Imagen de desplazamiento generado por los esfuerzos en el codo.....	53
Fig. 35	Efecto del ciclo de trabajo en el nivel de DC [9]	57
Fig. 36	Diagrama de potenciómetro	58
Fig. 37	Imagen de potenciómetros	58
Fig. 38	Patigrama de Microcontrolador PIC16F874A	63
Fig. 39	Diagrama de conexiones	64
Fig. 40	Modelo funcional vista izquierda.....	66
Fig. 41	Modelo funcional vista izquierda 2.....	67
Fig. 42	Vista superior de engrane helicoidal	67
Fig. 43	Modelo funcional vista trasera	67

Índice de tablas

Tabla 1	Movimientos del codo al realizar actividades cotidianas [4]	16
Tabla 2	Medidas antropométricas trabajadores sexo masculinos entre 18 y 65 años [2]..	18
Tabla 3	Especificaciones de diseños	22
Tabla 4	Comparación de actuadores.....	24
Tabla 5	Comparación sistema de transmisión	25
Tabla 6	Características del polipropileno	26
Tabla 7	Características del ABS	27
Tabla 8	Características Aluminio	27
Tabla 9	Características Titanio	28
Tabla 10	Comparación de sistemas de control	29
Tabla 11	Interpretación de las calificaciones de de las matrices de decisión.....	29
Tabla 12	Matriz de decisión sobre materiales	30
Tabla 13	Matriz de decisión sobre sistemas de transmisión mecánica.....	31
Tabla 14	Matriz de decisión sobre sistemas de actuación	31
Tabla 15	Matriz de decisión sobre el sistema de control.....	32
Tabla 16	Resultados de las matrices de decisión.....	32
Tabla 17	Datos de entrada para cálculos de engranaje en el codo	36
Tabla 18	Resultados sobre la geometría del engranaje sinfín en el codo	37
Tabla 19	Resultados de las fuerzas en los engranajes sinfín en el codo.....	37
Tabla 20	Par de torsión en los engranajes sinfín en el codo.....	37
Tabla 21	Potencia en los engranajes sinfín en el codo	37
Tabla 22	Comparación de geometría del engranaje entre el engranaje calculado y comerciales en el codo.....	38
Tabla 23	Comparación de la fuerzas del engranaje calculado y comerciales en la muñeca	39
Tabla 24	Comparación de potencia entre engranaje calculado y comercial en la muñeca .	39
Tabla 25	Datos de entrada para cálculos de engranaje en la muñeca.....	40
Tabla 26	Resultados sobre la geometría del engranaje sinfín en la muñeca	40
Tabla 27	Resultados de las fuerzas en los engranajes sinfín en la muñeca.....	41
Tabla 28	Par de torsión en los engranajes sinfín en la muñeca	41
Tabla 29	Potencia en los engranajes sinfín en la muñeca.....	41
Tabla 30	Tabla de estados para programa de control	55
Tabla 31	Tabla de alias usados en el diagrama de flujo	59
Tabla 32	Tabla de entradas y salidas	63

Referencias

1. COMÍN MARIO, DEJOZ RICARDO, ATIENZA CARLOS, **Biomecánica articular y sustituciones protésicas**, Instituto de biomecánica de Valencia, Publicaciones IBV, España 1998, pg. 517-554.
2. ÁVILA CHAURAND ROSALÍO, PRADO LEÓN LILIA, ET. AL. , **Dimensiones antropométricas de población latinoamericana**, Universidad de Guadalajara, Centro de investigaciones en ergonomía, Primera edición; México 2001
3. SUR B. DONALD, MICHAEL W. JOHN, **Prosthetics and Orthotics**, Second edition, Prentice Hall, United States of America 2002, pg 1-20, 143-168.
4. BARRIENTOS CARLOS, SANDOVAL JAHEL, **Diseño y construcción de un brazo mecánico aplicado en la investigación de prótesis**; Tesis, México 2003
5. SEYMOUR RON, **Prosthetics and Orthotics Lower Limb and Spinal**, Lippincott Williams & Wilkins, Estados Unidos 2002
6. FLORES ITZEL, JUAREZ ANA, **Diseño de prótesis mecatrónica de mano**, Tesis, Facultad de Ingeniería, UNAM, México 2007
7. NORTON ROBERT L., **Diseño de maquinas**, Prentice Hall, México 1999
8. KREIGHBAUM ELLEN, BARTHELS KATHARINE, **Biomechanics A Qualitative Approach for Studying Human Movement**, Allyn and Bacon, Fourth Edition, USA 1996
9. BERLIN HOWARD M., **Fundamentals of operational amplifiers and linear integrated circuits**, Merrill Publishing company, USA 1990, pp. 245-246
10. Boston Gears, www.bostongear.com, 25 de abril de 2008
11. HPC Gears, www.hpcgears.com, 25 de abril de 2008
12. All datasheet, Hoja de especificaciones del L293D, <http://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/27189/TI/L293D.html>, 08 junio de 2008
13. SHIGLEY JOSEPH EDWARD, **Diseño en Ingeniería Mecánica**, 6a. edición, Mc Graw Hill, México 2003

Imágenes

20. http://www.fi-p.unam.mx/simposio_investigacion2dic04/disenos_protosis_extenso.html

21. Human Kinetics, http://www.hkeducationcenter.com/courses/OEC_Previews/hf-ft101ue_preview/u3_s5.cfm, 10 de enero de 2008
22. DuPont™ Minlon, <http://plastics.dupont.com/plastics/pdflit/europe/minlon/MINPPE.pdf>, 25 de enero de 2008
23. HPC Gears, engranes planos, http://www.hpcgears.com/products/spur_gears.htm, 13 de noviembre de 2007
24. Global Spec, The Engineering Search Engine, http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/QualityTransmissionComponents/Flexible_Molded_Duracon_and_Steel_Racks/21800/1?deframe=1, 13 de noviembre de 2007
25. HPC Gears, cadenas plasticas, http://www.hpcgears.com/products/plastic_chains.htm, 13 de noviembre de 2007
26. HPC Gears, tornillos sinfín, http://www.hpcgears.com/products/worms_wheels.htm, 13 de noviembre de 2007
27. Bearing Engineers, Inc, <http://www.motionsolutions.com/images/StepMotors.jpg>, 14 de noviembre de 2007
28. Blue Melon, <http://www.bluemelon.org/images/thumb/0/02/Servo.gif/339px-Servo.gif>, 14 de noviembre de 2007
29. OPTIMAS manufacturing solutions, http://www.optms.net/images/DC_Motor-1-b.jpg, 14 de noviembre de 2007
30. Imagen de potenciometró, http://bp3.blogger.com/_GlwKMvMCZDg/RdB2J2OKPzl/AAAAAAAAAADs/POOgxiWNUIA/s1600-h/Potenciometro.JPG, 14 de noviembre de 2007
31. Sitio de electrónica El mundo de Hugo, <http://hugosworld0.tripod.com/fotos/Electronica/Potenciometros.jpg>
32. Anatomía funcional, Universidad de Granada, <http://www.ugr.es/~dlcruz/musculos/indexcont.htm>, 26 de mayo de 2008
33. Physiotherapy report, http://www.physiographic.com/e_products/progress%20note.htm, 9 de junio de 2008